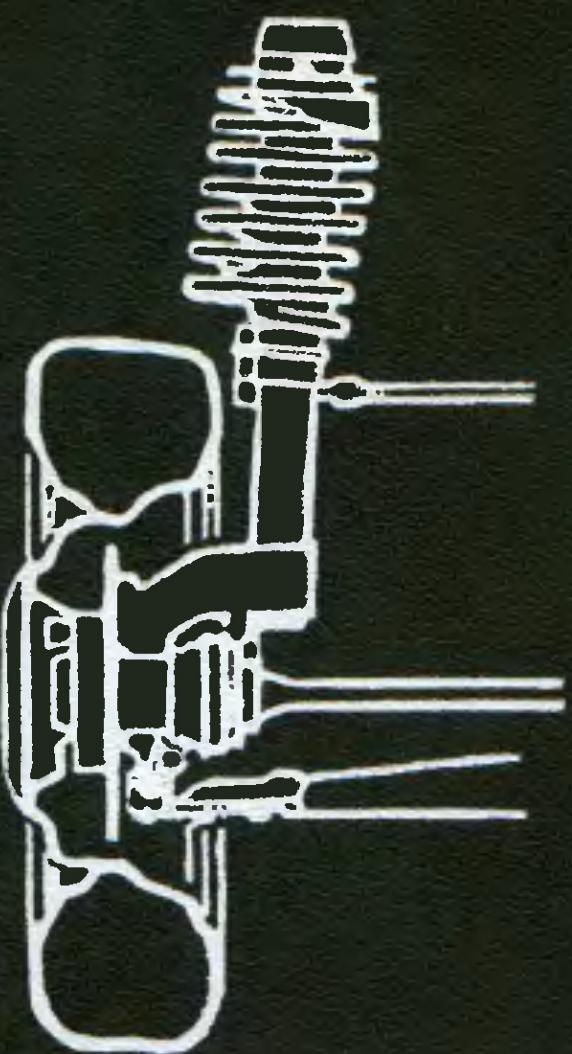


J. Räimperl **Fahrwerktechnik 1**

Й. Раймпель

УЧЕБНИК АВТОМОБИЛЯ



«Машиностроение»

Prof. Dipl.-Ing. Jörnsen Reimpell

Fahrwerktechnik 1

*Konstruktion und Kinematik
der Radaufhängungen
Berechnungs-, Werkstoff- und
Wirtschaftlichkeitshinweise
Fahrwerk und Gesamtfahrzeug
Räder und Reifen*

*4., völlig überarbeitete und stark
erweiterte Auflage*



VOGEL-VERLAG

Й. Раймпель

ШАССИ АВТОМОБИЛЯ

Сокращенный перевод с немецкого В. П. АГАПОВА
под редакцией канд. техн. наук И. Н. ЗВЕРЕВА



МОСКВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1983

ББК 39.33—04

P18

УДК 629.113 : 629.02.11.011.1.03.20—30

Раймпель Й.

P18 Шасси автомобиля./Сокр. пер. 1 тома 4 нем. изд. В. П. Агапова; Под ред. И. Н. Зверева. М.: Машиностроение, 1983. — 356 с., ил.

В пер. 2 р. 10 к.

Даны конкретные рекомендации, касающиеся методов проектирования, расчета и выбора параметров шасси. Содержится большой материал по конструкциям направляющих устройств подвесок. Рассмотрены вопросы кинематики шасси.

Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, конструированием, исследованием и эксплуатацией автомобилей.

Р 3603030000-132
038 (01)-83 132-83

ББК 39.33—04
6T2.1

© Vogel — Verlag, Würzburg, 1978

© Сокращенный перевод на русский язык, «Машиностроение», 1983 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Шасси и автомобиль в целом	7
1.1. Типы автомобилей	7
1.2. Наружные размеры автомобилей	14
1.3. Массы и допустимые осевые нагрузки	21
1.3.1. Собственная масса	22
1.3.2. Допустимая полная масса	23
1.3.3. Допустимый полезный груз	23
1.3.4. Допустимые осевые нагрузки	24
1.3.5. Конструктивная масса	24
1.4. Распределение масс	25
1.4.1. Распределение масс на легковых автомобилях с передним приводом	25
1.4.2. Распределение масс на легковых автомобилях классической компоновки	26
1.4.3. Распределение масс на легковых автомобилях с задним расположением двигателя	27
1.4.4. Определение осевых нагрузок на дорогу от колес легкового автомобиля	28
1.4.5. Измерение распределения масс грузопассажирских и развозных автомобилей	40
1.5. Одноосные прицепы, массы и нагрузки на дышло	41
1.6. Неподрессоренные массы	43
1.7. Моменты инерции	51
1.8. Типы привода	52
1.8.1. Классическая компоновка	53
1.8.2. Привод на все колеса	58
1.8.3. Схема автомобиля с задним расположением двигателя	62
1.8.4. Передний привод	69
1.9. Системы автомобиля и агрегаты шасси	84
2. Шины и колеса	85
3. Подвеска	85
3.1. Конструктивные элементы шасси	92
3.1.1. Упругие элементы	92
3.1.2. Штанги и рычаги	94
3.1.3. Шарниры рычагов	100
3.1.4. Трансмиссионные валы и шарниры	108
3.1.5. Подшипники ведомых колес и их уплотнения	120
3.1.6. Подшипники ведущих колес с независимой подвеской	127
3.1.7. Подшипники полуосей, применяемые при зависимой подвеске ведущих колес	134
3.2. Зависимые подвески	137
3.2.1. Преимущества и недостатки	137
3.2.2. Подвески на продольных рессорах	140
3.2.3. Подвески с направляющими парными рычагами	144
3.2.4. Подвески с дышлом	154
3.2.5. Подвески с двумя продольными рычагами	161
3.2.6. Подвески Де-дион	164
3.3. Независимые подвески (общие положения)	169
3.4. Подвески на двойных поперечных рычагах	170
3.4.1. Конструктивные подробности	170
3.4.2. Конструкции подвесок гоночных автомобилей	171
3.4.3. Передние пружинные подвески	175
3.4.4. Задние пружинные подвески	183
3.4.5. Торссионные подвески	185
3.4.6. Рессорные подвески	187
3.4.7. Гидропневматические подвески	190

3.5.	Подвеска Макферсон	195
3.5.1.	Преимущества и недостатки	195
3.5.2.	Конструктивные подробности	197
3.5.3.	Силы и трение, возникающие в амортизаторной стойке	201
3.5.4.	Газонаполненные амортизаторные стойки	205
3.5.5.	Раздельная конструкция цапфы и амортизаторной стойки	207
3.5.6.	Верхняя опора	210
3.5.7.	Подвески ведомых передних колес	213
3.5.8.	Подвески ведущих передних колес	218
3.5.9.	Подвески ведомых задних колес	221
3.5.10.	Подвески ведущих задних колес	225
3.6.	Подвеска на продольных и поперечных рычагах	227
3.7.	Подвеска на двойных продольных рычагах	228
3.8.	Подвеска с качающимися полуосями	229
3.9.	Подвеска на продольных рычагах	235
3.9.1.	Конструктивные подробности	235
3.9.2.	Торсионная подвеска	237
3.9.3.	Пружинная подвеска	239
3.9.4.	Гидропневматическая подвеска	243
3.9.5.	Конструкции подвесок, применяемых для прицепов	244
3.10.	Подвески на косых рычагах	245
3.10.1.	Экономичный вариант подвески	246
3.10.2.	Технически совершенный вариант подвески	247
3.10.3.	Подвеска ведущих задних колес	253
3.10.4.	Реакция на изменение подачи топлива	257
3.10.5.	Диагональная подвеска с качающимися полуосями, компенсирующая действие тягового момента фирмы «Даймлер-бенц»	259
3.10.6.	Регулировка уровня кузова	264
3.11.	Торсионно-рычажная подвеска	265
3.12.	Тип привода автомобиля и конструкция подвески	273
4.	Кинематика шасси	274
4.1.	Установочные параметры подвесок	274
4.2.	Колесная база	278
4.3.	Колея	278
4.4.	Центры крена и ось крена	284
4.5.	Развал	297
4.6.	Схождение и собственный поворот оси	303
4.7.	Углы поворота колес и диаметр разворота автомобиля	313
4.8.	Возврат рулевого колеса (общие положения)	319
4.9.	Плечо обкатки	321
4.10.	Поперечный наклон оси поворота колеса	325
4.11.	Продольный наклон оси поворота колеса	328
4.11.1.	Направление продольного наклона оси поворота и прямолинейное движение автомобиля	328
4.11.2.	Стабилизирующие моменты, действующие во время движения на повороте	331
4.11.3.	Изменение углов развала, поперечного и продольного наклонов оси поворота колеса при повороте рулевого колеса	335
4.11.4.	Потеря возврата рулевого колеса	339
4.11.5.	Изменение продольного наклона оси поворота при ходе подвески	340
4.11.6.	Вынос колеса	344
4.11.7.	Дополнительные силы, возникающие в результате вылета и продольного наклона оси поворота колеса	345
4.11.8.	Установочные значения и допуски	347
4.12.	Центр продольного крена	348
Список литературы		354

1. ШАССИ И АВТОМОБИЛЬ В ЦЕЛОМ

Параметры шасси зависят от типа кузова, расположения двигателя и коробки передач, распределения масс автомобиля и его наружных размеров. Этим смежным вопросам, не имеющим прямого отношения к шасси, но тем не менее важным для инженера, занимающегося проектированием шасси, посвящена первая глава.

1.1. ТИПЫ АВТОМОБИЛЕЙ

К автомобильным транспортным средствам относят одно- или двухколейные самодвижущиеся транспортные средства, предназначенные для перевозки людей и грузов. Согласно стандарту ДИН 70010 их подразделяют на автомобили, мотоциклы, тягачи и автопоезда. К автомобилям относят легковые и грузовые автомобили, автобусы и автомобили специального назначения. Последние по конструкции и использованному оборудованию предназначены для перевозки только определенных людей или грузов, а также для выполнения определенной работы. К ним относят, например, санитарные автомобили, автомобили-цистерны, автомобили-краны, пожарные автомобили и т. д.

Легковые автомобили предназначены для перевозки ограниченного числа людей (в ФРГ чаще всего пяти человек) и их багажа. По стандарту ДИН 70011 их подразделяют на следующие виды: лимузин, полнообзорный лимузин, пульман-лимузин, ландо, кабрио-лимузин, кабриолет, спортивный автомобиль, купе, многоцелевой автомобиль.

Лимузин (рис. 1.1.1) — закрытый легковой автомобиль с жесткой крышей, двумя или четырьмя дверями и четырьмя или более боковыми окнами; возможно наличие люка в крыше (рис. 1.1.2). Задние сиденья могут быть выполнены складными или съемными, чтобы получить большую погрузочную площадь. Для удобного использования последней кузов нередко оборудуют дополнительной одно- или двухстворчатой задней дверью (рис. 1.1.3). Салон в таком легковом автомобиле (называемом комби-лимузин) можно использовать различным образом (рис. 1.1.4) *.

Согласно положению о допуске к эксплуатации грузопассажирскими (рис. 1.1.5) называют такие автомобили, которые по своей конструкции и оснащению позволяют

* В СССР такой кузов, в зависимости от исполнения, может называться купе, седаном или универсалом. — Прим. ред.

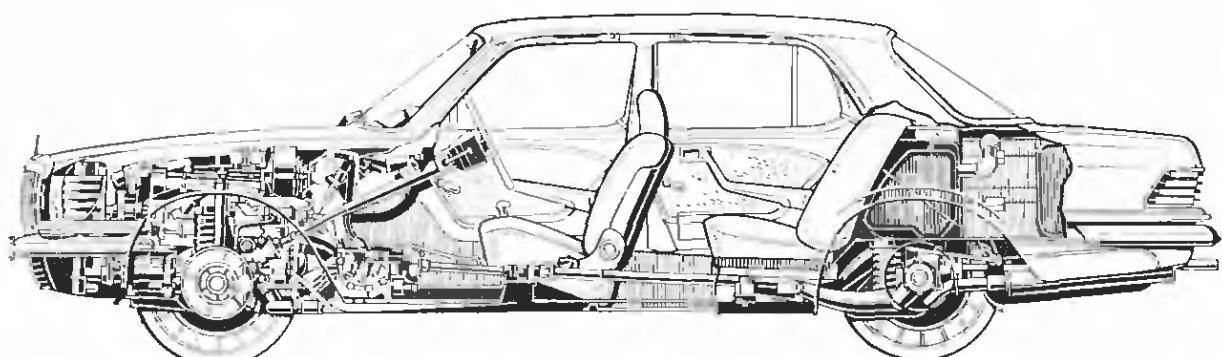


Рис. 1.1.1. «Мерседес-бенц 350 СЕ» — четырехдверный лимузин классической компоновки. Карданная передача с промежуточной опорой и топливный бак расположены в наиболее безопасной зоне над осью задних колес

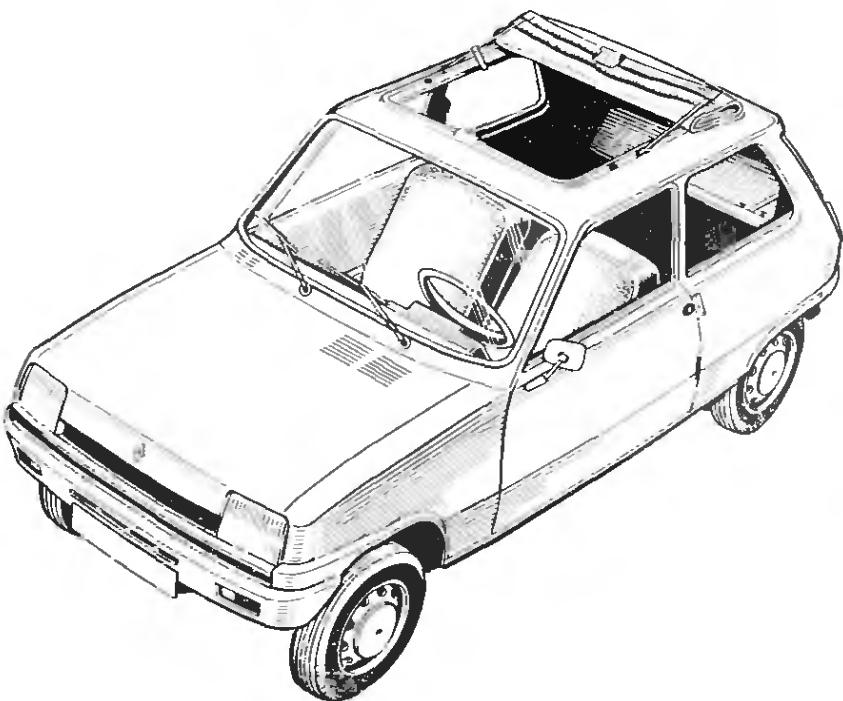


Рис. 1.1.2. «Рено-5» — двухдверный комби с передним приводом, складными задними сиденьями и с дополнительной задней дверью. В варианте автомобиля, выполненном с мягкой складной крышей, хотя и в большей мере ощущаются погодные условия, чем в распространенных в ФРГ автомобилях со стальной сдвижной крышей, в то же время имеется возможность сделать люк по площади примерно в 2 раза больше

без существенных переделок перевозить (одновременно или поочередно) как людей, так и грузы *. По этой причине на них не распространяются положения стандарта ДИН 70011, хотя в этом стандарте такие автомобили называют лимузинами. Развозные автомобили (рис. 1.1.6) представляют собой упрощенные грузопассажирские автомобили, которые — как и грузовые (рис. 1.1.7) — предназначены для перевозки только грузов. Для этих автомобилей массу водителя ($m_p = 75$ кг) включают в массу снаряженного автомобиля (см. разд. 1.4.5).

Грузопассажирские и развозные автомобили изготавливают на базе лимузинов, но в отличие от них допускают большую нагрузку. В связи с этим на лимузине приходится увеличивать жесткость задней подвески, изменять распределение тормозных сил, применять шины с большей допустимой нагрузкой (мод. 6PR вместо

* Кузов, показанный на рис. 1.1.5, в СССР называют универсалом.
— Прим. ред.

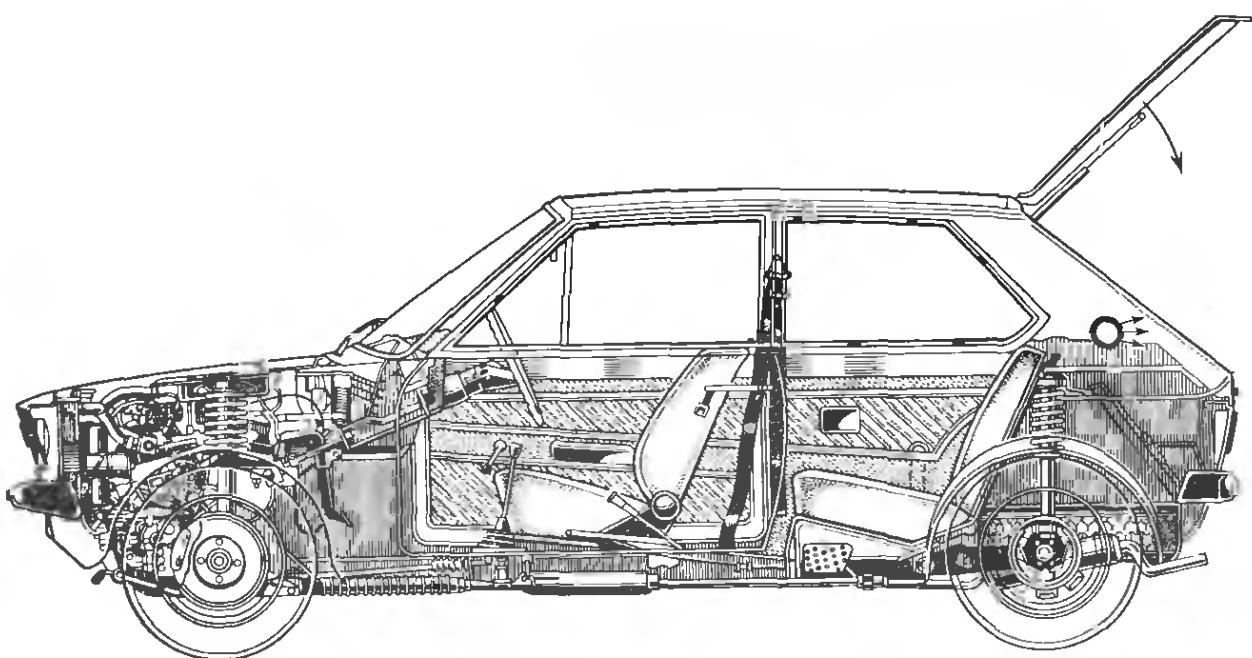


Рис. 1.1.3. «Фольксваген-поло» — двухдверный комби с передним приводом, складными задними сиденьями и с дополнительной задней дверью, имеет конструкцию, аналогичную конструкции мод. «Ауди-50». Поперечно расположенный двигатель наклонен вперед; электровентилятор обеспечивает достаточное охлаждение

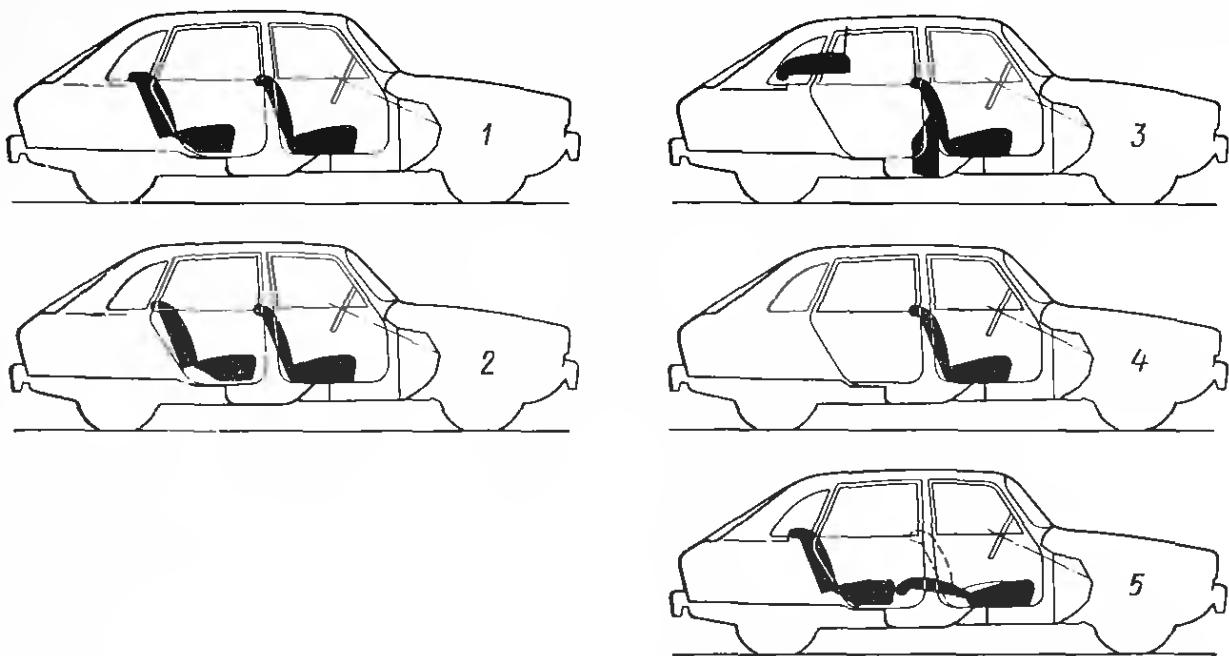


Рис. 1.1.4. Варианты трансформации внутреннего пространства переднеприводных четырехдверных лимузинов мод. 16, 20 и 30 ТС фирмы «Рено», оборудованных дополнительной задней дверью:

1 — обычное положение, обеспечивающее удобное размещение задних пассажиров; 2 — заднее сиденье сдвинуто вперед для увеличения объема багажного отделения; 3 — заднее сиденье сложено, а спинка сиденья подвешена для увеличения объема багажного отделения; 4 — заднее сиденье снято для получения большой погрузочной площади; 5 — спальные места устроены путем соответствующей переустановки передних сидений

мод. 4PR, см. разд. 2.2.3), а иногда также большее передаточное число главной передачи. Измененные параметры подвески и более высокий центр тяжести могут отразиться на характеристиках поведения этих автомобилей во время движения на повороте.

Грузопассажирские автомобили (как и лимузины) имеют четыре — пять посадочных мест. Для перевозки большего числа пассажиров используют грузопассажирские автомобили, изготовленные на базе грузовых автомобилей малого класса (рис. 1.1.8). Они имеют от шести до десяти съемных сидений. Если требуется автомобиль только для перевозки грузов, то предпочтительнее автомобиль-фургон (рис. 1.1.9, см. рис. 1.8.27).

Полнообзорный лимузин, возникший на базе лимузина с закрытым кузовом, вряд ли в настоящее время выпускается в Европе (рис. 1.1.10). Этот автомобиль согласно стандарту ДИН 70011 имеет четыре или более боковых окна, но без средних стоек. По этой причине верхние точки крепления ремней безопасности приходится опускать и сдвигать далеко назад, чтобы разместить их на боковых стенках кузова. На таком автомобиле могут устанавливать, кроме обычной, съемную крышу (кузов хардтоп), но для этого она должна быть изготовлена из жесткого материала, чтобы можно было ее снимать и устанавливать простыми средствами.

Менее известен пульман-лимузин — автомобиль с закрытым кузовом и не менее чем с шестью боковыми окнами, а также в большинстве случаев с удлиненной базой; примером пульман-лимузина может служить автомобиль «Мерседес 600» *. Кузов ландо, также едва ли выпускающийся в настоящее время, имеет жесткую крышу над передними сиденьями и открывающуюся — над задними.

Отличительной чертой кузова кабрио-лимузин является то, что при наличии неубирающихся боковых стекол в рамках крышу можно полностью откинуть. Типичным примером такого автомобиля является выпускаемая в настоящее время мод. «Ситроен-2 ЦВ».

В связи с возможностью возникновения опасности для жизни людей в случае переворачивания автомобиля при аварии и в связи с трудностями, возникающими

* В таком кузове всегда имеется перегородка за передними сиденьями и автомобиль с этим кузовом называют лимузином. — Прим. ред.

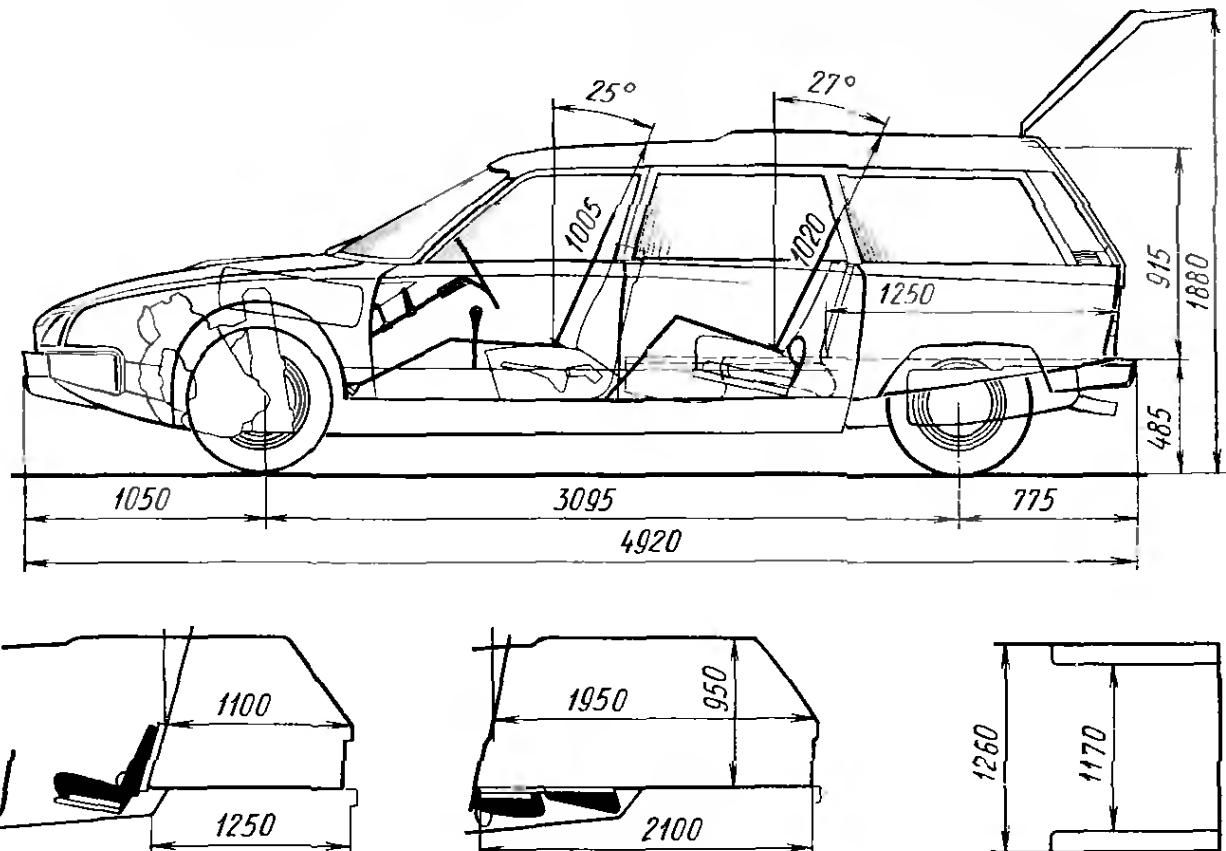


Рис. 1.1.5. Автомобиль «Ситроен Ц-Икс-Брик» — переднеприводный грузопассажирский автомобиль, на котором устанавливают либо бензиновый двигатель с рабочим объемом 2,4 л, либо дизель с рабочим объемом 2,5 л. При нагрузке 650 кг имеется следующее распределение массы по осям: 51 % массы приходится на переднюю ось и соответственно 49 % на заднюю ось, что считается высоким показателем для автомобилей такого типа. О вместимости багажного отделения можно судить по наружным и внутренним размерам, приведенным внизу на поле рисунка. Длина автомобиля составляет 4920 мм. По стандарту ДИН 70011 этот автомобиль относят к четырехдверным лимузинам (несмотря на наличие приподнятой крыши в задней части автомобиля)

при размещении верхних точек крепления ремней безопасности кабриолеты (т. е. четырех-, пятиместные легковые автомобили с откидным верхом и полностью убирающимися боковинами) вряд ли выпускают в настоящее время, вероятнее всего они заменены на модели, оснащенные дугой жесткости. Последним представителем этого типа автомобилей является мод. «Фольксваген-1303 кабриолет». Аналогичную внешность имеет автомобиль родстер (рис. 1.1.11), который в стандарте ДИН 70011 назван спортивным автомобилем. Отличительные особенности этого типа автомобиля, который может использоваться в закрытом или открытом виде заключаются в следующем:

складная или съемная (хардтоп) крыша;

наличие двух или трех посадочных передних мест и до двух неполноразмерных задних посадочных мест;

наличие двух дверей или возможности бездверного входа;

возможное наличие дуги жесткости.

Настоящими родстерами являются автомобили «Мерседес 350/450 СЛ» и «Пежо-403 С-Кабрио», в основном автомобили с таким кузовом выпускаются в Англии.

Мод. 911 и 924 фирмы «Порше» (рис. 1.1.12) — рассматриваемые по нашим критериям как чисто спортивные — отнесены к автомобилям с кузовом купе. Их особенности заключаются в наличии закрытого кузова с жесткой крышей; двух или трех передних посадочных мест, постоянного или складного заднего сиденья; двух дверей и, по крайней мере, двух боковых окон.

Имеется несколько типичных представителей этого типа автомобилей со специальными кузовами, установленными на серийном шасси, но с измененными пара-

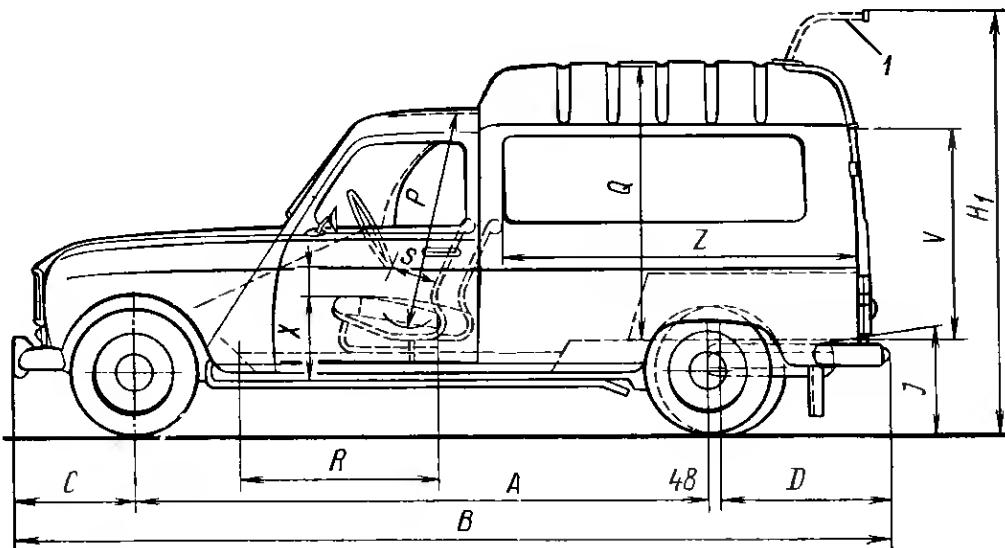


Рис. 1.1.6. Переднеприводной фургон для развозки товаров мод. 1100, разработанный на базе мод. «Рено-4», имеет два передних сиденья и большое грузовое отделение. Допустимая полезная нагрузка составляет 395 кг. Масса автомобиля в снаряженном состоянии составляет 825 кг (включая массу водителя, равную 75 кг):

I — откидной люк крыши; V — высота двери

$A = 2521$	Без груза	С грузом	$P = 973$	$T = 140$	$Z = 1490$
$B = 3853$	$H = 1720$	$H = 1620$	$Q = 1200$	$U = 450$	
$C = 528$	$H_1 = 1888$	$H = 1773$	$R = 878 + 187$	$V = 920$	
$D = 756$	$J = 525$	$J = 410$	$S = 250 + 187$	$X = 360$	

метрами подвески и тормозной системы. К ним относятся мод. «Опель-манта Б» (рис. 1.1.13), «Форд-капри», «Мерседес 350/450 СЛЦ», «Рено 15/17», «Фольксваген-сирокко» и т. д. Кроме того, к этим автомобилям можно отнести автомобили с кузовом купе, получившимся в результате «сглаживания» крыши двухдверных лимузинов «Опель-кадет», «Вольво-66» и др.

И, наконец, упоминаемый в стандарте ДИН 70011 многоцелевой автомобиль имеет следующие отличительные признаки:

складная или съемная крыша;

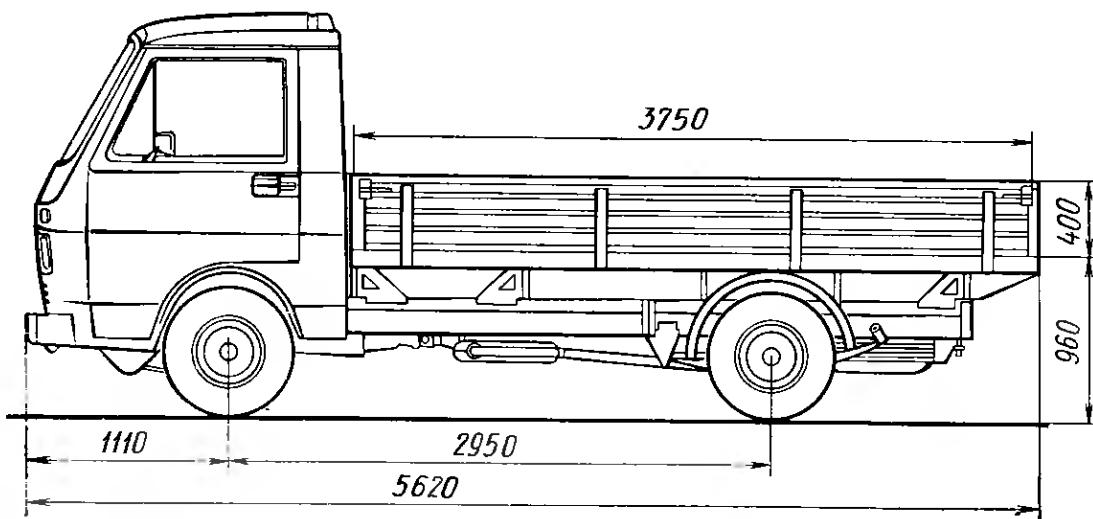


Рис. 1.1.7. Автомобиль «Фольксваген ЛТ» с бортовой платформой грузоподъемностью от 1,2 до 1,8 т. Типичный грузовой автомобиль малой грузоподъемности с компоновкой кабины над двигателем. Двигатель (бензиновый или дизельный) расположен между передними сиденьями

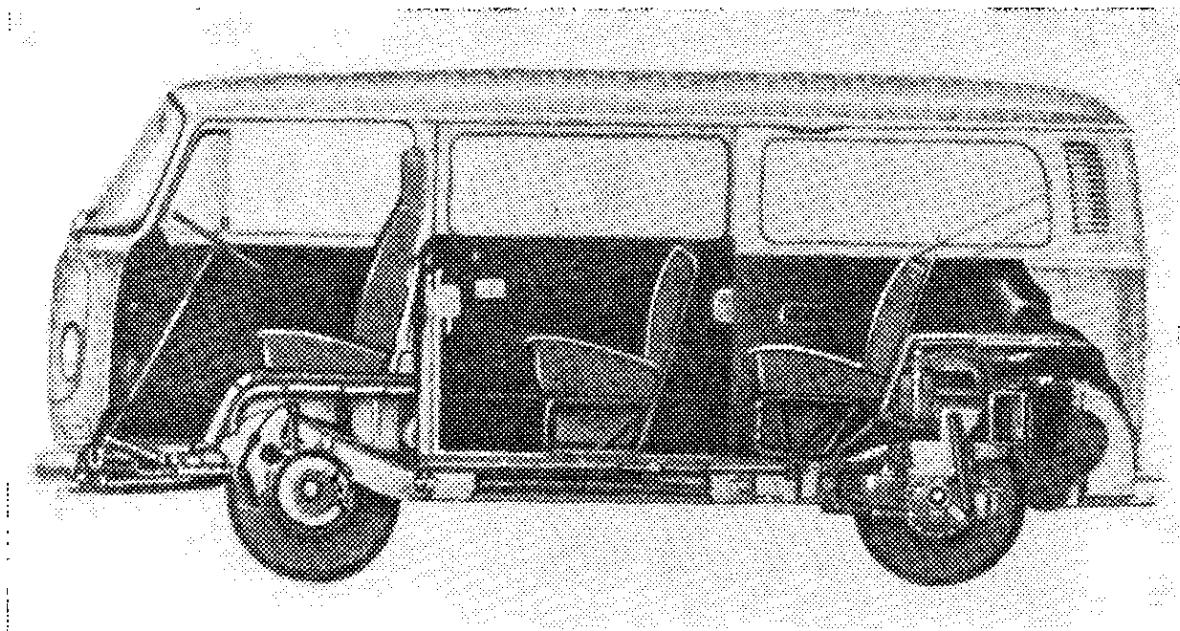


Рис. 1.1.8. Грузопассажирский автомобиль «Фольксваген-транспортер», тип 2 с задним расположением двигателя. Его можно использовать как восьмиместный автобус или для перевозки грузов

наличие не менее четырех посадочных мест (причем задние сиденья могут быть складными или съемными);

наличие двух или четырех дверей с боковыми окнами либо возможности бездверного входа.

По существу, в этом случае имеются в виду легковые автомобили высокой проходимости, в основном, полноприводные, с большим дорожным просветом, как мод. «Фольксваген-181», «Рэндж-рover» (см. рис. 1.8.8) или «Фiat-кампаниола» (рис. 1.1.14, см. рис. 1.8.9 и 1.8.10).

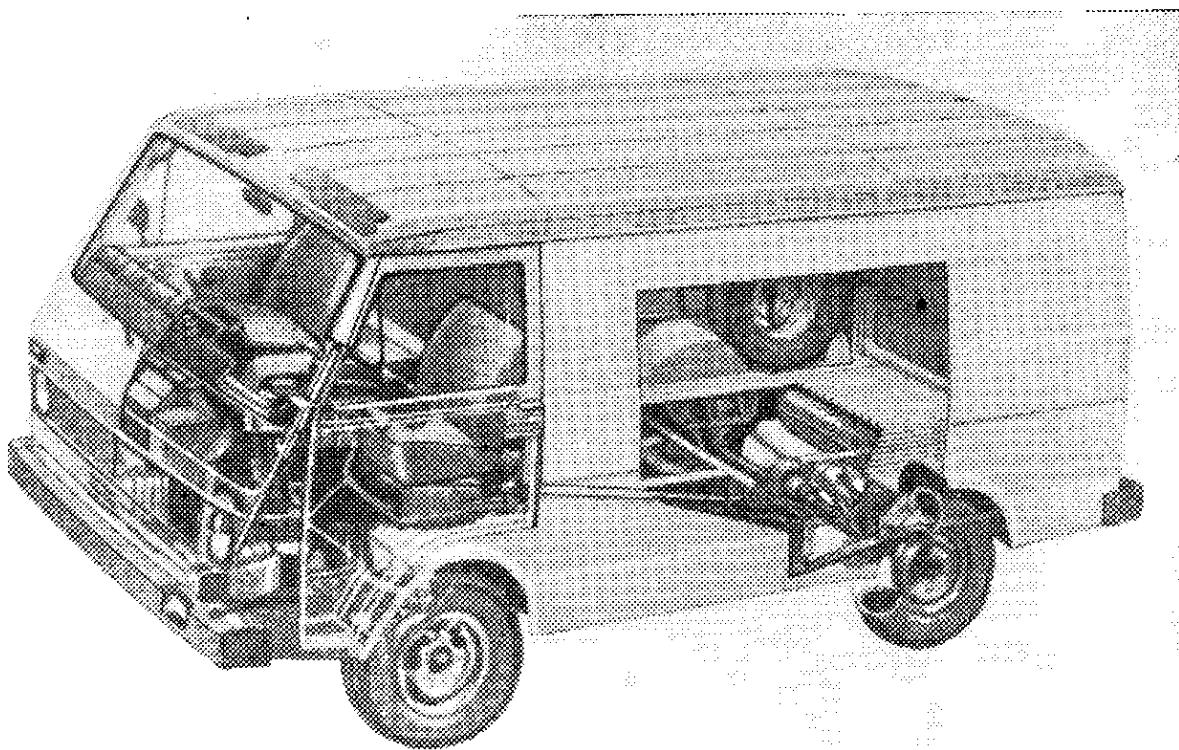


Рис. 1.1.9. Автомобиль «Фольксваген ЛТ» с кузовом фургон

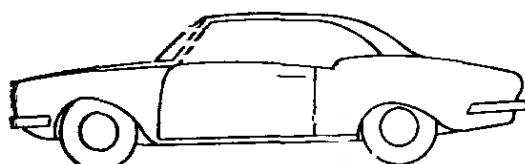


Рис. 1.1.10. Полнообзорный лимузин без стоек боковых окон с четырьмя или более местами для сидения, с двумя или четырьмя дверями и, возможно, с дополнительной задней дверью

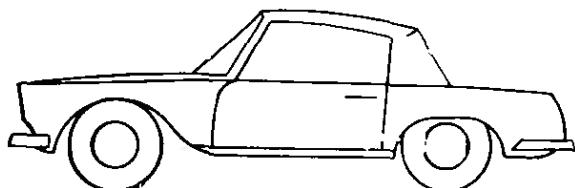


Рис. 1.1.11. Автомобиль родстер — двух-трехместный легковой автомобиль со складным верхом, который в соответствии со стандартом ДИН 70011 называют спортивным автомобилем

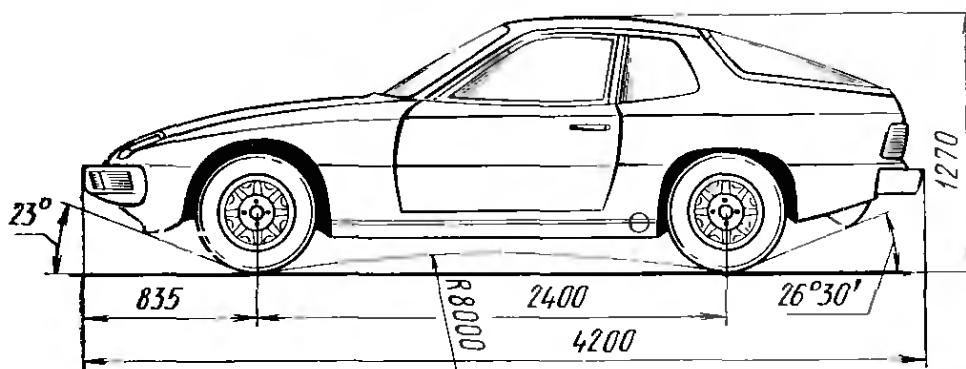


Рис. 1.1.12. Автомобиль «Порше-924», появившийся в 1975 г., — типичный спортивный автомобиль с двумя задними неполноразмерными сиденьями, складывающейся спинкой и задней дверью; однако по стандарту ДИН 70011 этот автомобиль согласно имеющейся форме кузова называют купе. Коэффициент лобового сопротивления автомобиля $C_w = 0,36$, а площадь поперечного сечения автомобиля $A = 1,76 \text{ м}^2$

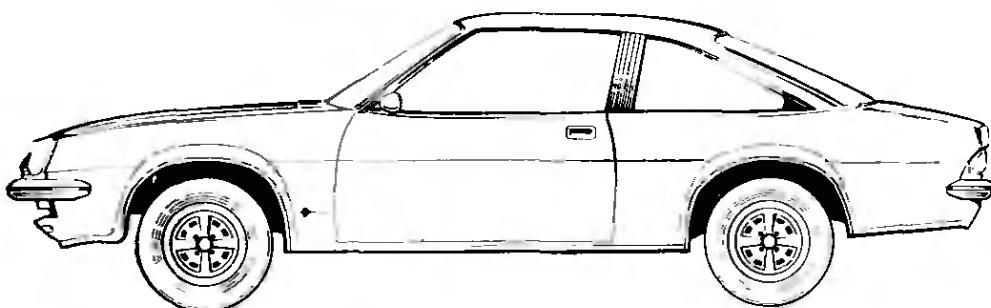


Рис. 1.1.13. Типичная форма кузова купе: в качестве примера приведен легковой автомобиль «Опель-манта Б» классической компоновки, выпускавшийся с 1975 г.

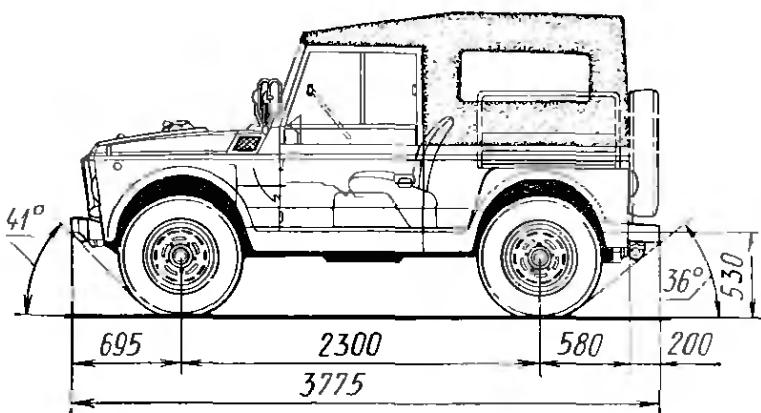


Рис. 1.1.14. Автомобиль «Фиат-кампайола» — трехдверный полноприводный многоцелевой автомобиль с двигателем рабочим объемом 2 л и мощностью 59 кВт

1.2. НАРУЖНЫЕ РАЗМЕРЫ АВТОМОБИЛЕЙ

На размеры автомобилей, весовые данные, распределение нагрузок и т. д. имеются нормативы, предусмотренные в стандартах ДИН, которыми руководствуются технические специалисты-автомобилестроители; основным документом для периода эксплуатации автомобиля являются Правила допуска к эксплуатации (ПДЭ). Содержащиеся в них предписания послужили основой для разработки пунктов акта «Разрешения на эксплуатацию», которое должно выдаваться Федеральной службой автомобильного движения на каждый серийно выпускаемый автомобиль.

Для автомобилей, изготавляемых в единичных экземплярах, разрешение на эксплуатацию выдает соответствующая местная служба дорожного движения. Чтобы получить разрешение, требуется заключение официального эксперта станции технического контроля автомобилей, т. е. члена Союза работников технического надзора (TÜV или TÜA), находящегося в Гессене. На основе полученного разрешения на эксплуатацию оформляют паспорт и другие документы на автомобиль.

К сожалению, в указанных выше Правилах и нормативах ДИН иногда применяют различные обозначения для одних и тех же понятий или деталей; различаются и некоторые предписываемые в них числовые значения. Все это никоим образом не облегчает работу инженера.

Параметры шасси, включаемые в объем типовой проверки автомобиля, приведены в стандарте ДИН 70020. Данные почти по всем эксплуатирующимся в ФРГ отечественным и импортным автомобилям можно найти в «Новом альманахе автомастерской», выпускавшемся издательством «Фогель» в Вюрцбурге. В табл. 1.2.1 представлена часть данных о шасси и двигателях некоторых моделей фирмы «Опель».

К ним следует добавить важнейшие наружные размеры автомобиля. Методика их измерения и то, какие выступающие части автомобиля нужно при этом учитывать, также приведены в стандарте ДИН 70020. На рис. 1.2.1 и на некоторых рисунках разд. 1.1 показаны эти важные размеры, а в табл. 1.2.2 собраны значения, имеющиеся у самых распространенных легковых автомобилей.

1.2.1. Длина автомобиля — это общая длина, включая длину буферов, сцепного устройства для буксировки прицепа и т. д.

1.2.2. Ширина автомобиля — это общая ширина B , включая ширину выступающих ручек дверей, декоративных колпаков колес и т. д. В этот размер не включается ширина следующих элементов кузова: указатели поворота, зеркало заднего вида, габаритные фонари, эластичные грязезащитные фартуки, спускаемые

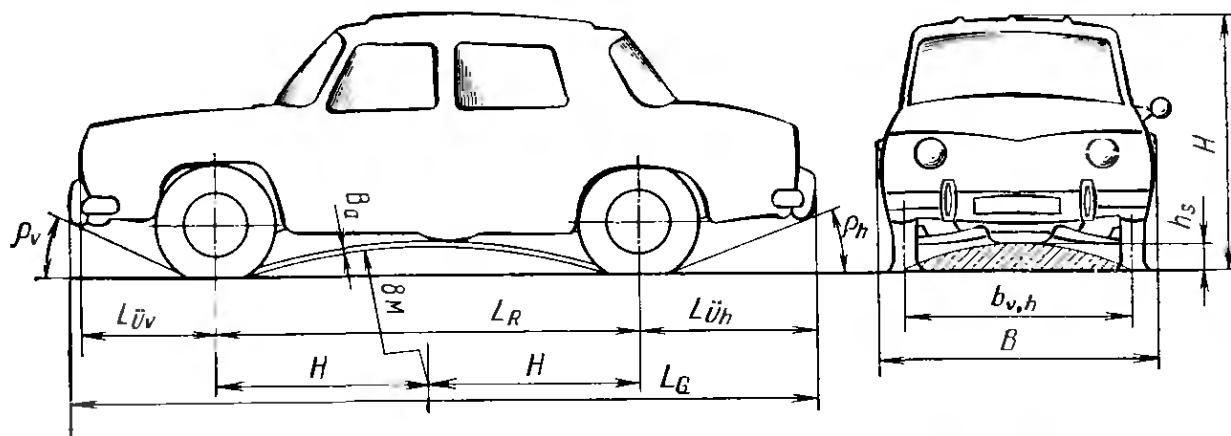


Рис. 1.2.1. Наружные размеры легковых автомобилей по стандарту ДИН 70020 предписывается указывать в миллиметрах или градусах. Вместо размера B_a дорожного просвета по цилиндуру в настоящее время используют величину угла продольного перелома:

L_R — база; L_G — длина автомобиля (включая буфера, выпускную трубу, буксирующее приспособление и т. д.); B — ширина автомобиля (включая ручки дверей, колпаки колес и т. д.); H — высота автомобиля (в ненагруженном состоянии).

Следующие параметры следует измерять при полной нагрузке автомобиля: b_v и b_h — соответственно передняя и задняя колеи; h_s — дорожный просвет (в зону заштрихованного пространства не должны попадать никакие детали); B_a — дорожный просвет по цилиндуру (цилиндр диаметром 16 м); L_{Uv} и L_{Uh} — соответственно передний и задний свесы; ρ_v и ρ_h — соответственно передний и задний углы свеса

Таблица 1.2.1

**Параметры шасси и двигателей некоторых автомобилей,
выпускаемых фирмой «Адам опель АГ»**

Параметры	Модель автомобиля			
	Манта (Л). (Берлинетта) 1,9С	Манта Е (ГТ/Е) 1,9Е	Рекорд (Л) (Берлина) 1,7Н	Рекорд караван (Л) 1,7Н
Общие данные двигателя				
Максимальная мощность двигателя, кВт	66	77	44	44
Частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин:				
соответствующая максимальной мощности двигателя	4800	5400	4800	4800
на режиме холостого хода	850	850	850	850
Степень сжатия	8,8	9,2	8	8
Диаметр цилиндра, мм	69,8	69,8	69,8	69,8
Ход поршня, мм	93	93	88	88
Рабочий объем двигателя, л	1,9	1,9	1,7	1,7
Момент затяжки гаек крепления головки блока, Н·м	100	100	100	100
Схема порядка затяжки гаек крепления головки блока	10 3 1 6 8	10 3 1 6 8	10 3 1 6 8	10 3 1 6 8
7 5 2 4 9	7 5 2 4 9	7 5 2 4 9	7 5 2 4 9	7 5 2 4 9
9,5×900	9,5×900	9,5×900	9,5×900	9,5×900
Размеры клинового ремня «Лима», мм				
Зазор в приводе клапанов, мм	0,3	0,3	0,3	0,3
Система питания				
Карбюратор	Зенит 35/40INAT	—	Солекс 35PDSI	Солекс 35PDSI
Система впрыска топлива	—	Бош Л-Джетро- НИК 300 (в системе)	—	—
Давление, создаваемое топливным насосом, кПа	37		16,9—25,5 *	16,9—25,5 *
Подача ускорительного насоса, см ³ /ход:				
первая ступень	0,5—0,7	—	0,7—0,9	0,7—0,9
вторая ступень	0,6—0,8	—	—	—
Содержание СО в отработавших газах при частоте вращения коленчатого вала 850 об/мин, %	1,2—1,5	1,5	1,5—2,5	1,5—2,5

Продолжение таблицы 1.2.1

Параметры	Модель автомобиля			
	Манта (Л). (Берлинетта) 1,9С	Манта Е (ГТ/Е) 1,9Е	Рекорд (Л) (Берлина) 1,7Н	Рекорд караван (Л) 1,7Н
Электрооборудование				
Свечи зажигания фирмы «Бош»:				
тип	T 35 или AC42FS	T35 или AC42	AC42FS	AC42FS
калильное число	200	200	200	200
Зазор между электродами свечи, мм	0,7	0,7	0,7	0,7
Фирма-изготовитель распределителя зажигания	«Бош» или «Делько реми» 47—53	«Бош» 47—53	«Бош» или «Делько реми» 47—53	«Бош» или «Делько реми» 47—53
Угол замкнутого состояния контактов прерывателя, °	—	10	5	5
Угол опережения зажигания при работе вакуумного регулятора, °	—	—	—	—
Диапазон работы вакуумного регулятора, °:				
угол включения	13,3	8—17,3	0	0
разрежение, соответствующее моменту включения, кПа	—	—	14—18,5	14—18,5
угол выключения	19,5—22,5	11—15	14,5	14,5
разрежение, соответствующее моменту выключения, кПа	40,8—42,1	45,3	29	29
Диапазон работы центробежного регулятора, °:				
угол включения	0	0	0	0
частота вращения коленчатого вала, соответствующая моменту включения, об/мин	1000	1080	1000	1000
угол выключения	23—27	16—20	33	33
частота вращения коленчатого вала, соответствующая моменту выключения, об/мин	3000	2500	4450	4450
Генератор:				
фирма-изготовитель	«Бош» или «Делько реми»	«Бош»	«Бош» или «Делько реми»	«Бош» или «Делько реми»
тип	12B45A	K114B45A	K114B45A	K114B45A
Шасси				
Колея, мм:				
передних колес	1375	1389	1435	1435
задних колес	1375	1389	1412	1432

Параметры	Модель автомобиля			
	Манта (Л). (Берлингетта) 1,9С	Манта Е (ГТ/Е) 1,9Е	Рекорд (Л) (Берлина) 1,7Н	Рекорд каравай (Л) 1,7Н
Диапазон регулировки угла развала передних колес	От -1° до $0^\circ 30'$	От -1° до $+0^\circ 30'$	Не регулируется ¹	Не регулируется ¹
Диапазон регулировки угла наклона оси поворота передних колес:				
продольный	От $3^\circ 30'$ до 6°	От $3^\circ 30'$ до 6°	Не регулируется ²	Не регулируется ³
поперечный	8°	8°	$10^\circ 30'$	$10^\circ 30'$
Разность углов поворота передних колес:				
при максимальной нагрузке автомобиля	—	—	$1^\circ \pm 45'$	$1^\circ \pm 45'$
на автомобиле без нагрузки	$0^\circ 50' \pm 45'$	$0^\circ 50' \pm 45'$	$1^\circ 30' \pm 45'$	$1^\circ 30' \pm 45'$
Шины	165SR13	185/70HR13	175SR14	175SR14
Колеса	5J×13	6J×13	5 1/2J×14	5 1/3J×14
Давление в шинах колес, МПа:				
передних	0,2	0,2	0,2	0,2
задних	0,2	0,2	0,2	0,28
Момент затяжки гаек крепления колес, Н·м	90	90	90	90
Заправочные объемы				
Смазочная система двигателя, л:				
без фильтра	3,5	3,5	3,5	3,5
с фильтром	3,8	3,8	3,8	3,8
Топливный бак, л	50	50	65	70
Система охлаждения двигателя, л	5,9	6,8	6,5	6,5

* При частоте вращения коленчатого вала, равной 1950 об/мин.

¹ Заданное значение:

под нагрузкой $-1^\circ 15' \div -0^\circ 15'$

без нагрузки $-0^\circ 15' \div 0^\circ 45'$

² Заданное значение:

под нагрузкой $2^\circ 30' \div 3^\circ 30'$

без нагрузки $1^\circ 30' \div 3^\circ$

³ Заданное значение:

под нагрузкой $2^\circ \div 3^\circ$

без нагрузки $1^\circ \div 2^\circ 30'$

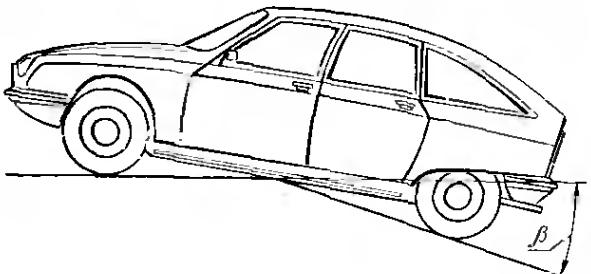


Рис. 1.2.2. С 1975 г. размером угла β продольного перелома заменили размер дорожного просвета по цилиндуру. Изображен четырехдверный лимузин «Ситроен ЖС»

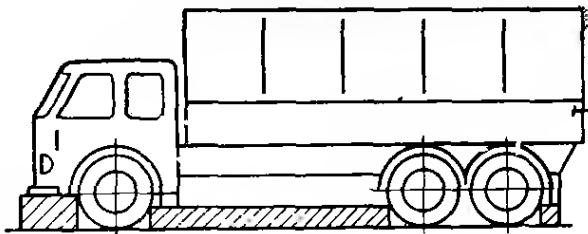


Рис. 1.2.3. Дорожный просвет перед мостами, между мостами и сзади мостов автомобиля. Сближенные мосты (тележка) рассматриваются как один мост

ступеньки (только на грузовых автомобилях и автобусах), участки шин, лежащие в зоне контакта колеса с дорогой, и цепи противоскользения.

1.2.3. Высота автомобиля H — это габаритная высота снаряженного автомобиля в нагруженном состоянии при давлении в шинах, предписанном для случая полной нагрузки.

1.2.4. Свесы — это расстояния от оси колес до крайней передней (L_{U_v}) или задней (L_{U_h}) точки кузова (рис. 1.2.1). При наличии сдвоенных осей замер выполняют от внешней оси. Для достижения хорошей плавности хода и исключения продольных колебаний основная часть массы кузова и груза должна располагаться между осями, что равнозначно наличию длинной колесной базы (см. разд. 4.2) и коротких свесов. В результате установки фирмами «Порше», «Вольво» и «Сааб» на серийных автомобилях энергопоглощающих буферов, предписываемых стандартами США, происходит удлинение свесов. Такие буфера амортизируют удары и при наезде автомобиля на неподвижное препятствие со скоростью до 8 км/ч гарантируют сохранность кузова. В этом случае весьма наглядно отражается проблема, присущая автомобильной технике: любое получаемое преимущество несет в себе определенные недостатки (в нашем примере — это увеличение свесов).

1.2.5. Передний r_v и задний r_h углы свесов имеют значение, например, при пользовании подземным гаражом, так как уклоны в нем могут иметь лишь определенные значения, обусловленные строительными нормами, и необходимо, чтобы автомобиль не «сел» передней или задней кромкой на переломах продольного профиля пути. Замер углов свеса выполняется на автомобиле с полной нагрузкой, причем она должна быть распределена по автомобилю таким образом, чтобы нагрузка, приходящаяся на дорогу от данного моста, достигала допустимого предела.

Величины углов r_v и r_h зависят от длины свесов, согласно стандарту ДИН 70020 эти углы определяют в градусах с помощью двух плоскостей. Одной из плоскостей является горизонтальный пол, вторая плоскость проводится касательно к шинам крайнего моста таким образом, чтобы она касалась самой нижней жестко фиксированной точки кузова.

1.2.6. Колея b_v, h колес при использовании независимых подвесок зависит от нагрузки, существующие при этом кинематические взаимосвязи подробнее рассмотрены в разд. 4.3.

1.2.7. Дорожный просвет по цилиндуру представляет собой размер, который входил в стандарт ДИН 70020 до 1974 г., но в связи с отсутствием потребности в нем на практике был упразднен в новом издании стандарта в августе 1975 г. Как видно на рис. 1.2.1 и 1.1.12, этот размер определялся как расстояние между наиболее выступающей вниз частью автомобиля (выпускная труба, трос привода тормозных механизмов и т. д.) и поверхностью цилиндра диаметром 16 м. Предполагалось, что автомобиль переезжает дорожную неровность радиусом 8 м. Этот параметр определялся для полностью нагруженного автомобиля с учетом статического радиуса шин. Естественно, что параметр зависит от базы и, как указывают данные табл. 1.2.2, находится в пределах диапазона 40—80 мм.

1.2.8. Вместо дорожного просвета по цилиндуру в настоящее время в стандарт ДИН 70020 включен угол продольного перелома (рис. 1.2.2). Это угол (в градусах), замеренный на стоящем полностью нагруженном автомобиле между двумя плоскостями, проведенными касательно к шинам колес обоих мостов (при

Таблица 1.2.2

Наружные размеры легковых автомобилей классической, переднеприводной и заднемоторной компоновок

Автомобиль	Компо-новка	Высота автомобиля в неагруженном состоянии, мм	Ширина автомобиля, мм	Колея колес, мм		Коэффициент K_B^1	Длина автомобиля, мм	База, мм	Коэффициент K_L^2	Свес		Угол свеса на автомобиле без нагрузки, °	Угол свеса на автомобиле при максимальной нагрузке, °	Дорожный просвет по центральной части при максимальной нагрузке	Дорожный просвет при максимальной нагрузке	
				передних	задних					Передний	Задний					
Опель-кадет Л1200	Класси-ческая	1370	1580	1300	1299	0,82	4124	2395	0,58	704	1055	32	12	—	50	127
Эскорт-1300		1398	1596	1270	1296	0,80	3978	2407	0,61	616	955	—	—	26	10,5	30
Аскона-Л 1600		1380	1670	1375	1375	0,82	4371	2518	0,58	739	1065	35	20	—	86	130
БМВ-1502		1410	1590	1330	1330	0,84	4230	2500	0,59	720	1010	—	—	26	12	45
Форд-таунус 1600		1371	1700	1422	1422	0,84	4267	2578	0,60	711	930	—	—	—	10	130
БМВ-318		1380	1610	1364	1377	0,85	4355	2563	0,59	781	1011	—	—	23	12	40
Форд-гранада 2000		1413	1791	1511	1537	0,85	4572	2769	0,61	749	1065	—	—	32	13	16
БМВ 520		1425	1690	1406	1442	0,84	4620	2636	0,57	902	1082	—	—	24	16,5	42
Даймлер-бенц 230.4		1438	1786	1488	1446	0,82	4725	2795	0,59	775	1155	26	15	—	—	139
Даймлер-бенц 280CE		1425	1865	1525	1505	0,81	4960	2865	0,57	845	1250	22	14	—	—	162 ³
Манта Л 1600	Грант ГТ 1600	1330	1670	1375	1375	0,82	4445	2518	0,57	739	1065	35	20	—	86	130
Форд-капри II		1357	1698	1353	1384	0,81	4288	2559	0,60	799	1054	—	—	31,5	14	23
Порше-924		1270	1685	1418	1372	0,83	4213	2400	0,57	—	—	23	26,5	—	—	48 ³
Ауди-50		1304	1560	1300	1310	0,84	3516	2335	0,66	590	575	—	—	40,5	25	55
Рено-5 Л		1400	1530	1285	1245	0,83	3510	2430 ⁴	0,68	504	568	42	30	—	—	48
																130

Продолжение таблицы 1.2.2

Автомобиль	Компо-новка	Высота автомобиля в неизвестном состоянии, мм										Ширина автомобиля, мм				Колея колес, мм				Коэффициент K_B^1	Длина автомобиля, мм	База, мм	Коэффициент K_L^2				Свес	Угол свеса на автомобиле без нагрузки, °				Угол свеса на автомобиле при максимальной нагрузке, °	Дорожный просвет лодыжку при максимальной нагрузке	Дорожный просвет при максимальной нагрузке
		передних					задних					передних		задних		передних		задних						передних		задних								
Фольксваген-гольф С	Перед-неприводная	1400	1610	1390	1350	0,85	3705	2400	0,65	717	588	—	—	—	—	25	21	—	—	—	—	—	—	53	116	—	—							
Ситроен-ЖС-Икс		1349	1608	1378	1328	0,84	4120	2550	0,62	818	752	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	154	—	—							
Рено 12ТЛ		1440	1620	1324	1324	0,82	4340	2441	0,56	870	1037	19,5	12,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	38	108	22	106						
Фольксваген-пассат С		1360	1600	1340	1335	0,84	4190	2470	0,59	773	966	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	22	—	—						
Рено 30 ТС		1431	1732	1444	1438	0,83	4520	2671	0,59	881	968	22	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	35	120	—	155					
Ситроен Ц-Икс 2000		1360	1730	1474	1360	0,82	4630	2845	0,61	1050	735	12	10	12 ^b	10 ^b	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—					
Фольксваген-си-рокко ЛС		1309	1624	1390	1350	0,84	3874	2400	0,62	807	639	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	65	134	—	—					
Сеат-850	Задне-моторная	1385	1425	1146	1211	0,83	3575	2027	0,57	661	887	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	55	120	—	—					
Фольксваген-1200		1500	1550	1308	1349	0,86	4060	2400	0,59	702	968	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	63	150	—	—					
Порше-911		1320	1610	1369	1354	0,85	4291	2272	0,53	932	1092	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	38	116	—	—					

1) K_B — Средняя колея колес/Ширина автомобиля.

2) K_L — База/Длина автомобиля.

3) На автомобиле без нагрузки

4) В числителе дана база на левой стороне автомобиля, а в знаменателе — на правой.

5) С устройством регулирования уровня кузова.

сдвоенных мостах — к шинам колес внутреннего моста, причем плоскости должны касаться такой точки на нижней части кузова, из которой угол перелома получается наибольшим. Это соответствует условиям переезда без задевания через острую кромку перелома, например, между уклоном и горизонтальной поверхностью. Поскольку на практике такие места преодолеваются на малой скорости, то учитывают статический радиус шин, а не динамический.

1.2.9. Дорожный просвет имеет значение при движении по грунтовым дорогам и при использовании для стоянки тротуара. Это минимальное расстояние между автомобилем и дорожной поверхностью по стандарту ДИН 70020 (выпуска августа 1975 г.) оценивается в двух направлениях (чтобы заменить прежний дорожный просвет по цилиндру).

Для продольной плоскости максимально нагруженного автомобиля (рис. 1.2.3) дорожным просветом считают наименьшее расстояние от дороги до низшей жестко-фиксированной точки автомобиля, расположенной в передней части автомобиля между осями колес и под задним свесом. Сближенные оси колес рассматриваются как единная ось.

В поперечной плоскости автомобиля дорожный просвет определяется при наличии допустимой осевой нагрузки под мостами как высота дуги окружности (см. рис. 1.2.1), проведенной через центры обоих пятен контакта колес с дорогой (при сдвоенных шинах — по пятну контакта внутренней) с касанием низшей точки кузова или моста автомобиля. В пространстве, расположенном вне этой дуги, могут находиться детали подвески или крепления амортизаторов (рис. 1.2.4). Как видно из данных табл. 1.2.2, дорожный просвет у современных легковых автомобилей составляет около 150 мм. Если требуется указать дорожный просвет под несколькими мостами, то размеры приводят в миллиметрах и в порядке следования мостов спереди автомобиля назад, например, для грузового автомобиля: 300/270/270.

1.2.10. Дополнительно в стандарте ДИН 70020 предусматривается определение колесной базы L_R ; подробности об этом изложены в разд. 4.2.

Приведенная табл. 1.2.2 содержит данные о важнейших наружных размерах популярных легковых автомобилей и, кроме того, коэффициенты K_B и K_L , свидетельствующие о степени использования ширины и длины автомобиля. Чем больше коэффициент K_B , тем шире колея автомобиля в сравнении с его шириной, и чем ближе значение коэффициента K_L приближается к единице, тем длиннее база L_R в сравнении с общей длиной кузова L_G и тем более короткие свесы L_U имеет автомобиль. Хорошо видно, что современные переднеприводные комби-лимузины «Ауди-50», «Рено-5», «Фольксваген-гольф» с поперечным расположением двигателя имеют лучшие показатели.

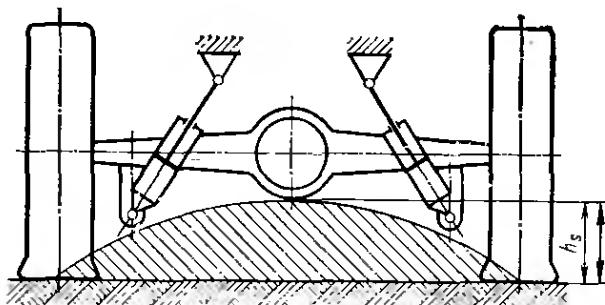


Рис. 1.2.4. Дорожный просвет под мостом, определяемый как высота дуги, проведенной через центры отпечатков шин при действии допустимой нагрузки на ось и касающейся низшей точки балки (или в случае независимой подвески — кузова либо главной передачи)

1.3. МАССЫ И ДОПУСТИМЫЕ ОСЕВЫЕ НАГРУЗКИ

Приводимые в нормативах величины массы и груза относятся согласно листу 2 стандарта ДИН 70020 к массе (в килограммах или тоннах) пассажиров, перевозимого груза и автомобиля. В ПДЭ приводится нагрузка, измеренная также в килограммах.

Чем легче автомобиль, тем больше может быть масса груза (полезная нагрузка) и тем меньше должен быть расход топлива. Кроме этого, следует упомянуть об уменьшении износа шин, снижении усилия, прикладываемого к рулевому колесу, и уменьшении времени разгона. Легкие автомобили имеют некоторые преимущества по сравнению с тяжелыми, но одновременно и недостатки: хуже характеристики упругости и колебаний и большее чувствительность к нагрузке.

Определение массы должно проводиться на новых автомобилях при положении колес, занимаемом во время движения в прямолинейном направлении. Следующие подразделы стандарта ДИН касаются грузовых автомобилей и автоприцепов; специальные автомобили и мототранспортные средства в них не рассматриваются.

Согласно § 59 ПДЭ, на фирменной табличке, размещенной на правой стороне передней части автомобиля, должны быть указаны полная масса и допустимые осевые нагрузки в соответствии с актом «Разрешения на эксплуатацию». По особому разрешению допускается расположение этой таблички слева.

Те же данные, что указаны на фирменной табличке, должны быть записаны в паспорте автомобиля; кроме того, в нем еще записывают данные о снаряженной массе легкового автомобиля, для грузовых и развозных автомобилей — массу груза (нагрузка), а для легковых — число мест.

1.3.1. Собственная масса

Собственная масса автомобиля по стандарту ДИН 70020 есть масса шасси вместе с комплектно оборудованной кабиной (на грузовых автомобилях), кузовом, всем электрооборудованием и необходимым для нормальной эксплуатации дополнительным оборудованием. Различают собственную массу неснаряженного автомобиля (которая учитывается только при перевозке автомобилей) и собственную массу снаряженного автомобиля. На последнюю ссылаются в § 42 ПДЭ, данные о ней записывают в паспорте автомобиля. При последующих проверках новых автомобилей, допущенных к эксплуатации на основе положений акта «Разрешения на эксплуатацию», отклонение массы снаряженного автомобиля не должно выходить за пределы диапазона $\pm 5\%$.

В массу снаряженного автомобиля согласно стандарту ДИН 70020 включают массы заполненной и заряженной аккумуляторной батареи, смазочных средств, тормозной жидкости, охлаждающей жидкости (если требуется), стандартного комплекта инструментов и по крайней мере, заполненный на 90 % топливный бак. Согласно § 42 ПДЭ топливный бак (и в этом состоит отличие) должен быть заполненным.

К этому надо добавить массу необходимого оборудования: домкрата и запасного колеса (если имеется); элементов, устанавливаемых по требованиям, изложенным в законодательстве (ремни безопасности, подголовники), а также массу предметов, которые предписывается возить в автомобиле (знак аварийной сигнализации, медицинская аптечка). Общая масса последних составляет около 4 кг.

Для всех транспортных средств (кроме легковых автомобилей, грузопассажирских автомобилей и мотоциклов) в законодательстве требуется, чтобы в снаряженной массе учитывалась масса следующих предметов: огнетушителя, стандартного комплекта запасных частей, противооткатных упоров и масса водителя, которую принимают равной 75 кг.

Масса грузового автомобиля зависит от массы используемого кузова и должна определяться особо в каждом отдельном случае. Другое положение у легковых автомобилей с самым распространенным кузовом лимузин, которые не только выпускают в большом количестве, но и в самых различных вариантах исполнения. На массу легкового автомобиля влияют следующие факторы.

1. Тип используемого кузова (лимузин или грузопассажирский вариант). Это указывают четырехзначным числом в графе 1 паспорта автомобиля. Для указанных типов кузова на месте первых двух цифр четырехзначного числа проставляют соответственно 01 или 31. Последующие две цифры означают вариант исполнения кузова: 01 — открытый кузов, 02 — закрытый, 03 — закрытый кузов с люком в крыше.

2. Вариант исполнения (модификация модели), описываемый шестизначным числом в графе 3 паспорта. По этому числу можно, в частности, определить количество дверей.

3. Вес двигателя. В графе 5 паспорта указывают тип силового агрегата (карбюраторный или дизельный двигатель), а в графах 7 и 8 — его мощность в киловаттах (раньше в лошадиных силах) и рабочий объем в кубических сантиметрах; по двум этим показателям можно сделать заключение о модели и массе используемого двигателя.

4. Масса автоматической коробки передач в результате использования которой может произойти увеличение массы автомобиля. Последняя предопределяет (по сравнению с коробкой с ручным переключением) понижение максимальной скорости автомобиля, которая указывается в графе 6 паспорта.

5. Вариант оснащения. Базовая модель в большинстве случаев легче, чем модели вариантов «Люкс», «Гранд-туризм» или «Туризм-специал». Число, записанное в графе 3 с названием «Модель и модификация», указывает на это. В каждом акте «Разрешения на эксплуатацию» приводятся данные о массе снаряженных автомобилей, полученные во время испытаний отдельных модификаций. Последующая установка дополнительного оборудования может увеличить массу автомобиля и уменьшить допустимую массу груза, а следовательно, и определенное по ней число пассажирских мест в автомобиле. Применение более тяжелых шин (например, серии 70 вместо обычно устанавливаемых шин с соотношением $H/B = 0,82$, см. табл. 1.6.8) также приводит к увеличению массы снаряженного автомобиля, но поскольку эти шины имеют большую нагрузочную способность, то в большинстве случаев имеется возможность увеличения допустимой полной массы автомобиля и сохранения допустимой массы груза.

1.3.2. Допустимая полная масса

Этот параметр предусмотрен в § 34 ПДЭ для каждой модели автомобиля, им учитываются напряжения, возникающие в материале деталей (соответствие их допустимому уровню должен гарантировать изготовитель), нагрузочная способность шин и т. д.

1.3.3. Допустимый полезный груз

В § 42 ПДЭ под полезным грузом понимают наибольший по массе груз M_t , который может везти снаряженный автомобиль без превышения допустимой полной массы и допустимых осевых нагрузок; последнее зависит от расположения транспортируемого груза. Действие части веса используемого прицепа Δm_d (называемой в ПДЭ опорной нагрузкой), приходящейся на опорно-сцепное устройство, приводит к уменьшению полезного груза тягача на эту величину (см. конец разд. 1.5).

В стандарте DIN 70020 (для всех автомобилей) используется только понятие полезный груз, определяемое как разность между допустимыми полной и снаряженной массами. В ПДЭ сделано различие между грузовыми автомобилями, специальными автомобилями и грузовыми прицепами, с одной стороны, и легковыми автомобилями и автобусами — с другой. Для первой группы применяют понятие полезный груз, для автомобилей, предназначенных только для перевозки людей, используют название нагрузка. В стандарте DIN 70031 это понятие выражено словами общая перевозимая масса M_t .

В основу расчетов по определению числа людей, которых может перевозить легковой автомобиль, согласно стандарту DIN 70031, положена масса одного человека, равная 68 кг, и минимальная масса багажа, равная 7 кг. Масса багажа m_t (в килограммах), фактически допустимого к перевозке, может быть рассчитана исходя из массы M_t и числа n_p имеющихся мест, указанных в паспорте автомобиля, по следующему уравнению: $m_t = M_t - 68n_p$.

В качестве примера может служить расчет, выполненный для пятиместного легкового автомобиля с допустимой массой груза 400 кг: $m_t = 400 - 5 \cdot 68 = 60$ кг. Таким образом, допустимая масса багажа превышает минимальную массу $m_{t \min} = 5 \cdot 7 = 35$ кг.

Величина 68 кг выбрана по международному соглашению, зафиксированному в стандарте ИСО/ДИС 2416 «Дорожный транспорт. Распределение нагрузки в легковых автомобилях», и представляет собой среднюю величину между средней массой жителей Северной Америки, равной 76 кг, и средней массой значительно более легких жителей Азии. Статистика свидетельствует, что средняя масса жителя ФРГ в верхней одежде составляет 73 кг. Это значение примерно соответствует норме нагрузки, используемой для расчета лифтов, для которых уже в течение нескольких десятилетий массу человека принимают равной 75 кг.

В автомобильной промышленности ФРГ при определении допустимых нагрузок для легковых автомобилей придерживаются стандарта DIN 70031, проект которого

был опубликован в 1975 г. и положения которого в значительной мере согласуются со стандартом ИСО/ДИС 2416. Федеральная служба автомобильного движение до 1977 г. требовала при определении числа мест для выдачи акта «Разрешения на эксплуатацию» считать массу человека равной 65 кг вместе с массой багажа, но эта величина отсутствует в стандарте ДИН 70020 уже с 1972 г. Нагрузка, которая указывалась в стандарте, подсчитывалась следующим образом:

Два человека с общей массой 130 кг + 25 кг багажа = 155 кг.

Три человека с общей массой 195 кг + 30 кг багажа = 225 кг.

Четыре человека с общей массой 260 кг + 35 кг багажа = 295 кг.

Пять человек с общей массой 325 кг + 40 кг багажа = 365 кг.

Это означает, что при допустимой нагрузке 365 кг автомобиль можно считать пятиместным. Необходимо лишь, чтобы были выполнены остальные требования ПДЭ, например, в отношении крепления ремней безопасности. А смогут ли разместиться эти пять человек, т. е. достаточно ли для этого ширины заднего сиденья, уже не имеет большого значения.

Если в пятиместный легковой автомобиль, разрешенная нагрузка для которого составляет 365 или 375 кг [5 (68 + 7) кг], т. е. находится на нижнем пределе, садятся пять человек массой 73 кг каждый, то их общая масса составляет уже 365 кг. Когда на автомобиле, кроме того, имеется дополнительное оборудование, например, противотуманные фары, буксирное приспособление и т. п., то автомобиль будет перегружен, и никаким багажом его загружать нельзя. Если водитель, не зная этого, загрузит багажник, то произойдет превышение допустимой полной массы и допустимой нагрузки на заднюю ось. Следствием этого будет ухудшение показателей автомобиля во время движения на поворотах, т. е. произойдет снижение безопасности движения. В случае возникновения аварии по этой причине ответственность за перегрузку автомобиля будет нести водитель; статистика дорожно-транспортных происшествий подтверждает это.

Для определения числа посадочных мест в автобусах в стандарте ДИН 70020, действовавшем до 1972 г., учитывали массу человека, равную 65 кг, и 10 кг багажа, приходящегося на каждого пассажира, следующего рейсом дальнего следования; если автобус предназначался для выполнения местных перевозок, то масса багажа совсем не учитывалась.

1.3.4. Допустимые осевые нагрузки

Согласно § 34 ПДЭ, допустимая осевая нагрузка на дорогу от колес автомобиля — это нагрузка, установленная законодательными органами для каждого типа автомобилей с учетом напряжений, возникающих в материале деталей, нагрузочной способности шин, а также степени нагруженности дорог и искусственных сооружений. Сумма допустимых нагрузок от передней m_{v6} и задней m_{h6} осей должна быть не меньше допустимой полной массы m_{g6} , т. е. $m_{v6} + m_{h6} = m_{g6}$. Однако в связи с необходимостью лучшего размещения нагрузки эта сумма с большинстве случаев превышает полную массу (см. табл. 1.4.7).

При этом не учитывались реальные ходы подвесок, т. е. сокращение хода сжатия подвески при максимальной нагрузке автомобиля. Если ход сжатия s_{RE} составит менее 50 мм, то эффективность подвески может оказаться недостаточной. К этому надо добавить, что если во время движения на повороте с внешней относительно поворота стороны автомобиля не окажется хода подвески, достаточного для опускания кузова, то это приведет к увеличению высоты центра масс кузова и к изменению параметров автомобиля во время движения на повороте; в результате может возникнуть ситуация, оказавшись в которой, водитель уже не сможет справиться с управлением.

1.3.5. Конструктивная масса

Конструктивной массой автомобиля определяется его конструктивное положение, называемое также нормальным, нулевым или проектным. Под действием нагрузки, установленной для этого положения, кузов опускается спереди и сзади (считая от положения, занимаемого в снаряженном состоянии) и занимает опре-

деленное положение относительно дороги. Величина этой нагрузки в международном стандарте ИСО/ИС 2958 «Дорожные автомобили. Внешняя защита легковых автомобилей» определена в зависимости от числа мест следующим образом (см. табл. 1.4.5).

Число мест	Нагрузка и ее размещение
2—3	Два человека ¹ , сидящие на передних сиденьях
4—5	Два человека, сидящие на передних сиденьях, и один человек, сидящий на заднем сиденье
6—7	Два человека на передних сиденьях и два человека на заднем Массу багажа не учитывают. Автомобиль должен быть изображен на чертеже в положении, соответствующем такой нагрузке; к сожалению, пока еще не все фирмы-изготовители легковых автомобилей следуют этому.

1.4. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МАСС

1.4.1. Распределение масс на легковых автомобилях с передним приводом

На легковых автомобилях в ненагруженном состоянии распределение масс по осям зависит в первую очередь от типа привода: при расположении двигателя в задней части автомобиля большая часть нагрузки приходится на заднюю ось, а в переднеприводных — на переднюю. Согласно анализу, проведенному в разд. 1.8.3, в зависимости от расположения двигателя и длины базы 56—69 % массы автомобиля приходится на ведущие передние колеса. В табл. 1.4.1 приведены средние значения распределения масс по осям, выраженные в процентах, и зависимость их от нагрузки. При этом имеет значение отношение нагрузки M_t к массе снаряженного автомобиля m_{g0} , т. е. коэффициент нагрузки в % $K_z = (M_t/m_{g0}) 100$.

И, действительно, есть разница между автомобилем «Фольксваген-поло», имеющим в снаряженном состоянии массу 685 кг и перевозящим 415 кг, или автомобилем «Фольксваген-гольф», имеющим в снаряженном состоянии массу 780 кг и перевозящим 430 кг, и зна-

Таблица 1.4.1

Средние значения распределения масс по осям для различных компоновок и нагрузочных состояний автомобилей, %

Нагрузочное состояние автомобиля	Переднеприводная компоновка		Классическая компоновка		Компоновка с задним расположением двигателя	
	Передняя ось	Задняя ось	Передняя ось	Задняя ось	Передняя ось	Задняя ось
Без нагрузки	61	39	53	47	40	60
Два человека, сидящих на передних сиденьях	60	40	53	47	42	58
Четыре человека	55	45	49	51	40	60
Пять человек и багаж	49	51	43	57	41	59

¹ Масса человека принята равной 68 кг.

чительно более скоростным автомобилем «Рено-30 ТС», который в не-нагруженном состоянии имеет массу 1320 кг, а перевозить может примерно те же 420 кг. Коэффициенты нагрузки для этих автомобилей будут (в последовательности изложения) соответственно $K_{z1} = 61\%$, $K_{z2} = 55\%$, $K_{z3} = 32\%$. Так как все эти автомобили имеют допустимую грузоподъемность свыше 365 кг, то они считаются пятиместными.

Два человека, находящиеся на передних сиденьях, почти не влияют на распределение масс по осям переднеприводного автомобиля, нагрузка на дорогу от передней оси может уменьшиться не более чем на 1 %: с 61 до 60 % (см. табл. 1.4.1). При полной нагрузке автомобиля на распределение масс по осям влияют размеры и расположение багажника, т. е. величина заднего свеса L_{Uh} (см. рис. 1.2.1). Чтобы не слишком ухудшились динамические качества автомобиля и его способность преодолевать подъемы в зимних условиях, не должно происходить слишком значительного относительного разгружения передних колес. Если считать за исходное положение распределение нагрузки, создаваемой весом двух человек, то при полной нагрузке у переднеприводных автомобилей нагрузка на дорогу от переднего моста уменьшается в среднем на 11 %, т. е. в передаче тяговых сил участвует только 49 % веса автомобиля. Исключение составляют автомобиль «Сааб-99» (см. разд. 1.8.4.3), у которого при полной нагрузке нагрузка на дорогу от переднего моста уменьшается только на 9 % и мод. «Рено-16» (см. разд. 1.8.4.2). В результате наличия длинной базы, на последнем автомобиле нагрузка на дорогу от переднего моста уменьшается с 56 % в снаряженном состоянии до 50 % при полной нагрузке, т. е. снижается всего на 6 %. Оба этих автомобиля имеют малый задний свес и вследствие этого, хорошее соотношение базы и длины автомобиля (см. табл. 1.2.3). То же самое относится к автомобилю «Ситроен Ц-Икс-2200» с дизельным двигателем и кузовом лимузин, у которого 69 % снаряженной массы приходится на передние колеса (что значительно выше среднего показателя). Преимуществом такого распределения масс является то, что при полной нагрузке указанная величина снижается всего до 59 %, а недостатком — то, что наличие усилителя рулевого управления на этом автомобиле становится необходимостью *. Автомобиль «Ситроен-комби», изображенный на рис. 1.1.5, также имеет при максимальной нагрузке удачное распределение масс.

1.4.2. Распределение масс на легковых автомобилях классической компоновки

Отношение массы груза к массе автомобиля в снаряженном состоянии имеет значение и в этом случае. Автомобиль «Опель-кадэт» массой 825 кг и грузоподъемностью 410 кг, имеет коэффициент $K_z \approx 50\%$, автомобиль «Форд-гранада» — $K_z \approx 40\%$, а мод. «Мерседес-280 С» (см. рис. 1.1.1), собственная масса которого 1610 кг, даже при нагрузке 520 кг имеет значение $K_z = 32\%$. Два человека,

* Недостатком является и перегрузка передних шин. — Прим. ред.

сидящих на передних сиденьях, практически не изменяют распределение масс ненагруженного автомобиля, при котором на передние колеса приходится 48—56 % массы автомобиля и 44—52 % — на задние колеса (см. табл. 1.4.1). Исходя из этих значений, можно считать, что при максимальном нагружении относительно легких автомобилей происходит увеличение нагрузки на дорогу от заднего моста на 9—10 % (и, соответственно, такое же уменьшение нагрузки от переднего моста), так что в среднем приходится 43 % массы автомобиля на переднюю ось и 57 % на заднюю. Эти показатели близки к распределению, имеющемуся на заднемоторных автомобилях. Более тяжелые легковые автомобили менее чувствительны к нагрузке, распределение массы у них изменяется примерно на 4 %.

В связи с уменьшением нагрузки от переднего моста при максимальной нагрузке автомобиля раньше на автомобилях среднего класса стремились увеличить нагрузку на дорогу от передних колес до 56 % массы автомобиля, но такие автомобили в ненагруженном состоянии и с нагрузкой, равной массе двух человек, имеют на задней оси всего 44 % полной массы автомобиля, что не оптимально. Еще и в настоящее время имеются легковые автомобили с таким распределением масс; у них часто происходит пробуксовка малонагруженных ведущих задних колес, особенно во время разгона на повороте мокрой или обледенелой дороги.

Несколько лет назад стала проявляться противоположная тенденция, и сейчас можно встретить автомобили классической компоновки с распределением масс по осям, равным 50 % массы автомобиля в ненагруженном состоянии, что улучшает устойчивость и управляемость автомобиля при частичной нагрузке и в зимних условиях эксплуатации. Такими автомобилями являются, например, купе «Форд-капри II» и «Порше-924» (см. рис. 1.1.2, 1.8.5) и лимузины «Вольво-244» и «Альфетта» фирмы «Альфа-ромео» (см. рис. 1.8.7). У двух последних автомобилей при максимальной нагрузке почти 60 % массы автомобиля приходится на задние колеса и только 40 % — на передние. Оба купе имеют лучшие показатели: длинную базу и меньшую нагрузку ($K_z = 34\%$ у мод. «Форд», «Порше», см. рис. 1.4.9), обеспечивают при максимальной нагрузке распределение масс, при котором не более 57 % массы автомобиля приходится на заднюю ось и не менее 43 % — на переднюю.

1.4.3. Распределение масс на легковых автомобилях с задним расположением двигателя

Легковые автомобили с задним расположением двигателя вследствие заднего расположения силового агрегата имеют самое плохое распределение масс. В настоящее время имеются автомобили с четырехцилиндровым рядным двигателем, расположенным сзади оси ведущих колес (см. рис. 1.8.14), у этих автомобилей в ненагруженном состоянии всего 38 % массы приходится на передние колеса и 62 % — на задние. При проектировании этих автомобилей могут возникнуть проблемы с обеспечением возврата рулевого колеса в среднее положение.

жение, управляемости на зимних дорогах и в связи с повышенной чувствительностью автомобилей к боковому ветру. Салон в этом случае смещают вперед, чтобы уже при нагрузке, равной массе двух человек, получить прирост нагрузки на дорогу от переднего моста (+2 %, см. табл. 1.4.1). В большинстве случаев багажник располагают в передней части автомобиля, вследствие чего при полной нагрузке, равной, например, массе пяти человек и 35 кг багажа (375 кг), на передние колеса приходится 40 % массы автомобиля.

1.4.4. Определение осевых нагрузок на дорогу от колес легкового автомобиля

Распределение масс в легковых автомобилях и в автомобилях, которые по своей конструкции пригодны для перевозки грузов, регламентировано в стандарте ДИН 70031. Под последним типом автомобилей подразумеваются грузопассажирские и развозные автомобили, а также легковые автомобили с багажником, открытым в салон, причем заднее сиденье не обязательно должно быть складным или съемным. Стандарт ДИН 70031 в основном совпадает с содержанием международного стандарта ИСО/ДИС 2416 «Распределение нагрузки в легковых автомобилях».

В зависимости от типа привода с посадкой двух человек на передние сиденья изменяется распределение масс по осям до 2 %, т. е. масса этих людей распределяется примерно поровну между осями. Пассажиры, сидящие на заднем сиденье, в большей мере нагружают задние колеса, которые воспринимают 70—90 % их массы; на передние колеса соответственно приходится 10—30 %. В результате этого процентное распределение массы автомобиля значительно изменяется.

На автомобилях классической компоновки и переднеприводных автомобилях багажник расположен сзади оси задних колес, т. е. расположенный в него багаж может несколько разгрузить передние колеса, что отрицательно отражается на устойчивости, управляемости автомобиля и может привести к возникновению продольных колебаний. Нагрузку, равную 110—130 % массы багажа, следует считать дополнительной нагрузкой, действующей на задние колеса, а нагрузка, равная 10—30 % массы багажа, уменьшает нагрузку, действующую на передние колеса. В автомобиле с задним расположением двигателя массу багажа можно полностью относить к передним колесам.

Распределение нагрузок по осям принято определять с помощью грузов массой 68 кг, эквивалентной массе одного человека, которые укладывают на подушки сидений (2—5 шт) в местах нахождения середины бедер пассажиров, т. е. в центре масс человека; при этом передние сиденья находятся в середине диапазона регулировки их положения. Так что получается определение теоретического распределения масс, не учитывающее возможности и удобства управления автомобилем при таком положении сидений.

К величине массы людей необходимо добавить массу багажа, которую следует рассчитать (в килограммах) по уравнению, приведен-

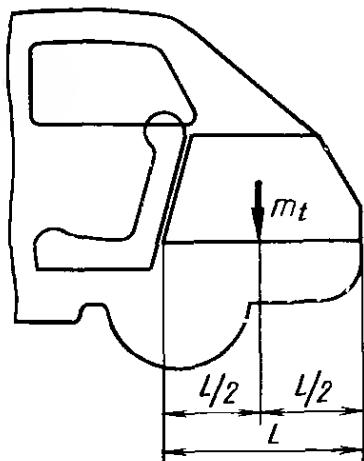


Рис. 1.4.1. Для определения распределения массы автомобиля по осям багаж массой m_t следует положить по центру багажного отделения

ному в разд. 1.3.3 и взятому из стандарта ДИН 70031: $m_t = M_t - 68 \cdot n_p$.

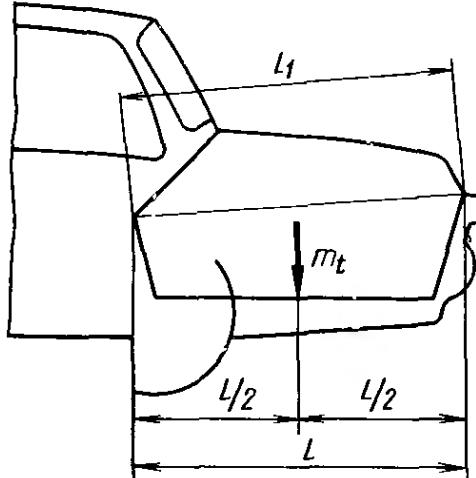


Рис. 1.4.2. Когда багажное отделение имеет сложную форму, то, согласно стандарту ДИН 70031 принимают, что центр багажного отделения расположен на середине линии проекции диагонали наибольшей длины L_1

Этот груз необходимо положить по центру багажника (рис. 1.4.1 и 1.4.2). Если (как на мод. «Фольксваген-1200») имеется дополнительный багажник, то изготовитель должен специально оговаривать порядок размещения багажа. В случае необходимости установления распределения масс автомобиля при различных нагрузках по крайней мере колеса одного из мостов должны быть установлены на весы. Весы не должны иметь слишком большой предел измерения, так как на первые 50 делений шкалы указываемая точность не распространяется. Например, если взвешивание выполняют на весах с пределом измерения 20 т, то цена деления может составлять 10 кг или 20 кг, следовательно до делений 500—1000 кг показания будут неточными. Данные, отраженные в последующих таблицах, получены с использованием двух весов с переключением диапазона измерений производства фирмы «Бицерба». Весы имеют наибольший предел взвешивания 1,2 т и цену деления 200 г. Это означает, что выше деления 10 кг результаты взвешивания будут находиться в рамках заданной точности, равной 0,1 % конечного значения шкалы.

Менее утомительным, чем загрузка балласта в салон и багажник, является определение осевых нагрузок с помощью людей. Для этого необходимо только зафиксировать увеличение нагрузки на дорогу от переднего или заднего мостов после посадки двух человек произвольной, но известной массы m_p . Однако в связи с тем, что положение центра масс тела зависит в некоторой степени от телосложения, желательно, чтобы пассажиры были ростом около 1,7 м и имели общую массу около 136 кг. Аналогичным образом можно определить увеличение нагрузки на дорогу от заднего моста (или уменьшение от переднего), происходящее при загрузке багажника грузом произвольной, но известной массы m'_t , положенного в центре багажника. После выполнения взвешиваний необходимо сделать пересчет от массы m_p к расчетной массе людей, равной 68 кг (и, соответственно,

от массы m'_t к допустимой массе багажа m_t) и в заключение суммировать полученные отдельные значения. Необходимо обращать внимание на то, чтобы колеса того моста, который помещается на весы, могли свободно вращаться, т. е. стояночный тормоз должен быть не затянут и рычаг управления коробкой передач должен занимать нейтральное положение. Кроме того, опорная плоскость весов должна быть горизонтальной, и после каждого изменения нагрузки автомобиль нужно немного прокатить вперед—назад, чтобы устранить действие боковых сил на платформу весов. Эти силы возникают вследствие изменения колеи колес.

При наклоне спинок от вертикали, равном 25° (см. рис. 1.1.5), оба передних сиденья следует устанавливать в такое положение, которое является правильным для людей нормального телосложения с ростом около 1,7 м. Это положение условно называют «стандартным». Необходимо определять разницу между установленным «стандартным» положением сидений и средним, при котором выполняют замеры с балластом, и записать эту разницу внизу форм 1 и 2 (рис. 1.4.3 и 1.4.4). Дополнительно желательно определить разницу между нагрузками на дорогу от заднего моста, соответствующими двум этим положениям сидений. На всем диапазоне изменения нагрузок эту разницу можно вычесть из величины нагрузки на дорогу от заднего моста и прибавлять к нагрузке от переднего моста (или наоборот), если это требуется для сравнения со значениями осевых нагрузок, полученными при использовании балласта. Далее необходимо проверить наличие возможности уверенно управлять автомобилем при среднем положении сидений у водителя малого, среднего или большого роста; данные заносят в формы 1 и 2 (в правой стороне).

Вначале определяется масса снаряженного автомобиля, т. е. автомобиля полностью заправленного, готового к движению, причем указанные в разд. 1.3.1 предметы, такие, как знак аварийной остановки, медицинская аптечка и т. п., должны быть размещены на предусмотренных для них местах. Передние и задние колеса последовательно устанавливают на весы, причем колеса левой и правой сторон — по возможности на отдельные весы, чтобы определить нагрузки, действующие на дорогу от колес, и иметь возможность судить по ним о распределении масс кузова, силового агрегата и т. д. в поперечной плоскости автомобиля. В верхней части формы 2 предусмотрена строка для записи этих значений.

Если автомобиль имеет багажник в задней части, то задние колеса нужно оставить на весах и посадить двух человек произвольной массы m_p вначале на передние, а затем на задние сиденья. В обоих случаях регистрируют нагрузку от заднего моста m'_{h2} или m'_{h4} , величину которой заносят в форму 1, чтобы по ней (как показано в последующем примере) можно было определить прирост нагрузки от заднего моста Δm и распределение масс при посадке «стандартных» людей с массой 68 кг. В конце, уже при отсутствии людей в салоне, загружают багажник грузом известной массы m'_t ; в результате получают нагрузку от колес заднего моста m'_{h9} . Если багажник расположен

ВЫСШЕЕ ИНЖЕНЕРНОЕ УЧИЛИЩЕ, КЕЛЬН					ЛАБОРАТОРИЯ ШАССИ АВТОМОБИЛЯ			
РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МАСС ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ (КОМБИ)					ЗАМЕР №		ФОРМА	
Автомобиль					/		1	
Автомобиль №					ПОКАЗАНИЕ СЧЕТЧИКА ПУТИ КМ		ДАТА	
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НОМЕРНОЙ ЗНАК					ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ			
Заводские данные	Число мест n_p				ДОПУСТИМЫЕ ОСЕВЫЕ НАГРУЗКИ:			
	Снаряженная масса m_{g0} кг				от передней оси кг		Масса груза при испытаниях	
	Масса груза m_t кг				от задней оси кг		2 ЧЕЛОВЕКА	
	Полная масса m_{gb} кг				СУММА кг		m_p кг БАГАЖ 2) m'_p кг	
МАССА ГРУЗА = ПОЛНАЯ МАССА					СУММА НАГРУЗОК ОТ ОСЕЙ			
$M_t = m_{gb}$ кг					$[m_{v0} + m_{h0}]$ кг =			
$M_t =$ ЧЕЛОВЕК МАССОЙ 68 кг					+ кг БАГАЖА 9)			
НАГРУЗКА ОТ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ В ВАРИАНТЕ ЛИМУЗИНА ^{1) 3)}					НАГРУЗКА ОТ ОСИ		СУММА	
Автомобиль без груза	ПЕРЕДНЕЕ ЛЕВОЕ	ПЕРЕДНЕЕ ПРАВОЕ	ЗАДНЕЕ ЛЕВОЕ	ЗАДНЕЕ ПРАВОЕ	m_{v0}	m_{h0}	m_{g0}	
Нагрузочное состояние	Нагрузка от задней оси кг	Изменение нагрузки Δm от задней оси по сравнению с нагрузкой от задней оси снаряженного автомобиля, кг ¹²⁾	Часть массы груза, приходящаяся на заднюю ось p , %	Увеличение нагрузки от оси при пассажирах с массой 68 кг		Увеличение нагрузки от оси за счет 2) массы багажа 9)		
				Δm_v	Δm_h	m_t кг	на передней оси	на задней оси
2 ЧЕЛОВЕКА ³⁾ на передних сиденьях	m'_{h2}	$m'_{h2} - m_{h0}$	4)			X	X	
2 ЧЕЛОВЕКА на задних сиденьях	m'_{h4}	$m'_{h4} - m_{h0}$	A)			X	X	
Багаж находится в задней части ²⁾	m'_{h9}	$m'_{h9} - m_{h0}$	5)	X	X			
Багаж находится в передней части ⁶⁾	m'_{v9}	$m'_{v9} - m_{v0}$	5)	X	X			
1	2	3	4	5	6	7	8	
НАГРУЗКИ ОТ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ В ВАРИАНТЕ КОМБИ ⁷⁾ , задняя подушка / спинка сложены / сняты ¹⁾ . МАССА СНЯТЫХ ДЕТАЛЕЙ кг.								
МАССА ГРУЗА $M_t =$ 2 ЧЕЛОВЕКА С МАССОЙ 68 кг + кг БАГАЖА								
Снаряженный автомобиль	ПЕРЕДНЕЕ ЛЕВОЕ	ПЕРЕДНЕЕ ПРАВОЕ	ЗАДНЕЕ ЛЕВОЕ	ЗАДНЕЕ ПРАВОЕ	m_{v0}	m_{h0}	$m_{v0} + m_{h0}$	
Нагрузочное состояние	Нагрузка от задней оси, кг	Изменение нагрузки Δm по сравнению с нагрузкой от задней оси снаряженного автомобиля, кг	Часть массы груза, приходящаяся на заднюю ось p , %	Увеличение нагрузки от оси при пассажирах с массой 68 кг		Увеличение нагрузки от оси за счет багажа		
				Δm_v	Δm_h	m_t кг	на передней оси	на задней оси
2 ЧЕЛОВЕКА ³⁾ на передних сиденьях	m'_{h2}	$m'_{h2} - m_{h0}$	4)			X	X	
Багаж	m'_{h9}	$m'_{h9} - m_{h9}$	5)	X	X			
,,Стандартное“ положение передних сидений ¹⁾ а) лимузин ————— мм спереди/сзади среднего положения ¹⁰⁾ б) комби ————— мм спереди/сзади								
Изменение нагрузки по сравнению с нагрузкой при среднем положении а) лимузин +— кг от задней оси б) комби +— кг								

Рис. 1.4.3. Форма 1 для экспериментального определения нагрузок от осей легковых и грузопассажирских автомобилей с находящимися в них людьми массой m_p и любым грузом в багажнике массой m'_t . Чтобы получить возможность для сравнения с нагрузками, полученными при загрузке балластом, необходимо зафиксировать величину отклонения сидений от среднего положения (в миллиметрах) и связанное с этим изменение нагрузки (в килограммах), а также отметить диапазон регулировки передних сидений. Кроме того, необходимо указать способ переоборудования лимузина в комби и вес демонтируемых при этом деталей

ВЫСШЕЕ ИНЖЕНЕРНОЕ УЧИЛИЩЕ, КЕЛЬН ЛАБОРАТОРИЯ ШАССИ АВТОМОБИЛЯ						
РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МАСС ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ (КОМБИ)				ЗАМЕР № /		ФОРМА 2
Автомобиль				ПОКАЗАНИЕ СЧЕТЧИКА ПУТИ КМ		ДАТА
Автомобиль № ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НОМЕРНОЙ ЗНАК				ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ		
ЗАВОДСКИЕ ДАННЫЕ	ЧИСЛО МЕСТ P_r			ДОПУСТИМЫЕ ОСЕВЫЕ НАГРУЗКИ:		ПЕРЕОБОРУДОВАНИЕ В КОМБИ: ЗАДНЯЯ ПОДУШКА / ЗАДНЯЯ СПИНКА СЛОЖЕНА / СНЯТА МАССА СНЯТЫХ ДЕТАЛЕЙ ____ кг.
	СНАРЯЖЕННАЯ МАССА ____ кг			от передней оси ____ кг		
	МАССА ГРУЗА M_t ____ кг			от задней оси ____ кг		
	Полная масса ____ кг			СУММА ____ кг		
МАССА ГРУЗА = ПОЛНАЯ МАССА				— СУММА НАГРУЗОК ОТ ОСЕЙ		
$M_t = m_{g6} \text{ --- кг}$				$- [m_{v0} + m_{h0}] \text{ --- кг} = \text{--- кг}$		
$M_t = \text{ЧЕЛОВЕК МАССОЙ } 68 \text{ кг}$				+ ____ кг БАГАЖА		
ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ ПО СТАНДАРТУ ДИН 70020 от колес снаряженного автомобиля в варианте исполнения лимузин (с учетом пунктов л, м и 1,2)						
Строка	Автомобиль без груза	Нагрузка от передних колес		Нагрузка от задних колес		Снаряженная масса
		левого	правого	левого	правого	Сумма
		____ кг	____ кг	____ кг	____ кг	
1	2	3	4	5	6	7
Нагрузочное состояние	Нагрузка, кг	Масса автомобиля, кг	Нагрузка от оси, кг		Распределение масс, %	
			передней	задней	Передняя ось	Задняя ось
а) Автомобиль без груза	0					
б) 2 человека	130					
в) 2 человека на переднем сиденье, 1 человек на заднем	204					
г) 4 человека	272					
д) 5 человек	340					
е) Максимальная нагрузка						
ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ ПО СТАНДАРТУ ДИН 70020 от колес снаряженного автомобиля в вариантах исполнения комби и фургон (с учетом пунктов л, м и 1,2)						
Автомобиль без груза	Нагрузка от передних колес		Нагрузка от задних колес		Снаряженная масса	
	левого	правого	левого	правого	Сумма	
	____ кг	____ кг	____ кг	____ кг	____ кг	
1	2	3	4	5	6	7
Нагрузочное состояние	Нагрузка, кг	Масса автомобиля, кг	Нагрузка от оси, кг		Распределение масс, %	
			передней	задней	Передняя ось	Задняя ось
ж) Автомобиль без груза	0					
з) 2 человека	136					
и) 85% массы допустимого полезного груза						
к) Максимальная нагрузка						
л) „Стандартное“ положение передних сидений	а) лимузин ____ мм спереди / сзади б) комби ____ мм спереди / сзади			СРЕДНЕГО ПОЛОЖЕНИЯ 3)		
м) Изменение нагрузки по сравнению с нагрузкой при среднем положении	а) лимузин + ____ кг б) комби + ____ кг			от задней оси (ПРИ НАГРУЗКЕ 2 ЧЕЛОВЕКА)		

Рис. 1.4.4. Форма 2 для записи нагрузок от осей, получаемых при нормальной массе человека, равной 68 кг, и фактической массе багажа, а также для записи распределения нагрузки в процентах. Стандарт ИСО/ИС 2958 предписывает для получения «конструктивной массы» нагрузки сажать два человека в двух- и трех-

в передней части (как на мод. «Фольксваген-1200»), то это взвешивание надо проводить для передних колес.

На рис. 1.4.3 показана форма 1, разработанная для записи распределения масс автомобилей, в которой регистрируют необходимые данные, полученные на каждом этапе взвешивания легковых автомобилей, а также грузопассажирских и развозных. В качестве примера для дальнейших пояснений взят переднеприводный автомобиль «Фольксваген-поло» (рис. 1.4.5). Перед взвешиванием необходимо в верхней части формы в предусмотренных местах записать заводские данные, взятые из паспорта автомобиля: число мест, массу снаряженного автомобиля и полную массу, а также показание счетчика пройденного пути и сведения об установленном дополнительном оборудовании. Эти данные требуются в качестве исходных. Как показывают числа, приведенные на рис. 1.4.5, при ненагруженном автомобиле нагрузка m_{c_0} от переднего моста составляет 423,2 кг, а от заднего $m_{h_0} = 260,5$ кг, т. е. несмотря на установленное радиооборудование, масса снаряженного автомобиля $m_{g_0} = 683,7$ кг остается меньше массы, указанной в заводских данных, равной 685 кг. При полной массе автомобиля 1100 кг масса груза M_t составляет 416,3 кг. Этот автомобиль допущен к эксплуатации как пятиместный, поэтому масса багажа не должна превышать: $m_t = M_t - 68n_p = 416,3 - 68 \cdot 5 = 76,3$ кг.

По стандарту ДИН 70031 для пяти человек багаж должен составлять, как минимум, $5 \cdot 7 = 35$ кг, т. е. эти 76 кг значительно превышают требуемую величину. Багажник находится в задней части, поэтому во время последующих трех взвешиваний задние колеса остаются на платформе весов. Когда два человека общей массой $m_p = 147,9$ кг сидят на передних сиденьях, установленных в «стандартное» положение, нагрузка на дорогу от заднего моста $m'_{h_2} = 329,7$ кг (колонка 2). Если те же пассажиры сидят на задней сиденье, то нагрузка $m'_{h_4} = 382,9$ кг. Груз массой 100,5 кг, расположенный по центру багажника, увеличивает нагрузку от заднего моста до $m'_{h_9} = 367,1$ кг. Таким образом, эти три приращения нагрузки $\Delta m'$ составляют $\Delta m'_{h_2} = 68,2$ кг, $\Delta m'_{h_4} = 121,8$ кг и $\Delta m'_{h_9} = 105,6$ кг (колонка 2 в средней части формы). «Стандартное» положение сидений соответствует на автомобиле «Поло» среднему положению, поэтому соответствующие показатели, приведенные в самых нижних строках — нулевые.

Для определения составляющей массы груза p в процентах необходимо эти три значения $\Delta m'$ разделить на величину массы m_p обоих пассажиров или, соответственно, на величину массы багажа m'_t и умножить на 100. Как показывают записи, сделанные в колонке 4,

местные автомобили, а в четырех-пятиместные — два человека на переднее сиденье и одного человека на заднее. В форму следует внести сведения об отклонении передних сидений от среднего положения и происходящем при этом изменении нагрузок, а также отметить удобство управления автомобилем при среднем положении сиденья

ВЫСШЕЕ ИНЖЕНЕРНОЕ УЧИЛИЩЕ, КЕЛЬН

ЛАБОРАТОРИЯ ШАССИ АВТОМОБИЛЯ

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МАСС ЛЕГКОГО АВТОМОБИЛЯ (КОМБИ)				ЗАМЕР № L 76 / 03			ФОРМА 1	
Автомобиль <u>Фольксваген-ПОЛО</u>				ПОКАЗАНИЕ СЧЕТЧИКА ПУТИ КМ <u>5912</u>			ДАТА <u>24.3.76</u>	
Автомобиль № <u>6007</u> ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НОМЕР ЧИСЛЫ ЗНАК <u>K-JD 58</u>				Дополнительное оборудование <u>Радиоприемник</u>				
Заводские данные	Число мест <u>pr</u>	<u>5</u>		Допустимые осевые нагрузки: от передней оси <u>550</u> кг от задней оси <u>600</u> кг сумма <u>1150</u> кг		Масса груза при испытаниях $m_p = 147,9$ кг багаж ²⁾ $m'_p = 100,5$ кг		
	Снаряженная масса m_{g0}	<u>685</u> кг						
	Масса груза M_t	<u>415</u> кг						
Полная масса m_{g6} <u>1100</u> кг								
МАССА ГРУЗА = ПОЛНАЯ МАССА				— СУММА НАГРУЗОК ОТ ОСЕЙ				
$M_t = m_{g6} - 1100$ кг				— $[m_{v0} + m_{h0}] 683,7$ кг = <u>416,3</u> кг				
$M_t = 5$ ЧЕЛОВЕК МАССОЙ 68 кг				+ <u>76,3</u> кг БАГАЖА ⁹⁾				
НАГРУЗКА ОТ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ В ВАРИАНТЕ ЛИМУЗИНА ^{1) 3)}				НАГРУЗКА ОТ ОСИ		СУММА		1) „Стандартное“ положение передних сидений соответствует водителю ростом 170 см и массой 68 кг. 2) Багаж расположен по центру багажника. 3) Спинки передних сидений отклонены на 25° от вертикали. 4) $p = \frac{\Delta m}{m_p} \cdot 100\%$ 5) $p = \frac{\Delta m}{m'_p} \cdot 100\%$ 6) Передние колеса установлены на весы. 7) Или развозной автомобиль с водителем массой 75 кг. 8) Груз находится по центру багажного отделения. 9) Допустимое число человек и масса багажа до получения полной массы автомобиля. 10) При среднем положении сиденья управление автомобилем мало-/среднег/безшого роста удобно/возможно/невозможно. 11) При 2 человеках. 12) В сравнении с нагрузкой от передней оси, когда багажник расположен в передней части автомобиля.
Автомобиль без груза	ПЕРЕДНЕЕ ЛЕВОЕ <u>206,7</u> кг	ПЕРЕДНЕЕ ПРАВОЕ <u>216,5</u> кг	ЗАДНЕЕ ЛЕВОЕ <u>126,7</u> кг	ЗАДНЕЕ ПРАВОЕ <u>133,8</u> кг	m_{v0} <u>423,2</u> кг	m_{h0} <u>260,5</u> кг	m_{g0} <u>683,7</u> кг	
Нагрузочное состояние	Нагрузка от задней оси, кг	Изменение нагрузки $\Delta m'$ от задней оси по сравнению с нагрузкой от задней оси снаряженного автомобиля, кг ¹²⁾	Часть массы груза, приходящаяся на заднюю ось p , %	Увеличение нагрузки от оси при пассажирах массой 68 кг	Δm_v	Δm_h	Увеличение нагрузки от оси за счет ²⁾ массы багажа ⁹⁾	
2 ЧЕЛОВЕКА ³⁾ на передних сиденьях	<u>329,7</u>	$m'_{h2} - m_{h0}$ <u>68,2</u>	<u>46,1</u>	<u>73,3</u>	<u>62,7</u>			
2 ЧЕЛОВЕКА на задних сиденьях	<u>382,9</u>	$m'_{h4} - m_{h0}$ <u>121,8</u>	<u>82,4</u>	<u>23,9</u>	<u>112,1</u>			
Багаж находится в задней части ²⁾	<u>367,1</u>	$m'_{h9} - m_{h0}$ <u>105,6</u>	<u>105</u>			<u>-3,8</u>	<u>80,1</u>	
Багаж находится в передней части ⁶⁾		m'_{v9}	$m'_{v9} - m_{v0}$					
1	2	3	4	5	6	7	8	
НАГРУЗКИ ОТ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ В ВАРИАНТЕ КОМБИ ⁷⁾ , задняя подушка / спинка сложены / сняты ¹⁾ МАССА СНЯТЫХ ДЕТАЛЕЙ _____ кг.								
МАССА ГРУЗА $M = 2$ ЧЕЛОВЕКА С МАССОЙ 68 кг + <u>290,3</u> кг БАГАЖА								
Снаряженный автомобиль	ПЕРЕДНЕЕ ЛЕВОЕ <u>207,6</u> кг	ПЕРЕДНЕЕ ПРАВОЕ <u>217,4</u> кг	ЗАДНЕЕ ЛЕВОЕ <u>125,8</u> кг	ЗАДНЕЕ ПРАВОЕ <u>132,9</u> кг	m_{v0} <u>425</u> кг	m_{h0} <u>258,7</u> кг	$m_{v0} + m_{h0}$ <u>683,7</u> кг	
Нагрузочное состояние	Нагрузка от задней оси, кг	Изменение нагрузки $\Delta m'$ по сравнению с нагрузкой от задней оси снаряженного автомобиля, кг	Часть массы груза, приходящаяся на заднюю ось p , %	Увеличение нагрузки от оси при пассажирах массой 68 кг	Δm_v	Δm_h	Увеличение нагрузки от оси за счет багажа ⁸⁾	
2 ЧЕЛОВЕКА ³⁾ на передних сиденьях	<u>327,9</u>	$m'_{h2} - m_{h0}$ <u>69,2</u>	<u>46,8</u>	<u>72,4</u>	<u>63,6</u>			
Багаж	<u>352</u>	$m'_{h9} - m_{h9}$ <u>94,2</u>	<u>93,7</u>			<u>17,5</u>	<u>260,5</u>	
„Стандартное“ положение передних сидений ¹⁾ а) лимузин — <u>0</u> мм спереди/сзади среднего положения ¹⁸⁾ б) комби — <u>0</u> мм спереди/сзади								
Изменение нагрузки по сравнению с нагрузкой при среднем положении а) лимузин + <u>— 8</u> кг от задней оси б) комби + <u>— 8</u> кг от задней оси								

Рис. 1.4.5. Распределение масс автомобиля «Фольксваген-ПОЛО» в вариантах исполнения лимузин и комби, занесенные в форму 1

значения получаются такие: $p_{h2} = 46,1\%$, $p_{h4} = 82,4\%$ и $p_{h9} = 105\%$; разность между этими числами и 100% определяет составляющую массы груза, приходящуюся на переднюю ось. Затем, используя эти процентные значения (деленные на 100), рассчитывают увеличение нагрузки от заднего моста, соответствующее посадке двух «стандартных» людей ($2 \cdot 68 = 136$ кг). Запись результатов следующих расчетов:

$$\Delta m_{h2} = (46,1 \cdot 136) / 100 = 62,7 \text{ кг},$$

$$\Delta m_{h4} = (82,4 \cdot 136) / 100 = 112,1 \text{ кг и}$$

$$\Delta m_{h9} = (105 \cdot 76,3) / 100 = 80,1 \text{ кг}$$

проводится в колонки 6 и 8. Изменение нагрузки на дорогу от переднего моста Δm_v определяется путем вычитания этих значений из величины массы двух «стандартных» людей, равной 136 кг, или величины массы багажа, равной 76,3 кг, т. е.

$$\Delta m_{v2} = 2 \cdot 68 - \Delta m_{h2} = 136 - 62,7 = 73,3 \text{ кг};$$

$$\Delta m_{v4} = 2 \cdot 68 - \Delta m_{h4} = 136 - 112,1 = 23,9 \text{ кг};$$

$$\Delta m_{v9} = 76,3 - \Delta m_{h9} = 76,3 - 80,1 = -3,8 \text{ кг.}$$

Результаты вычислений записывают в колонки 5 и 7. Полученные значения изменения нагрузки, выраженные в килограммах, используют для заполнения формы 2 (рис. 1.4.6); эти значения, округленные до целых чисел, последовательно суммируют с величинами осевых нагрузок снаряженного автомобиля (тоже округленными) $m_{v0} = 423$ кг и $m_{h0} = 261$ кг. Исключение составляет переход от нагрузки, равной массе двух человек, к нагрузке, равной массе трех человек, или соответственно от четырех человек к пяти. В этом случае «добавляется» только один человек, т. е. необходимо учитывать только половину величины изменения массы. В конце рассчитывают распределение масс по осям и в строках б или в отмечают конструктивную массу (см. разд. 1.3.5); поскольку рассматриваемый автомобиль является пятиместным, для него конструктивную массу определяют при нагрузке, равной массе двух человек, сидящих на передних сиденьях, и одного, находящегося на заднем сиденье.

Кроме того, в форме 2 приведены данные о размере шин, серийно устанавливаемых на автомобиль, чтобы по ним можно было определить соответствие нагрузки, действующей на шину, диапазонам экономически выгодной или допустимой нагрузки. Шина 135 SR 13 автомобиля «Поло» допускает нагрузку 3,1 кН при внутреннем давлении 0,22 МПа. Фирма «Фольксваген» для задних колес этого недорогого автомобиля предусматривает нагрузки, заключенные в пределах допустимого диапазона: при нагрузке на шину, равной 3 кН, предписывает внутреннее давление $p = 0,2$ МПа. Это на 0,01 МПа меньше величины, которую приводят в стандарте ДИН 7803.

Чтобы можно было зрительно оценить распределение массы по осям и отметить наличие возможного превышания допустимой нагрузки от переднего или заднего мостов, рекомендуется полученные значения представить в графическом виде. Для этой цели была раз-

ВЫСШЕЕ ИНЖЕНЕРНОЕ УЧИЛИЩЕ, КЕЛЬН

ЛАБОРАТОРИЯ ШАССИ АВТОМОБИЛЯ

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МАСС ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ (КОМБИ)				ЗАМЕР № L 76 / 03		ФОРМА 2
Автомобиль <u>Фольксваген - поло</u>				ПОКАЗАНИЕ СЧЕТЧИКА ПУТИ КМ <u>5912</u>		ДАТА <u>24.3.76</u>
Автомобиль № <u>6067</u> ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НОМЕРНОЙ ЗНАК <u>K-JD 58</u>				Дополнительное оборудование <u>радиоприемник</u>		
Заводские данные	Число мест <u>п</u> <u>5</u>			Допустимые осевые нагрузки: от передней оси <u>550</u> кг от задней оси <u>600</u> кг сумма <u>1150</u> кг		ПЕРЕОБОРУДОВАНИЕ В КОМБИ: ЗАДНЯЯ ПОДУШКА / ЗАДНЯЯ СПИНКА СЛОЖЕНА / СНЯТА МАССА СНЯТЫХ ДЕТАЛЕЙ _____ кг.
	Снаряженная масса <u>685</u> кг					
	Масса груза <u>M_t</u> <u>415</u> кг					
	Полная масса <u>1100</u> кг					
МАССА ГРУЗА = ПОЛНАЯ МАССА				— СУММА НАГРУЗОК ОТ ОСЕЙ		
$M_t = m_{gb} \quad 1100 \text{ кг}$				$- [m_{vb} + m_{ho}] \quad 683,7 \text{ кг} = \quad 416,3 \text{ кг}$		
$M_t = \frac{5}{5} \text{ ЧЕЛОВЕК МАССОЙ } 68 \text{ кг}$				+ <u>76,3</u> кг багажа		
Действительные нагрузки по стандарту ДИН 70020 от колес снаряженного автомобиля в варианте исполнения лимузин (с учетом пунктов л, м и 1, 2)						
Строка	Автомобиль без груза	Нагрузка от передних колес		Нагрузка от задних колес		Снаряженная масса
		левого <u>206,7</u> кг	правого <u>216,5</u> кг	левого <u>126,7</u> кг	правого <u>133,8</u> кг	
1	2	3	4	5	6	7
Нагружочное состояние	Нагрузка, кг	Масса автомобиля, кг	Нагрузка от оси, кг	Передней задней	Распределение масс, %	
					Передняя ось Задняя ось	
а Автомобиль без груза	0	<u>684</u>	<u>423</u>	<u>261</u>	<u>61,9</u>	<u>38,1</u>
б 2 человека	136	<u>820</u>	<u>497</u>	<u>323</u>	<u>60,5</u>	<u>39,5</u>
в 2 человека на переднем сиденье, 1 человек на заднем	204	<u>888</u>	<u>509</u>	<u>379</u>	<u>57,3</u>	<u>42,7</u>
г 4 человека	272	<u>956</u>	<u>521</u>	<u>435</u>	<u>54,5</u>	<u>45,5</u>
д 5 человек	340	<u>1024</u>	<u>533</u>	<u>491</u>	<u>52,1</u>	<u>47,9</u>
е Максимальная нагрузка	<u>416</u>	<u>1100</u>	<u>528</u>	<u>572</u>	<u>48,0</u>	<u>52,0</u>
Действительные нагрузки по стандарту ДИН 70020 от колес снаряженного автомобиля в вариантах исполнения комби и фургон (с учетом пунктов л, м и 1, 2)						
Строка	Автомобиль без груза	Нагрузка от передних колес		Нагрузка от задних колес		Снаряженная масса
		левого <u>207,6</u> кг	правого <u>217,4</u> кг	левого <u>125,8</u> кг	правого <u>132,9</u> кг	
1	2	3	4	5	6	7
Нагружочное состояние	Нагрузка, кг	Масса автомобиля, кг	Нагрузка от оси, кг	Передней задней	Распределение масс, %	
					Передняя ось Задняя ось	
ж Автомобиль без груза	0	<u>684</u>	<u>425</u>	<u>259</u>	<u>62,1</u>	<u>37,9</u>
з 2 человека	136	<u>820</u>	<u>499</u>	<u>321</u>	<u>60,8</u>	<u>39,2</u>
и 85% массы допустимого полезного груза						
к Максимальная нагрузка	<u>416</u>	<u>1100</u>	<u>518</u>	<u>582</u>	<u>47,1</u>	<u>52,9</u>
л „Стандартное“ положение передних сидений			a) лимузин <u>0</u> мм спереди/сзади б) комби <u>0</u> мм спереди/сзади			Среднего положения з)
м Изменение нагрузки по сравнению с нагрузкой при среднем положении			a) лимузин + <u>0</u> кг б) комби + <u>0</u> кг			{ от задней оси (при нагрузке 2) 2 человека}

Рис. 1.4.6. Форма 2, в которой записаны данные, полученные при измерениях, выполненных на автомобиле «Фольксваген-поло»

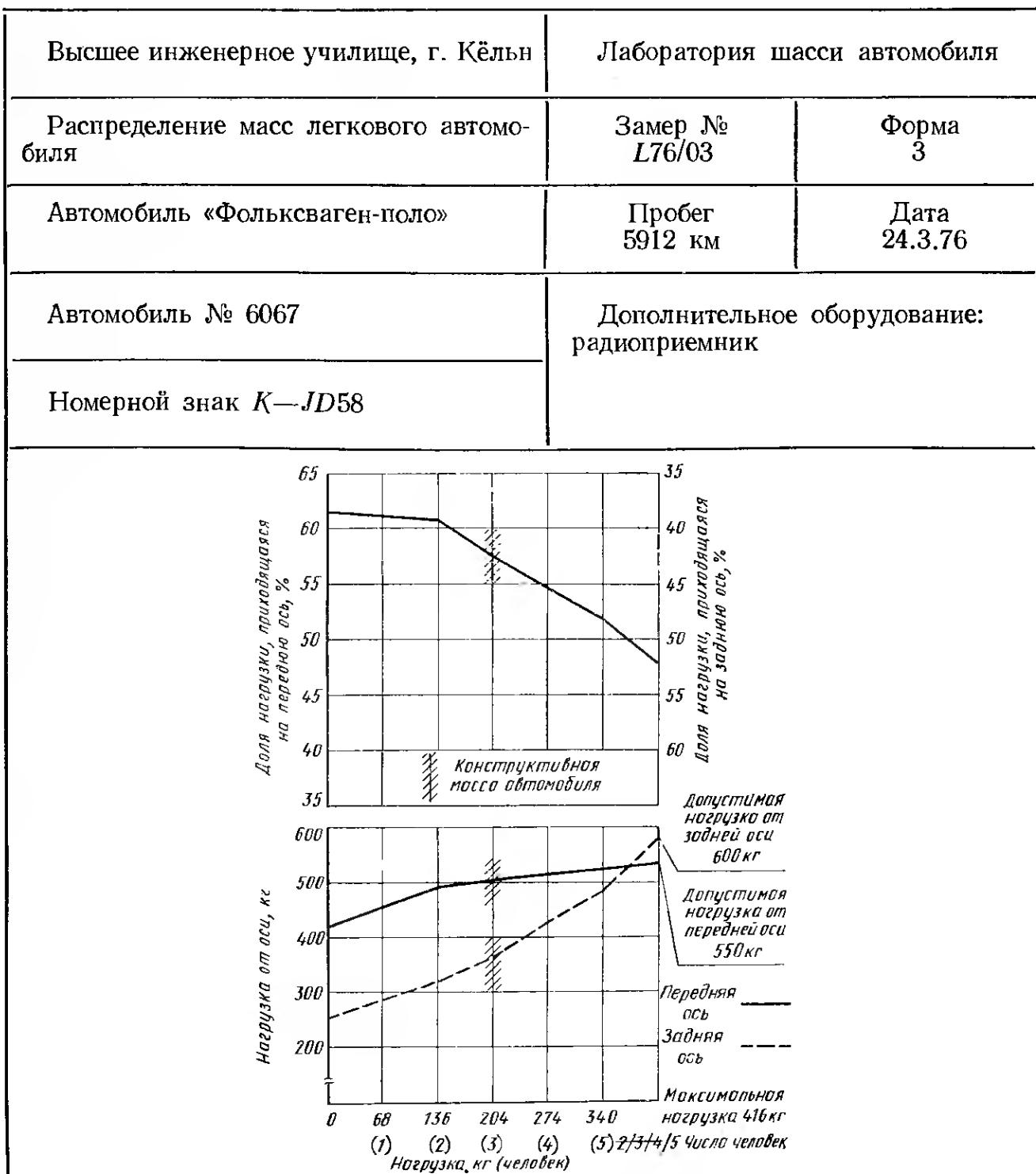


Рис. 1.4.7. Графическое представление распределения масс и нагрузок от осей исследованного автомобиля «Фольксваген-поло». Ни в одном из нагрузочных состояний отмеченные допустимые нагрузки от передней и задней осей не превышаются

работана форма 3 (рис. 1.4.7); в нее внесены значения, относящиеся к автомобилю «Фольксваген-поло», и отмечена его конструктивная нагрузка.

Влияние перемещения сидений на нагрузку от заднего моста отражено в форме 2 (рис. 1.4.8). На автомобиле «Порше-924», параметры которого приведены в этой таблице, сиденья в «стандартном» положении выдвинуты на 68 мм вперед по отношению к среднему положению, что равнозначно уменьшению нагрузки от переднего моста на 5,8 кг, которое произойдет, если оба пассажира с общей массой 136 кг передвинутся вместе с сиденьями из «стандартного» положения назад в среднее. Несмотря на наличие спортивного оснащения,

ВЫСШЕЕ ИНЖЕНЕРНОЕ УЧИЛИЩЕ, КЕЛЬН ЛАБОРАТОРИЯ ШАССИ АВТОМОБИЛЯ

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МАСС ЛЕГКОГО АВТОМОБИЛЯ (КОМБИ)				ЗАМЕР № L 76 / 04		ФОРМА 2
Автомобиль Порше-924				ПОКАЗАНИЕ СЧЕТЧИКА ПУТИ КМ 2480		ДАТА 29.4.76
Автомобиль № Государственный номерной знак K-CR 5433				Дополнительное оборудование спортивный комплект, радиоприемник, огнеглушитель		
Заводские данные	Число мест n_p	4		Допустимые осевые нагрузки: от передней оси 600 кг от задней оси 840 кг СУММА 1440 кг		Пересборудование в комби: задняя подушка/задняя спинка сложна/снята масса снятых деталей _____ кг.
	Снаряженная масса	1080 кг				
	Масса груза M_t	320 кг				
	Полная масса	1400 кг				
Масса груза = полная масса $M_t = m_{g6} = 1400$ кг $M_t = \frac{4}{4}$ человека массой 68 кг				Сумма нагрузок от осей $[m_{v0} + m_{h0}] = 1079,3$ кг = 320,7 кг + 48,7 кг багажа		
Действительные нагрузки по стандарту ДИН 70020 от колес снаряженного автомобиля в варианте исполнения лимузин (с учетом пунктов л, м и 1, 2)						
Строка	Автомобиль без груза	Нагрузка от передних колес		Нагрузка от задних колес		Снаряженная масса
		левого 254,5 кг	правого 263,4 кг	левого 277,2 кг	правого 284,2 кг	
1	2	3	4	5	6	7
Нагрузочное состояние	Нагрузка, кг	Масса автомобиля, кг	Нагрузка от оси, кг	передней задней	Распределение масс, %	
передней			передней	задней	передняя ось задняя ось	
а Автомобиль без груза	0	1079	518	561	48,0	52,0
б 2 человека	136	1215	581	634	47,8	52,2
в 2 человека на переднем сиденье, 1 человек на заднем	204	1283	593	690	46,2	53,8
г 4 человека	272	1351	605	764	44,8	55,2
д 5 человек	340	—	—	—	—	—
е Максимальная нагрузка	321	1400	600	800	42,8	57,2
Действительные нагрузки по стандарту ДИН 70020 от колес снаряженного автомобиля в вариантах исполнения комби и фургон (с учетом пунктов л, м и 1, 2)						
Строка	Автомобиль без груза	Нагрузка от передних колес		Нагрузка от задних колес		Снаряженная масса
		левого 255,6 кг	правого 263,6 кг	левого 277,7 кг	правого 282,4 кг	
1	2	3	4	5	6	7
Нагрузочное состояние	Нагрузка, кг	Масса автомобиля, кг	Нагрузка от оси, кг	передней задней	Распределение масс, %	
передней			передней	задней	передняя ось задняя ось	
ж Автомобиль без груза	0	1079	520	659	48,1	51,9
з 2 человека	136	1215	582	633	47,8	52,2
и 85% массы допустимого полезного груза	—	—	—	—	—	—
к Максимальная нагрузка	321	1400	575	825	41,1	58,9
л „Стандартное“ положение передних сидений	а) лимузин б) комби	68 68	мм спереди/сзади	—	—	среднего положения 3)
м Изменение нагрузки по сравнению с нагрузкой при среднем положении	а) лимузин б) комби	— —	мм спереди/сзади	5,8 5,8	кг	от задней оси (при нагрузке 2 человека)

Рис. 1.4.8. Форма 2, в которую внесены данные, полученные для автомобиля «Порше-924»

Высшее инженерное училище, г. Кёльн	Лаборатория шасси автомобиля	
Распределение масс легкового автомобиля	Замер № L76/04	Форма 3
Автомобиль «Порше-924»	Пробег 2480 км	Дата 28.4.76
Автомобиль №	Дополнительное оборудование: спортивный комплект, радиоприемник, огнетушитель	
Номерной знак K—CR 5433		
<p>The graph consists of two vertically aligned plots sharing a common horizontal axis representing the load per person in kilograms (kg). The top plot shows the percentage distribution of masses (front/rear axles) on the y-axis (35% to 65%). The bottom plot shows the load distribution (front/rear axles) on the y-axis (500 kg to 900 kg).</p> <p>Top Plot (Mass Distribution):</p> <ul style="list-style-type: none"> Y-axis: Доля нагрузки, приходящейся на переднюю ось, % (Percentage of mass on front axle) Y-axis: Доля нагрузки, приходящейся на заднюю ось, % (Percentage of mass on rear axle) Legend: Конструктивная масса автомобиля (Constructive mass of the car) Data points: (1) 45%, (2) 45%, (3) 45%, (4) 45%, (5) 45% <p>Bottom Plot (Load Distribution):</p> <ul style="list-style-type: none"> Y-axis: Нагрузка от оси, кг (Load from axle, kg) Y-axis: Максимальная нагрузка 321кг (Maximum load 321kg) Legend: Передняя ось (Front axle), Задняя ось (Rear axle) Data points: (1) 500, (2) 550, (3) 600, (4) 600, (5) 600 Annotations: Допустимая нагрузка от передней оси 600кг (Allowable load from front axle 600kg), Допустимая нагрузка от задней оси 840кг (Allowable load from rear axle 840kg), Число человек (Number of people) 		

Рис. 1.4.9. Графическое представление распределения масс и нагрузок от осей исследованного автомобиля «Порше-924». В случае посадки четырех человек массой 68 кг допустимая нагрузка от передней оси превышается на 5 кг; при сдвинутых назад передних сиденьях этого не происходит

радиооборудования и огнетушителя, масса снаряженного автомобиля равна 1079 кг, что на 1 кг меньше массы, записанной в заводских данных и равной 1080 кг. При нагрузке, равной массе четырех человек, происходит превышение допустимой нагрузки от переднего моста примерно на 5 кг, после перемещения сидений вперед из среднего положения в «стандартное» (рис. 1.4.9). При полной нагрузке автомобиля устанавливается следующее распределение масс по осям: 43 % или 41 % на переднюю и соответственно 57 % или 59 % на заднюю.

На автомобиле «Порше» серийно устанавливают радиальные шины со стальным кордом 165 HR14, которые имеют при внутреннем давлении $p_R = 0,2$ МПа экономически целесообразную нагрузку 4350 Н. Такое давление воздуха фирма предписывает для передних и задних шин при полной нагрузке, поэтому коэффициент загрузки шин составляет 69 % для передней оси при нагрузке 3 кН и 92 % для задней оси при нагрузке 4 кН.

Входящие в спортивное оснащение автомобиля шины 185/70 HR14 серии 70 допускают нагрузку 4550 Н при внутреннем давлении 0,2 МПа; коэффициент загрузки, а следовательно, и условия для передачи боковых сил при этом более оптимальны.

1.4.5. Измерение распределения масс грузопассажирских и развозных автомобилей

На грузопассажирских автомобилях (см. рис. 1.1.5) и комби-лимузинах (см. рис. 1.1.2 и 1.1.3) распределение масс по осям необходимо определять в состоянии, пригодном как для перевозки грузов, так и людей. Для этого следует (в соответствии с инструкцией завода-изготовителя) подушку заднего сиденья откинуть вперед, а спинку опустить вниз, либо спинку или все заднее сиденье снять с автомобиля. Недостатком этого способа является то, что на некоторых автомобилях затем невозможно сдвинуть достаточно далеко назад передние сиденья: диапазон их регулировки ограничивает поднятая спинка заднего сиденья. Величина укорачивания диапазона регулировки, т. е. отклонения положения сидений по сравнению с

положением, занимаемым ими в модификации лимузин, должна быть занесена в форму 1 (см. рис. 1.4.4): отклонения, выраженные в миллиметрах и килограммах, «стандартного» положения сидений в модификации комби по отношению к положению, занимаемому точно в середине диапазона регулировки.

Взвешивание необходимо выполнить отдельно для колес или мостов при наличии двух человек на передних сиденьях, а также багажа произвольной массы m_t , положенного по центру образовавшегося багажного отделения (рис. 1.4.10). Значения, полученные на исследованном автомобиле «Фольксваген-поло» как комби-лимузине, дополнительно занесены в формы (см. рис. 1.4.5 и 1.4.6). При складывании заднего сиденья на автомобиле без нагрузки и с нагрузкой, равной массе двух человек,

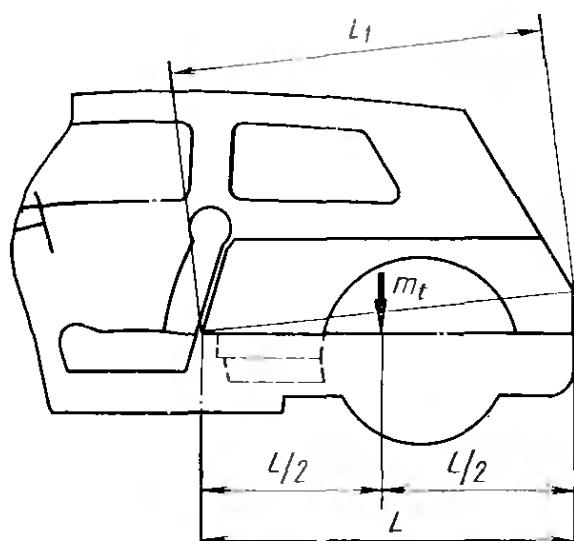


Рис. 1.4.10. При определении распределения масс грузопассажирских автомобилей, комби и автомобилей, используемых для развозки мелких грузов, груз m_t кладут в центр багажного отделения после складывания или демонтажа сидений. Этот центр согласно стандарту ДИН 70031 находится на середине линии проекции диагонали наибольшей длины L_1 .

происходит незначительное изменение колесных и осевых нагрузок, что в равной степени относится к мод. «Порше-924» (см. рис. 1. 4.8). Этот автомобиль имеет складывающуюся вперед заднюю спинку, обратная сторона которой служит продолжением погрузочной площадки.

Формы 1 и 2 пригодны для определения распределения масс развозных и грузовых автомобилей. Для этих автомобилей массу водителя, равную 75 кг, включают в массу снаряженного автомобиля. В этом случае определяют только распределение массы при грузе произвольной величины, положенном по центру грузовой площадки, чтобы затем можно было рассчитать осевые нагрузки для конструктивной массы автомобиля (т. е. при 85 % полезной нагрузки) и при полной нагрузке автомобиля.

1.5. ОДНООСНЫЕ ПРИЦЕПЫ, МАССЫ И НАГРУЗКИ НА ДЫШЛО

Легковые автомобили, а также грузопассажирские и развозные автомобили, построенные на их базе, могут буксировать прицепы, не оснащенные тормозами, но только одноосные или со сдвоенными (сближенными, типа «тандем») осями колес. Сдвоенными считаются оси с базой не более 1 м.

Допустимая нагрузка от прицепа установлена законодательно в § 42 ПДЭ и указана через максимальную массу прицепа, зависящую от типа автомобиля-тягача. В паспорт автомобиля обычно вносят два значения: меньшее относится к прицепу без тормозов, большее — к прицепу, оборудованному тормозной системой.

На названные выше автомобили должны дополнительно устанавливать буксирные приспособления. Они должны быть проверены (т. е. для них должно иметься разрешение на применение для соответствующего автомобиля) и иметь знак проверки. Тем не менее, после выполнения монтажа буксирного приспособления автомобиль должен быть предъявлен в отделение «Союза технического надзора» для контроля и оформления документов на автомобиль, в противном случае разрешение на эксплуатацию теряет силу, также как и страховой договор. Применяемое на легковых автомобилях буксирное приспособление состоит из основания (которое крепят снизу задней части автомобиля) и сферической головки диаметром 50 мм с допуском по классу $h13$ согласно стандарту ДИН 74058. В § 22 а и § 43 ПДЭ и в пункте 31 раздела «Технические требования, предъявляемые к деталям автомобиля» приведены условия испытаний буксирных приспособлений и порядок расчета горизонтальной силы, действующей на дышле. Это так называемое значение D представляет собой максимальную допустимую величину продольной силы, действующей между тягачом и прицепом; ее величину должен указывать изготовитель буксирного приспособления. Значение D в ньютонах определяется по полной массе m_{g6} автомобиля, выраженной в килограммах или, точнее, по определяемому этой массой весу $G_{g6} = m_{g6}g$ и по максимальной разрешенной изготовителем автомо-

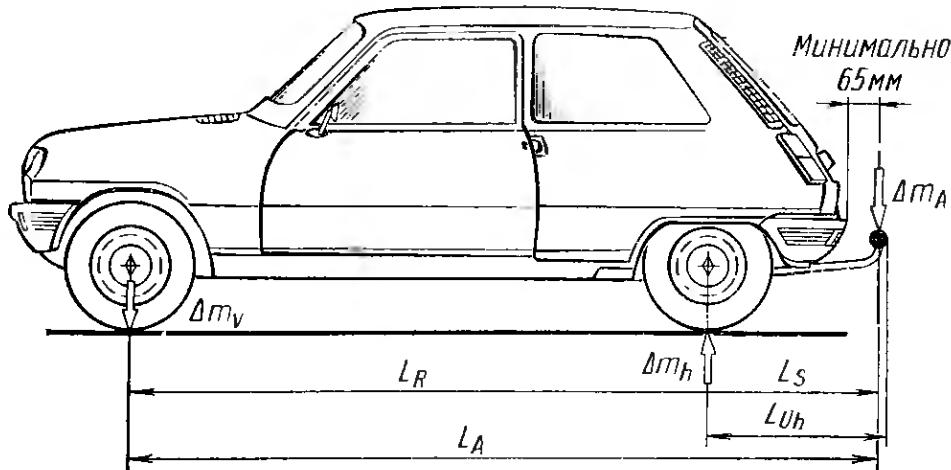


Рис. 1.5.1. Часть массы Δm_A одноосного прицепа, приходящаяся на буксирное устройство, увеличивает нагрузку на заднюю ось автомобиля-тягача и разгружает переднюю ось. В размер заднего свеса включается и размер головки буксирного устройства

билия массе прицепа m_A в килограммах (или по соответствующей силе $G_A = m_A g$), т. е. $D = G_{g6} G_A / (G_{g6} + G_A)$.

Возьмем для примера легковой автомобиль с допустимой полной массой $m_{g6} = 1800$ кг, буксирующий прицеп массой $m_A = 800$ кг, тогда

$$D = \frac{m_{g6} m_A g^2}{(m_{g6} + m_A) g} = \frac{1,8 \cdot 10^3 \cdot 0,8 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{(1,8 + 0,8) \cdot 10^3} = 5,43 \text{ кН.}$$

Таким образом, усилие на дышле не должно превышать 5,43 кН.

В § 44 ПДЭ рассмотрена вертикальная нагрузка, действующая на буксирное приспособление, т. е. приходящаяся на него часть веса Δm_A прицепа (рис. 1.5.1). В законодательстве определен допуск для этой нагрузки, называемой также опорной нагрузкой, т. е. наибольшее и наименьшее значения ее. Последнее составляет 4 % от веса подлежащего буксировке прицепа и должно гарантировать постоянное нагружение буксирного приспособления. В то же время это значение не должно превышать 250 Н, т. е. на все прицепы (с нагрузкой или без нее), которые имеют массу более 625 кг, распространяется указанная минимальная опорная нагрузка.

Максимальная нагрузка, которую может воспринимать буксирное устройство, зависит как от допустимой опорной нагрузки, разрешенной для данной конструкции, так и от вертикальной нагрузки, допускаемой изготовителем автомобиля для соответствующего легкового, грузопассажирского или развозного автомобиля. Меньшее из этих двух значений и должно быть допустимой нагрузкой для буксирного приспособления тягача.

С 1 января 1977 г. требуется наличие на автомобиле-тягаче таблички размером не более 52×74 мм с указанием максимальной нагрузки. Она должна быть размещена сзади, на видном месте, желательно над буксирным приспособлением, и иметь следующее содержание: допустимая максимальная опорная нагрузка ... кг.

Уже с 1 апреля 1974 г. все вновь выпускаемые прицепы для легковых автомобилей имеют аналогичную табличку на передней сто-

роне. На ней указана минимальная опорная нагрузка, а также максимальная опорная нагрузка, которую может передавать дышло в вертикальном направлении. В эксплуатации необходимо обеспечить, чтобы ни одна из этих двух максимальных опорных нагрузок (для тягача и для прицепа) не была превышена.

Как уже отмечалось в разд. 1.3.3, опорная нагрузка Δm_A уменьшает допустимую нагрузку автомобиля, но еще в большей мере ее действие отражается на осевой нагрузке на дорогу от заднего моста m_h . По международному стандарту ИСО/ДИС 1103—1974 и соответствующему ему стандарту ДИН 74058 центр сферической головки буксирного приспособления должен располагаться на высоте 350—420 мм от дороги при полностью нагруженном автомобиле. Кроме того, эта головка должна находиться на расстоянии не менее 65 мм от задней кромки автомобиля или буфера (если он расположен низко). Получающееся при этом плечо L_s до оси задних колес автомобиля (рис. 1.5.1) — называемое опорным свесом — определяет увеличение нагрузки m_h от заднего моста на величину $\Delta m_h = \Delta m_A (L_A/L_R)$ при одновременной нагрузке передней оси $\Delta m_v = \Delta m_h - \Delta m_A$.

Поэтому легковые автомобили классической компоновки лучше подходят для буксировки прицепов, чем переднеприводные (см. разд. 1.8.1 и 1.8.4). Чем меньше опорная нагрузка, тем меньше снижение полезной нагрузки автомобиля, а также вероятность того, что будет превышена допустимая нагрузка на дорогу от заднего моста. Для определения нагрузки, действующей на головку буксирного приспособления, достаточно обычных весов, используемых для взвешивания людей. Используя подходящую подставку, дышло следует установить во время взвешивания на высоту не менее 350 мм.

1.6. НЕПОДРЕССОРЕННЫЕ МАССЫ

Величины неподрессоренных масс переднего M_v и заднего M_h мостов требуются для расчета характеристик колебаний автомобиля, а также для того, чтобы по известным осевым нагрузкам m_v (передней оси) и m_h (задней оси) определить составляющие массы кузова m_{wv} и m_{wh} над соответствующими осями и общую массу кузова m_w , так как $m_{wv} = m_v - M_v$; $m_{wh} = m_h - M_h$ и $m_w = m_{wv} + m_{wh}$. Для расчета параметров автомобиля, совершающего поворот, и для определения частоты колебаний колеса требуется величина неподрессоренной массы m_{1vh} , приходящейся на колесо, т. е. величина половины неподрессоренной массы соответствующего моста: $m_{1vh} = M_{vh}/2$.

Неподрессоренная масса M_{vh} включает в себя массу деталей, вес которых на неподвижном нагруженном автомобиле непосредственно передается на дорогу. При этом требуется еще решить вопрос о том, какое из положений принимать за исходное: положение кузова, получающееся при определенной нагрузке автомобиля, или положение подвески. Для независимой подвески решение может быть следующим: при нулевом развале колес. Любое отступление от

заданного положения приведет к изменению величины неподрессоренной массы.

К неподрессоренным массам относят колеса и детали, связанные с колесами через подшипники, это могут быть поворотные кулаки передних колес или неповоротные задних, а также их цапфы, кроме того, балки зависимых подвесок. Если балка несет на себе главную передачу, то половина карданного вала относится к неподрессоренным частям. К неподрессоренным массам относится часть массы тех деталей, которые соединяют колесо с кузовом, поперечиной подвески или рамой. В число их входят следующие элементы:

1.6.1. Тяга Панара, рулевые тяги, качающиеся полуоси, рессоры;

1.6.2. Верхние и нижние поперечные рычаги (при независимых подвесках);

1.6.3. Верхние и нижние продольные рычаги (при зависимых подвесках);

1.6.4. Оба косых или продольных рычага (составляющие заднюю подвеску);

1.6.5. Пружины;

1.6.6. Амортизаторы;

1.6.7. Половина массы плеч стабилизатора и масса деталей крепления.

Торсионные валы крепят к панелям пола кузова или к раме, поэтому их масса целиком относится к подрессоренной.

Половина массы деталей, указанных в пункте 1.6.1, относится к неподрессоренной, что нельзя сказать о рычагах (пункты 1.6.2—1.6.4). Часть их массы, относящуюся к колесу, необходимо определять взвешиванием, при этом рычаг в местах присоединения к кузову, поперечине или раме должен иметь опору, расположенную вне весов. Пружины (пункт 1.6.5) в независимых подвесках обычно опираются на рычаги. В таких случаях массу пружины необходимо поделить на два и на передаточное отношение $i_u = b/a$, чтобы получить точную составляющую массы, отнесенную к точкам *A* (рис. 1.6.1) или *B* (рис. 1.6.2) *. Таким образом, часть массы, относящейся с каждой стороны к неподрессоренным массам M_{vh} , $\Delta m_1 = m_p/2i_u$.

Остаток, т. е. $\Delta m_2 = m_p - \Delta m_1$, относится к подрессоренным массам. Для амортизаторов (пункт 1.6.6.) следует кроме передаточного отношения i_u учитывать еще их монтажное положение. Различия заключаются в том, что к неподрессоренным массам может относиться либо более тяжелый цилиндр вместе с амортизаторной жидкостью (если он присоединен к рычагу или другой детали со стороны колеса), либо значительно более легкий шток вместе с защитным кожухом или чехлом. В обоих случаях соответствующие составляющие массы должны быть определены отдельно или оценены приблизительно по массе амортизатора в сборе.

* У пружины неподрессоренной массой считается $1/3$ ее полной массы. — Прим. ред.

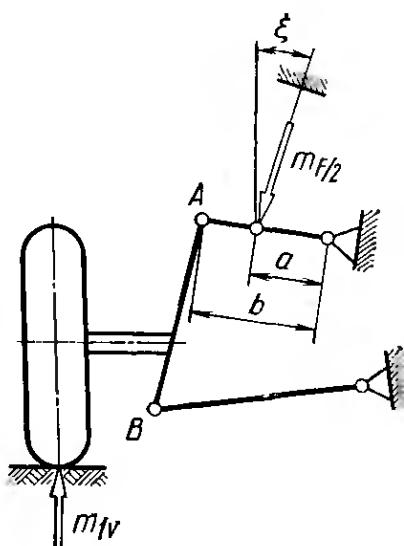


Рис. 1.6.1. Если пружины, амортизаторы или стойки опираются на верхние (или нижние) рычаги подвески на двойных поперечных рычагах, то при определении неподрессоренных масс Δm_1 необходимо учитывать передаточное отношение $i_u = b/a$

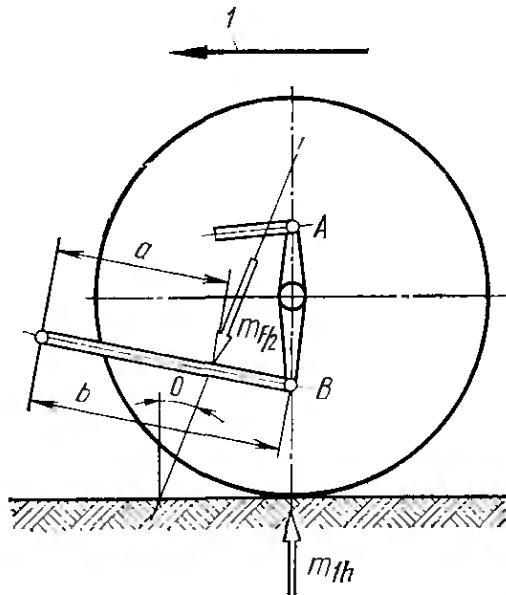


Рис. 1.6.2. В зависимых рычажных подвесках пружины и амортизаторы часто опираются на нижние рычаги. Передаточное отношение i_u , которое должно учитываться, равно b/a : I — направление движения автомобиля

Таким образом, неподрессоренные массы могут быть точно определены только в том случае, если имеются все отдельные детали, либо после значительной разборки хотя бы одной стороны подвески. Поэтому с помощью весов проще определить ту часть массы мостов автомобиля, вес которой непосредственно передается на дорогу (опорную поверхность). Для этого необходимо только снять пружины или освободить тorsiонные валы; если автомобиль имеет рессоры, то этот способ применить труднее. Опыт показал, что стабилизатор и амортизатор могут оказывать влияние на результаты. Неравномерность их сопротивления может привести к разбросу показаний весов, а наличие внутреннего давления газов в однотрубных амортизаторах приводит к увеличению этих показаний. Если плечи установленного стабилизатора не точно параллельны один другому, то происходит перераспределение нагрузки по колесам, приводящее к неодинаковым показаниям весов с левой и правой сторон. Поэтому амортизаторы и стабилизатор должны быть сняты, а величины, соответствующие их массам, затем необходимо прибавить к данным результатов взвешивания. Если стабилизатор выполняет еще направляющие функции (см. рис. 3.4.5 и 3.5.21), то лучше его плечи заменить шарнирными тягами такой же массы. Вулканизированные опоры рычагов (сайлент-блоки) (см. рис. 3.1.11, б и в) создают момент сопротивления и могут быть установлены с предварительной закруткой, поэтому болты крепления их внутренних втулок должны быть несколько вывернуты для обеспечения возможности свободного проворачивания.

Для выполнения замеров оба колеса соответствующего моста помещают на свободно перемещающиеся в горизонтальной плоскости опоры 1 и 2 (рис. 1.6.3), которые в свою очередь, установлены

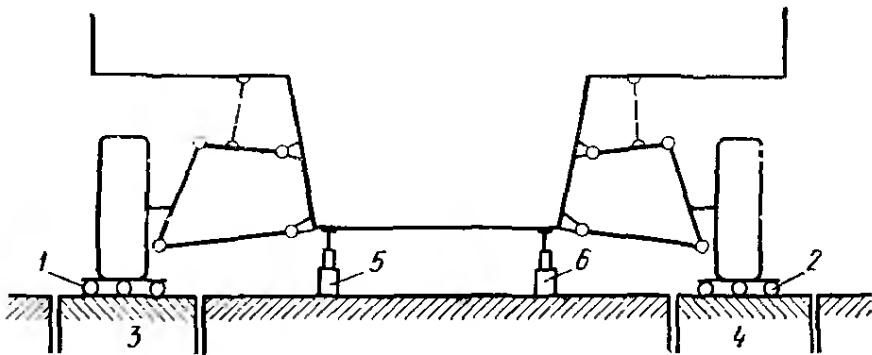


Рис. 1.6.3. Для определения величины неподрессоренных масс M_{vh} после снятия пружин (а, по возможности, также амортизаторов и стабилизатора) колеса следует установить на отдельные весы 3 и 4, как показано на примере передней подвески на двойных поперечных рычагах. Возникновение боковых сил, которые могли бы повлиять на точность показаний, устранено установкой между колесами и платформой весов легкоподвижных опор 1 и 2 на шариковых подшипниках

на платформе весов 3 и 4 (цена деления 200 г). Кузов автомобиля поддерживается одним или двумя домкратами 5 и 6. На последующих рисунках показано, что масса неподрессоренных частей, опирающихся на весы, не остается постоянной, а зависит от перемещения колеса. Поэтому предварительно необходимо точно регламентировать нулевое положение подвески, в котором будет определяться масса неподрессоренных частей.

В независимых подвесках (за исключением подвески на продольных рычагах) развал колес изменяется во время хода сжатия и отбоя, причем (как видно на рис. 3.4.8, б, 3.5.5, а и 3.10.10) в подвеске с пружинами несколько по-иному, чем без них. Чтобы получить соответствие с результатами подетального взвешивания, рекомендуется массу неподрессоренных частей определять при нулевом развале. В процессе исследования подвесок с дышлом, зависимых подвесок на одинарных продольных рычагах или торсионно-рычажных (см. разд. 3.2.4—3.2.6) нулевым положением следует считать горизонтальное положение рычагов. Все другие зависимые подвески требуют особой регламентации.

Снятие названных выше деталей должно было бы обеспечить при наличии независимых подвесок условия, необходимые для определения неподрессоренных масс взвешиванием: 1) нулевой развал левого и правого колес; 2) абсолютно параллельное положение кузова относительно опорной поверхности (пола); 3) одинаковые показания левых и правых весов. Однако практически выполнить вместе все эти три требования затруднительно.

Кузов, занимающий горизонтальное положение, опускают или поднимают до тех пор, пока установленные на колесах измерительные приборы (потом их надо снять) не покажут нулевое значение раз渲ала; получившаяся при этом разница по высоте подъема левой и правой сторон может доходить до 15 мм, что допустимо.

Также допустима разница до 1,5 кг в показаниях весов, так как она будет незначительно влиять на результат замера. Сумма показаний левых и правых весов составляет фактическую величину неподрессоренной массы всего моста, что подтверждено опытом.

От выбранного нулевого положения кузов следует вначале поднять на высоту $s_2 \approx 60$ мм, а затем опустить на 120 мм (записывая показания, снимаемые через каждые 10 мм), пройдя нулевое положение, и снова, поднимая кузов с шагом подъема 10 мм, вернуть его в нулевое положение. Таким образом можно определить гистерезисные потери, обусловленные наличием трения в оставшихся шарнирах. Для получения правильной оценки будет достаточно отбросить крайние точки и записать показания левых и правых весов при перемещении относительно нулевого положения: $\Delta s = \pm 30 \div 40$ мм. На рис. 1.6.4 показаны полученные таким образом значения для левой стороны переднего моста автомобиля «Ауди-100 Л» с двигателем рабочим объемом 1,6 л, мощностью 63 кВт, с радиальными шинами 155SR14 и массой одного колеса $m_R = 16,3$ кг. На графике показано изменение неподрессоренной массы в зависимости от хода колеса; верхняя кривая относится к изменению массы при подъеме, нижняя — при опускании. Некоторый разброс точек измерения является следствием неравномерного сопротивления амортизаторов; после снятия пружин амортизаторные стойки были установлены на место. Две примерно параллельные прямые, проведенные по точкам, дают при пересечении с нулевой линией (т. е. при нулевом развале) среднюю величину неподрессоренной массы $m_{1v} = 38$ кг. На правой стороне, несмотря на неотсоединененный стабилизатор, получилось такое же значение. Масса одной пружины $m_F = 3,9$ кг, поэтому с учетом передаточного отношения, указанного на рис. 1.6.1, $i_u = b/a = 265/195 = 1,36$, а величина, которую надо прибавить к показаниям каждой стороны, $\Delta m_1 = m_F/2i_u = 3,9/2 \cdot 1,36 = 1,4$ кг.

Тогда неподрессоренная масса переднего моста автомобиля «Ауди» $M_v = m_{1v} + m_{1v_r} + 2\Delta m_1 = 38 + 38 + 2 \cdot 1,4 = 78,8$ кг. Средняя величина силы трения (на сторону), действующей во всех опорных элементах, расположенных в направляющих шарнирах, составляет 174 Н (что соответствует на графике разнице в 18 кгс), для всей оси сила трения составляет $F_{rc} = 348$ Н.

При ходе сжатия колеса наклоняются в сторону отрицательного развала (см. рис. 3.4.8, б); следствием этого является смещение центра масс узла колесо-поворотный кулак и увеличение неподрессоренной массы на сторону на величину $\Delta m_2 = 2$ кг на каждые 10 мм хода колеса, т. е. на 5,2 % неподрессоренной массы.

Такое же процентное изменение неподрессоренной массы на каждые 10 мм хода зафиксировано у подвески на косых рычагах автомобиля «Даймлер-бенц 220 Д/8» (см. рис. 3.10.14). Данные результатов измерений приведены на рис. 1.6.5; для наглядности представлена зависимость изменения массы от развала колеса $\pm \gamma$. Эта подвеска имеет не только сравнительно большое изменение развала, но и определенное изменение колеи (см. рис. 3.10.7, б и 3.10.10). Во время сжатия точка контакта колеса смещается наружу, что обуславливает увеличение веса, передающегося на опорную поверхность (рис. 1.6.6). Вес изменяется на величину $\Delta m_h = 7,5$ кг на каждый градус развала и (поскольку это изменение происходит на протяжении 23 мм хода) на величину $\Delta m_h = 3,3$ кг на каждые 10 мм хода. В относи-

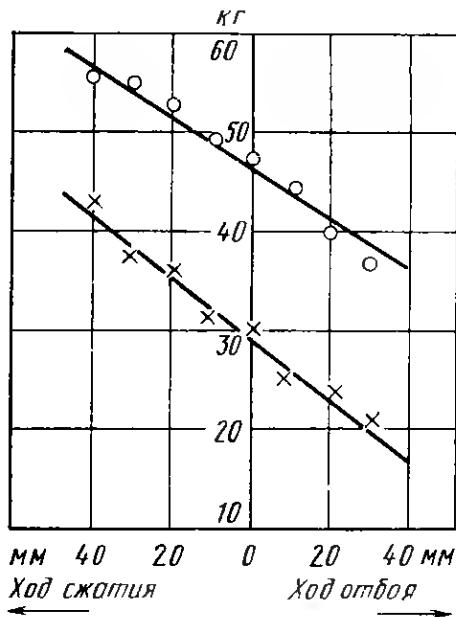


Рис. 1.6.4. Масса автомобиля, приходящаяся на левое переднее колесо мод. «Ауди-100 Л» выпуска 1976 г., после снятия пружин подвески на двойных поперечных рычагах. На графике нанесены данные, полученные в результате взвешивания при различных перемещениях колес. В нулевом положении (т. е. при развале 0°) половина подрессорной массы m'_{1h} составляет 38 кг; к этому значению следует добавить часть величины массы снятых деталей

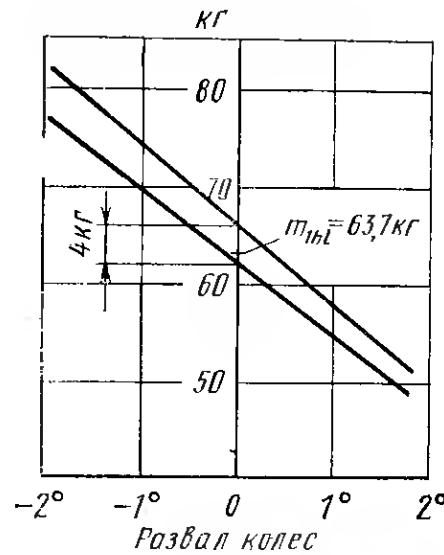


Рис. 1.6.5. Масса автомобиля, приходящаяся на заднее колесо автомобиля «Даймлер-бенц 220 Д/8» после снятия пружин и амортизаторов с задней подвески на косых рычагах. Данные результатов взвешивания представлены в зависимости от угла γ развала колеса. При нулевом развале половина подрессорной массы m'_{1h} составляет 63,7 кг

тельных величинах это составляет 5,2 % неподрессоренной массы, приходящейся на одну сторону. Сила трения в этой подвеске меньше (39 Н), поскольку подвеска на одинарных рычагах имеет только две опоры с каждой стороны (см. рис. 3.1.11, в), кроме того, амортизаторы во время испытаний были сняты.

При нулевом развале на левой и правой сторонах получалась неподрессоренная масса $m'_{1h} = 63,7$ кг. К этой величине необходимо добавить массу снятых колпаков колес (0,6 кг), часть массы пружины (1,4 кг) и амортизатора (1 кг), отсоединять стабилизатор не требовалось. Таким образом, неподрессоренные массы для всего моста составляют $M_h = 2 \cdot (63,7 + 0,6 + 1,4 + 1) = 133,4$ кг.

На рис. 1.6.7 показаны значения, полученные на левой стороне зависимой рычажной подвески автомобиля «Ауди-100 Л» с шинами 155SR14 (см. рис. 3.2.31, а). Пружины с амортизаторами были сняты. В нулевом положении (т. е. при горизонтальном положении рычагов) показания весов на левой стороне были $m'_{1hL} = 35,1$ кг, а с правой стороны (график не приводится) $m'_{1hr} = 35$ кг. Обращают на себя внимание очень малая величина силы трения, равная 6,9 Н на сторону, и малое изменение показаний весов, равное $\Delta m_h = 0,55$ кг на каждые 10 мм хода колеса, т. е. всего 1,6 % неподрессоренной массы. Масса пружины вместе с амортизатором, опирающимся примерно по центру колеса (на виде сбоку), составляет 5,6 кг. На долю пружины приходится масса $m_F = 3,2$ кг, а на долю двухтрубного амортиза-

Таблица 1.6.1

Значения неподрессоренных масс передних мостов легковых автомобилей

Колеса	Автомобиль	Подвеска на двойных рычагах	Подвеска Макферсон	Неподрессоренные массы M_v' , кг	Размер шин	Масса колеса m_R , кг	Коэффициент Q_v' *	Подвеску см. на рис.
Ведущие	Фольксваген-поло		×	56	135SR13	11	10	3.5.10
	Форд-фиеста		×	61	145SR12	11	13	—
	Фиат-127		×	63	135SR13	10	13	1.8.35
	Пежо-104		×	64	135SR13	11	13	3.5.25
	Ауди-80		×	67	155SR13	14	12	3.5.4
	Ауди-100		×	76	155SR14	16	10	—
	БМВ-1502		×	65	165SR13	14	12	—
	Форд-капри II		×	69	165SR13	15	13	—
	Фиат-132		×	76	185/70SR13	16	13	—
	Опель-аскона Б		×	78	165SR13	14	15	—
Ведомые	Форд-таунус		×	83	165SR13	14	15	—
	Форд-гранада		×	95	185HR14	19	12	—

$$*Q_v' = \frac{M_v}{m_v - M_v} \cdot 100.$$

тора — 2,4 кг. Половина массы пружины (т. е. 1,6 кг) должна быть прибавлена к величине неподрессоренных масс, расположенных с каждой стороны, и, кроме того, в соответствии с конструкцией

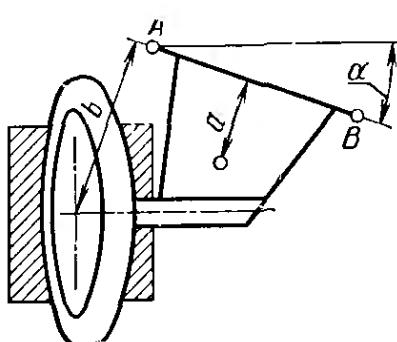
Вид сверху

Рис. 1.6.6. Чем больше колесо, закрепленное на косых рычагах, наклоняется в сторону, соответствующую отрицательному развалу, тем больше точка опоры колеса смещается наружу на платформу весов и тем выше будут показания весов. Передаточное отношение i_u , необходимое для расчета части веса пружин и амортизаторов, равно b/a

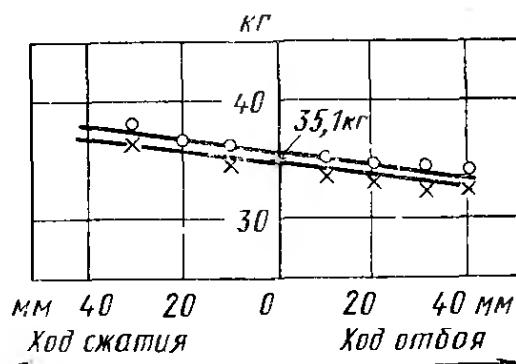


Рис. 1.6.7. Масса автомобиля, приходящаяся на левую сторону задней зависимой подвески автомобиля «Ауди-100 Л». Половина неподрессоренной массы m_{lh}' , соответствующей нулевому положению, т. е. горизонтальному положению продольных рычагов, составляет 35,1 кг

амортизатора должна быть прибавлена величина 2/3 его массы, т. е. тоже 1,6 кг. Таким образом, неподрессоренные массы заднего моста автомобиля «Ауди-100 Л» $M_h = m_{1L} + m_{1R} + 2\Delta m_i = 35,1 + 35,0 + 2 \cdot 3,2 = 76,5$ кг, несмотря на наличие широкой колеи, равной 1425 мм, сравнительно невелики.

В табл. 1.6.1 приведены значения неподрессоренных масс передних мостов некоторых исследованных легковых автомобилей. Величина неподрессоренных масс зависит преимущественно от массы автомобиля и массы колес. Кроме того, на величину неподрессоренных масс оказывает влияние наличие или отсутствие привода на колеса. Неподрессоренные массы передней подвески в среднем составляют 56—95 кг. Более наглядным является приводимый в таблице коэффициент Q_h , т. е. отношение неподрессоренных масс к подрессоренным, приходящимся на переднюю ось при конструктивном положении, соответствующем нагрузке, равной общей массе трех человек по 68 кг каждый. Поскольку масса колес составляет значительную долю неподрессоренной массы, ее величина тоже приведена в таблице рядом с обозначением использованных радиальных

Таблица 1.6.2

Значения неподрессоренных масс задних мостов легковых автомобилей

Ко- леса	Автомобиль	Конструкция подвески				Размер шин	Масса колеса, m_R , кг	Коэффициент Q_h^1 , %	Подвеску см. на рис.	
		Зависимая	На продоль- ных рычагах	На косых рычагах	Макферсон					
Ведо- мые	Фольксваген- поло				×	44	135SR13	11	12	3.11.2
	Пежо-104	×	×			50	135SR13	11	13	3.9.6
	Форд-фиеста	×			×	52	145SR12	11	15	3.2.12, a
	Фиат-127				×	53	135SR13	10	14	3.5.27 ²
	Фольксваген- гольф				×	53	155SR13	14	14	3.11.1
	Ауди-80	×				59	155SR13	14	15	3.2.31, a
	Ауди-100	×				77	155SR14	16	15	3.2.31, a ²
	БМВ-1502					69	165SR13	14	13	—
	Форд-капри II	×		×		103	165SR13	15	21	3.2.8, a
	Форд-таунус	×				106	165SR13	14	22	3.2.13, e
Веду- щие	Опель-аско- на Б	×				114	165SR13	14	23	3.2.20
	Форд-гранада					130	185HR14	19	20	—
	Даймлер-бенц 220D/8			×		133	175SR14	18	20	3.10.14
	Фиат-132	×				136	185/70SR13	16	29	—

$$^1 Q_h = \frac{M_h}{m_h - M_h} \cdot 100.$$

² Аналогичная конструкция

шин со стальным кордом. Видно, что при одинаковом размере шин колеса могут иметь различную массу. Для мод. «Фольксваген» и «Ауди» требуется применение колес с большим вылетом, чтобы при наличии отрицательного плеча обкатки тормозное устройство можно было разместить в колесе, что, в свою очередь, обуславливает использование металла для диска большей толщины; такие колеса получаются примерно на 1 кг массивнее.

В табл. 1.6.2 видно, что зависимые и торсионно-рычажные подвески задних ведомых колес могут быть легче, чем независимые; однако при наличии привода последние имеют лишь небольшое преимущество по массе по сравнению с массой хорошо продуманной зависимой подвески. Зависимая подвеска ведомых задних колес может быть менее массивной, чем независимая, — величина неподрессоренных масс колеблется в пределах диапазона 44—77 кг. Наличие привода приводит к увеличению этой величины до 69—136 кг, а значения коэффициента Q_h — вдвое.

Во время выполнения этих замеров установлены следующие величины сил трения, действующих в подвесках (без пружин, в расчете на весь мост): на передний $F_{rv} = 200—400$ Н, на задний $F_{rh} = 20—100$ Н. Эти значения примерно наполовину меньше значений, определенных при наличии пружин. Поэтому при рассмотрении динамического демпфирования необходимо учитывать силу трения F_r (или силу $F_r/2$ на сторону), полученную во время определения неподрессоренных масс, а не ту большую силу, которая соответствует массе подвески в сборе.

1.7. МОМЕНТЫ ИНЕРЦИИ

Момент инерции J_{wx} кузова относительно продольной оси X (рис. 1.7.1) необходимо учитывать при рассмотрении движения автомобиля на чередующихся поворотах, а момент инерции кузова I_{wy} относительно поперечной оси — при определении характеристик продольных колебаний; для выполнения расчета параметров процесса заноса требуется знание величины момента инерции I_{gz} автомобиля относительно вертикальной оси. Момент инерции (в $\text{кг}\cdot\text{м}^2$) определяется массой кузова m_w или автомобиля m_g и радиусом инерции i в квадрате, т. е. $I_{g,w} = m_{g,w} i^2$.

Величина радиуса i зависит от длины и ширины кузова, расположения двигателя и его массы, а также от размещения пассажиров в салоне и массы багажа. Статистические исследования, проведенные на автомобилях с кузовом лимузин, показали, что радиус инерции зависит преимущественно от нагруженного состояния автомобиля и мало изменяется во время

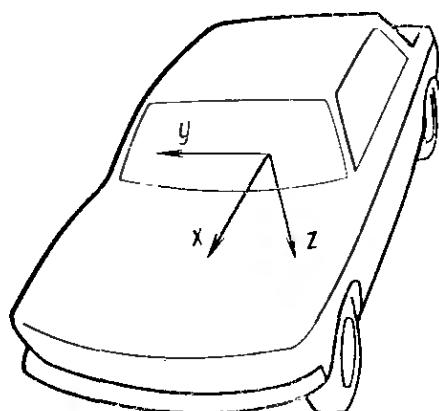


Рис. 1.7.1. Система координат с началом отсчета в центре масс автомобиля и направлением осей координат x , y и z (продольной, поперечной и вертикальной), заданным стандартом SAE J670c «Терминология описания динамики транспортных средств» (см. рис. 3.0.1)

Таблица 1.7.1

Приблизительные значения радиуса инерции $i_{w,g}$ (в м), необходимые для расчета момента инерции кузова I_w или всего автомобиля I_g , относительно трех осей в зависимости от нагрузки

Нагрузка	Кузов		Автомобиль в целом
	Ось X	Ось Y	
Автомобиль без нагрузки	0,65	1,21	1,20
Два человека	0,64	1,13	1,15
Четыре человека	0,60	1,10	1,14
Четыре человека и багаж	0,56	1,13	1,18
Обозначение	i_{wx}	i_{wy}	i_{gz}

Примечание. Приведенные значения действительны для автомобилей среднего класса с кузовом лимузин

перехода от показаний одного автомобиля к показаниям другого. В табл. 1.7.1 приведены средние значения радиусов инерции; для приближенного определения момента инерции $I_{w,g}$ необходимо знать только массу автомобиля m_g вместе с массой нагрузки (см. разд. 1.4.4) и неподпрессоренные массы $M_{v,h}$ (передней и задней подвесок, см. разд. 1.6). Указанные в таблице значения применимы для автомобилей среднего класса с кузовом лимузин; при установке более мощных шестицилиндровых двигателей следует прибавлять к ним величину $\Delta i \approx 0,05$ м.

Для выполнения расчета параметров продольных колебаний (относительно оси Y) рассмотрим в качестве примера данные автомобиля «Ауди-80» с нагрузкой, равной массе двух человек: масса, приходящая на переднюю ось $m_{v2} = 609$ кг, масса, приходящая на заднюю ось, $m_{h2} = 393$ кг. Согласно данным табл. 1.6.8 и 1.6.9, неподпрессоренные массы составляют в передней подвеске $M_v = 67$ кг и в задней $M_h = 59$ кг. Радиус инерции (по табл. 1.7.1) составляет $i_{wy} = 1,13$ м. По имеющимся данным можно вычислить массу кузова $m_w = m_{v2} + m_{h2} - (M_v + M_h) = 609 + 393 - (67 + 57) = 876$ кг, тогда момент инерции кузова $I_{wy} = m_w i_{wy}^2 = 876 \cdot 1,13^2 = 1118,6$ кг·м².

1.8. ТИПЫ ПРИВОДА

Параметры ходовой части автомобиля зависят от расположения силового агрегата, т. е. от того, в каком месте установлены на автомобиле двигатель и коробка передач: в передней, задней частях или посередине внутри базы. Кроме того, необходимо еще учитывать, какие колеса являются ведущими: передние, задние или все (на полноприводных автомобилях).

1.8.1. Классическая компоновка

На легковых автомобилях двигатель обычно расположен над осью передних колес, а привод осуществляется на задние колеса (рис. 1.8.1). Такое расположение имеет свои преимущества и недостатки, которые приведены ниже.

Преимущества

При полной нагрузке автомобиля основная доля массы приходится на ведущие задние колеса (это важно иметь для грузопассажирского автомобиля и при буксировке прицепа).

Простая конструкция передней подвески.

Нагрузка от двигателя приходится на управляемые передние колеса.

Возможна установка двигателя большой длины.

Опоры двигателя малонагруженные, так как они воспринимают лишь крутящий момент, равный произведению крутящего момента двигателя на передаточное число низшей передачи коробки передач.

Простота изолирования салона от шумов двигателя.

Равномерный износ шин.

Простота переключения передач рычагом, установленным на полу (рис. 1.8.2).

Высокий КПД коробки передач на прямой передаче, так как ни одна пара шестерен не передает крутящий момент (рис. 1.8.3).

Выпускная система двигателя имеет большую длину с эффективным глушением.

Просторный багажник. Эффективное охлаждение, поскольку радиатор расположен в передней части автомобиля; возможна установка экономичного электровентилятора.

Высокая эффективность отопления в результате наличия коротких воздушных и водяных тепловых трасс.

Недостатки

Необходимость наличия туннеля пола в кузове для карданного вала и коробки передач.

Необходимость в прикладывании большого усилия к рулевому колесу либо в наличии большого передаточного числа в рулевом механизме или усилителя в рулевом управлении, так как вес двигателя приходится на передние колеса.

При посадке только двух человек задние колеса мало нагружены, что уменьшает возможность быстрого разгона автомобиля на мокрой дороге или на подъеме, а также повышает вероятность пробуксовки задних колес при прохождении крутых поворотов с увеличением подачи топлива.

Необходимость в применении карданного вала, чаще всего составного, с дополнительной опорой.

Трудности, возникающие при создании длиннобазного автомобиля.

Более сложная конструкция задней подвески.

Склонность к реакции на изменение подачи топлива (см. разд. 3.10.4)

Классическая компоновка представляет собой экономичный тип привода, используемого для лимузинов и купе; однако она наиболее целесообразна для спортивных, грузопассажирских и развозных автомобилей. Чтобы получить оптимальное распределение массы по осям, на спортивных автомобилях двигатель часто располагают за осью передних колес.

На рис. 1.8.2 показана конструкция, используемая при обычном способе передачи крутящего момента от коробки передач к главной

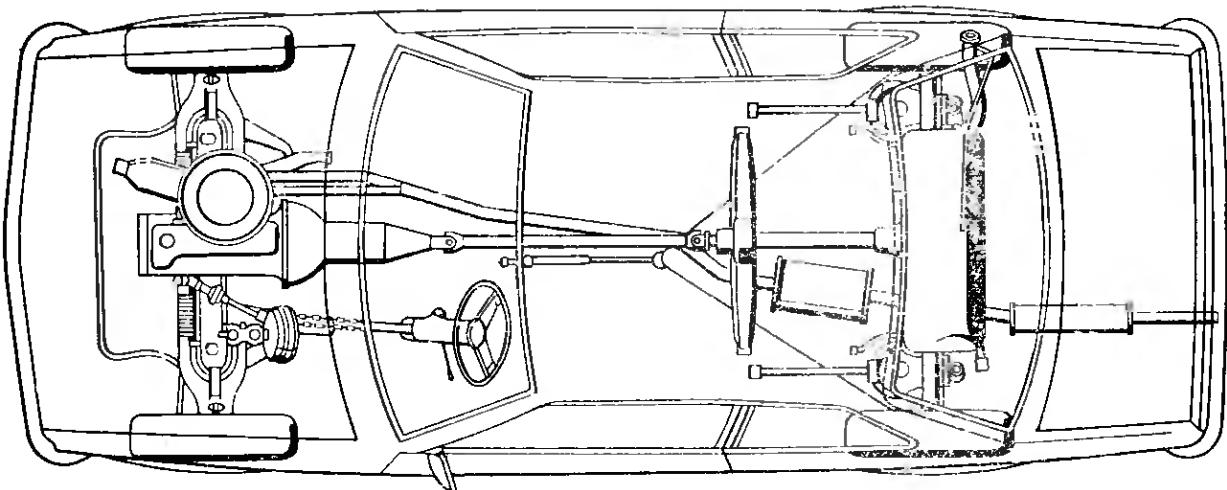


Рис. 1.8.1. Пример типичного шасси легкового автомобиля классической компоновки с двигателем, расположенным в передней части, и ведущими задними колесами на зависимой подвеске (мод. «Опель-аскона Б»). Топливный бак расположен в безопасной зоне над задней осью

Рис. 1.8.2. Четырехступенчатая коробка передач автомобиля «Форд-эскорт»; рычаг переключения передач расположен на удлинителе. Хорошо видны расположенные в нижней части коробки блок шестерен промежуточного вала и синхронизаторы на вторичном валу

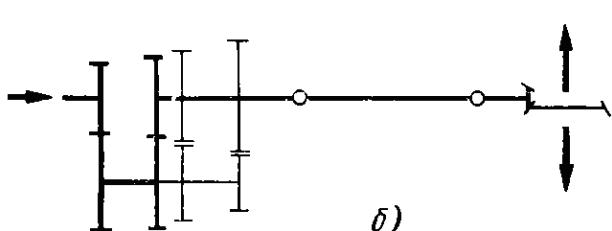
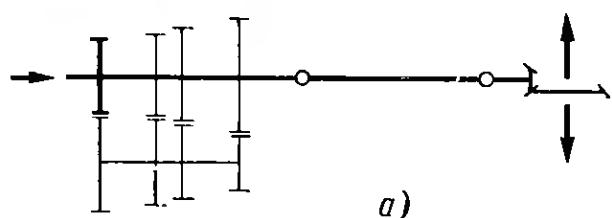
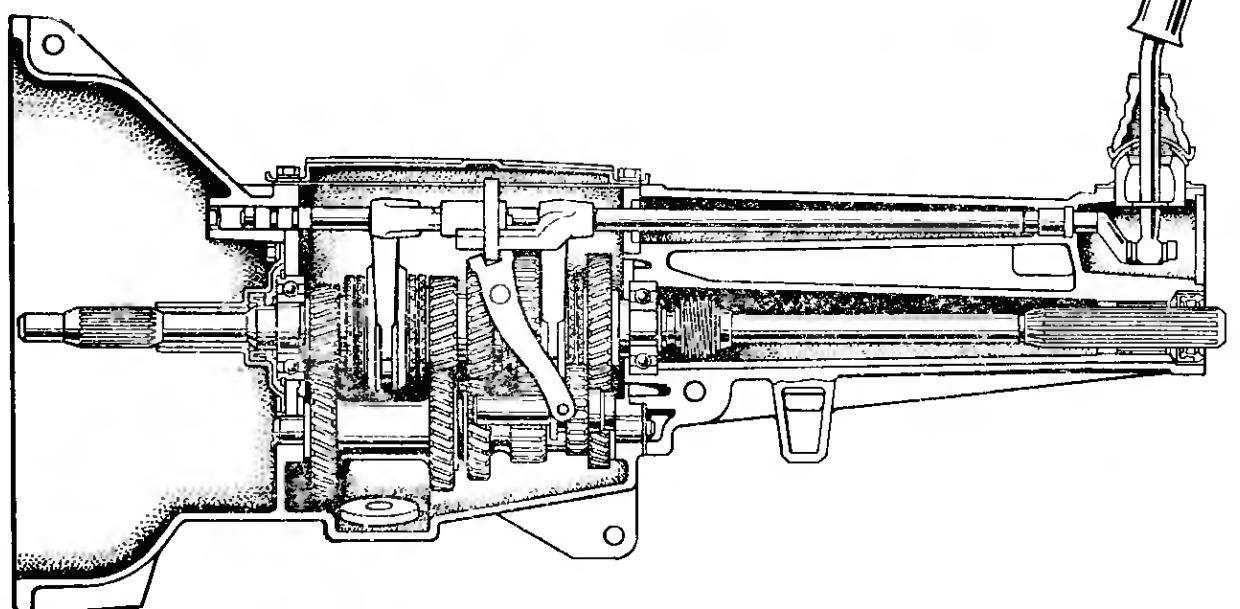


Рис. 1.8.3. На автомобилях классической компоновки, в которых коробка передач объединена в один агрегат с двигателем, на прямой передаче ни одна пара шестерен не передает крутящий момент. На низших передачах крутящий момент передается через две пары шестерен. Этим объясняется различие в КПД η трансмиссии, значение которого (включая главную передачу) составляет соответственно 0,91 и 0,85:

$$a - \eta = 0,91; б - \eta = 0,85$$

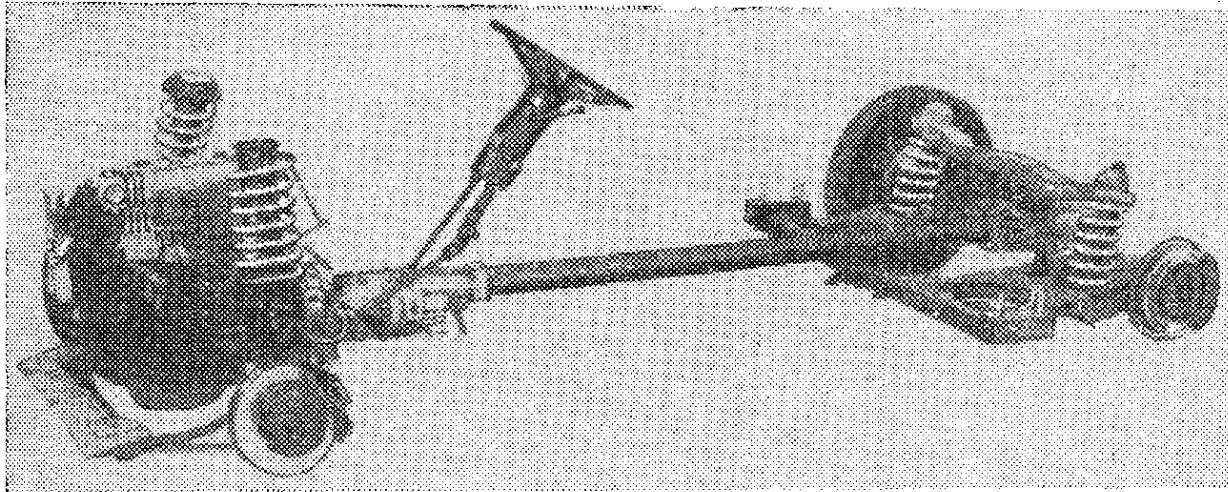


Рис. 1.8.4. Шасси автомобиля «Пежо-504», четырехцилиндровый двигатель расположен над передней осью. Коробка передач соединена с главной передачей трубой, имеющей большую жесткость на изгиб и кручение. Передняя подвеска — Макферсон, задняя — на косых рычагах

передаче с помощью открытого цельного или составного карданного вала (см. рис. 3.1.20—3.1.24). С 1969 г. фирма «Пежо» применяет на мод. 504 (а с 1975 г. и на мод. 604) в качестве жесткого соединения между коробкой передач и главной передаче трубу, внутри которой вращается приводной вал (рис. 1.8.4). Расположенная в задней части автомобиля главная передача с дифференциалом и установленный на передней оси силовой агрегат образуют единый блок, проходящий под кузовом автомобиля; появляющаяся в результате этого возможность эффективной шумоизоляции кузова использована для достижения высокой комфортабельности этих автомобилей. Кроме того, на этой центральной трубе можно разместить механизм переключения передач, что способствует четкости его работы.

Фирма «Порше» использует этот принцип, но на мод. 924 выпуска 1975 г. она отделила коробку передач от двигателя и поместила ее за главной передачей (рис. 1.8.5, а и б). Оба эти агрегата соединены жесткой на изгиб и кручение трубой 85×4 ДИН 2393 из стали St 37—2. Внутри трубы вращается упругий в окружном направлении вал, который для предотвращения возникновения в нем собственных колебаний выполнен четырехпорным; вращается вал с той же частотой, что и коленчатый вал двигателя. Поскольку этот вал должен передавать только крутящий момент двигателя, то его можно изготовить из прутка диаметром 20 мм. Вал имеет (несмотря на малую нагрузку) прочность 10^3 МПа. При такой схеме, которой фирма «Порше» дала название трансэксел (Transaxle), сцепление остается возле двигателя, однако это связано с тем недостатком, что при переключении передач приводной вал ускоряется или тормозится синхронизаторами коробки передач. Преимущество такого расположения заключается в оптимальном для спортивного автомобиля распределении масс, показанном на рис. 1.4.9, что способствует получению очень высоких показателей при прохождении автомобилем как одиночных, так и чередующихся поворотов. По данным фирмы

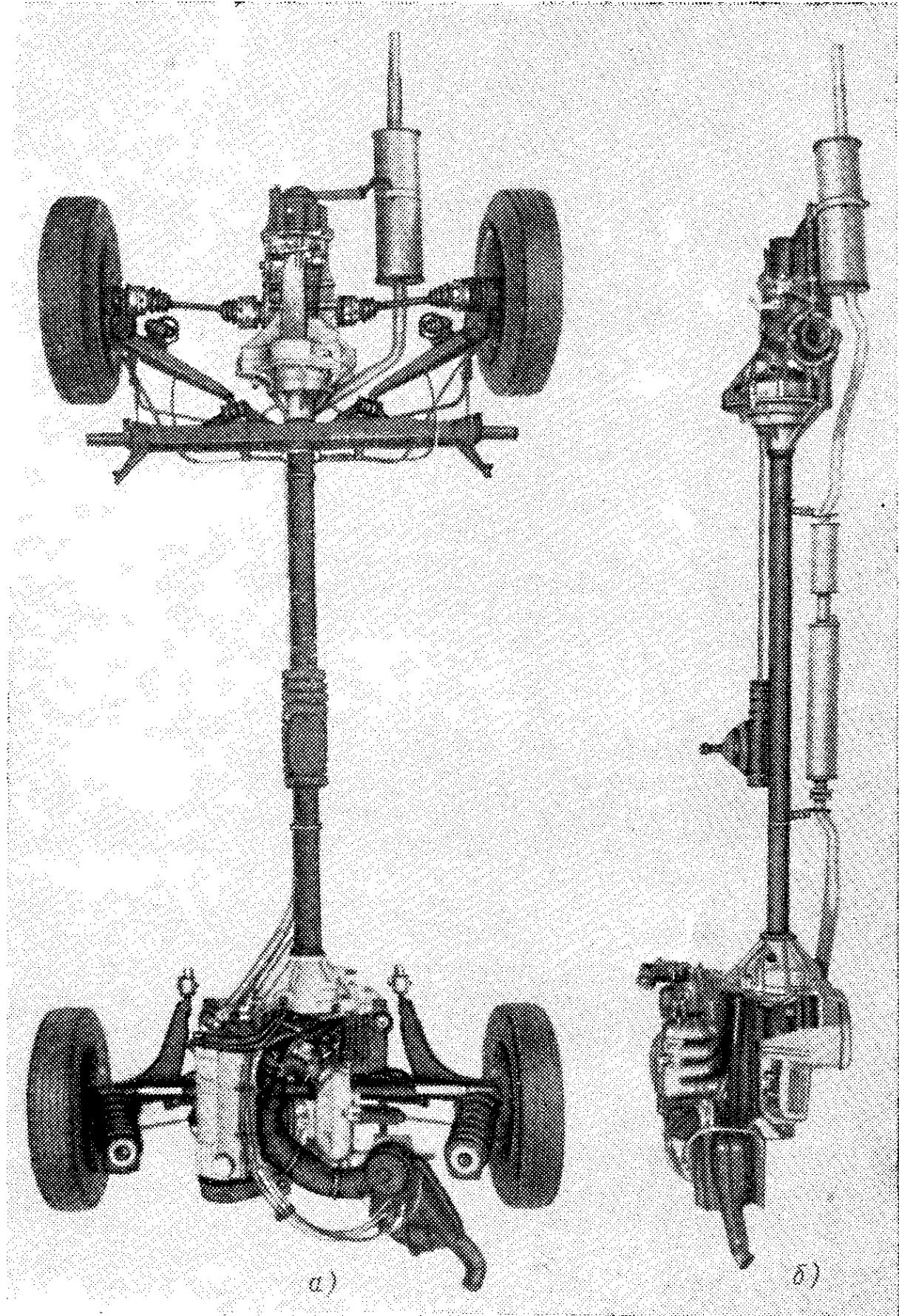


Рис. 1.8.5, а. Вид сверху на шасси автомобиля «Порше-924» с передней подвеской Макферсон и задней подвеской на косых рычагах, с жесткой соединительной трубой между находящимся в передней части двигателем и расположенным в задней части агрегатом, включающим в себя коробку передач и главную передачу. Такую схему называют трансэксл; б. Вид сбоку на трансмиссию трансэксл автомобиля «Порше-924». Вал переключения передач имеет направляющую в передней стенке картера главной передачи

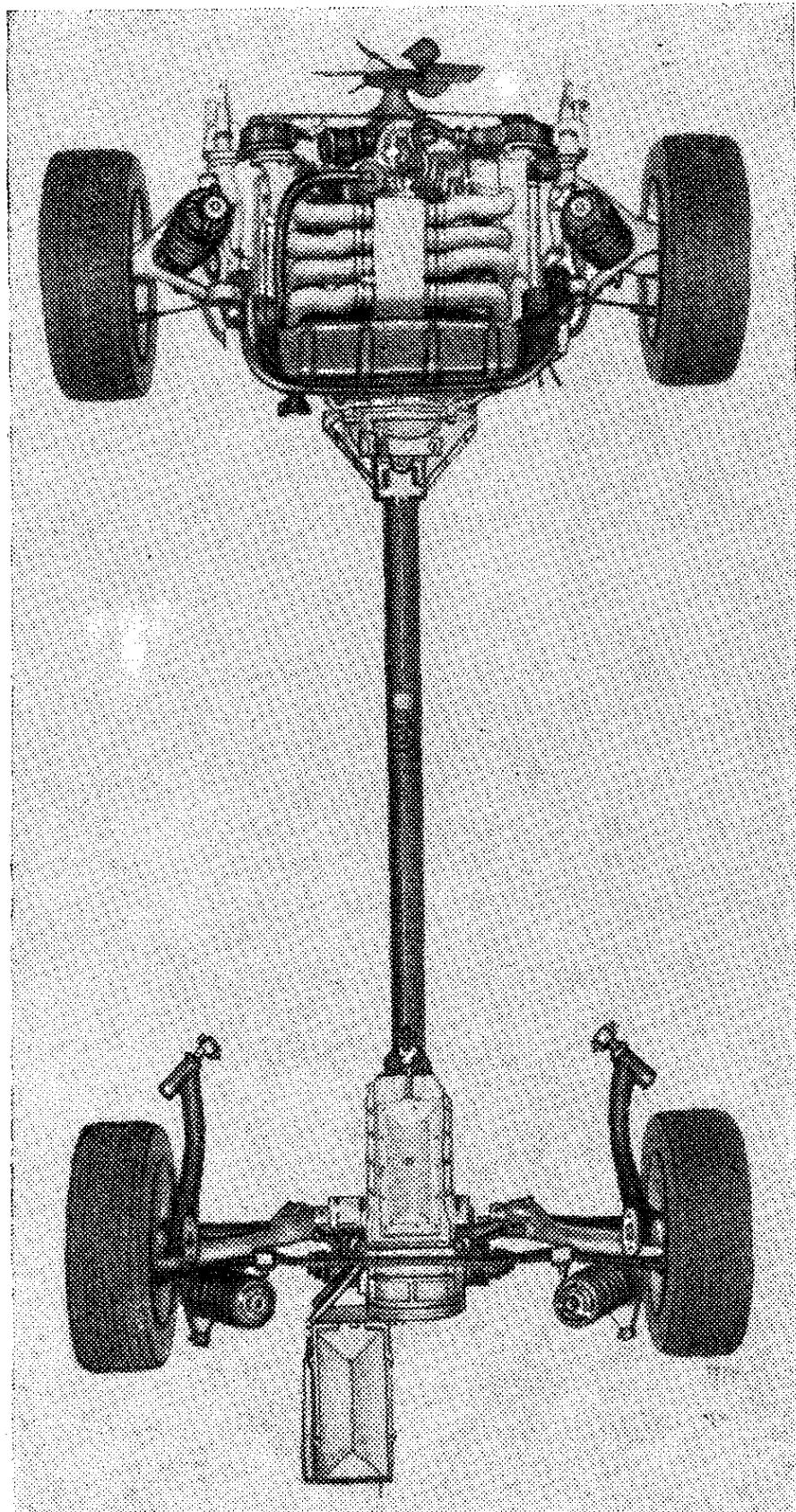


Рис. 1.8.6. Трансмиссия грузовика «Лада-Ситроен». У-образным восьмицилиндровым двигателем объемом 2,7 л. и мощностью 110 л. с. над передней осью, на общей платформе, в которой размещены трансмиссия и дифференциал. Диаметр трансмиссии 890 мм. Состоит из коробки передач и дифференциала. Аккумуляторная батарея с вольтажем 12 В и емкостью 66 А·ч

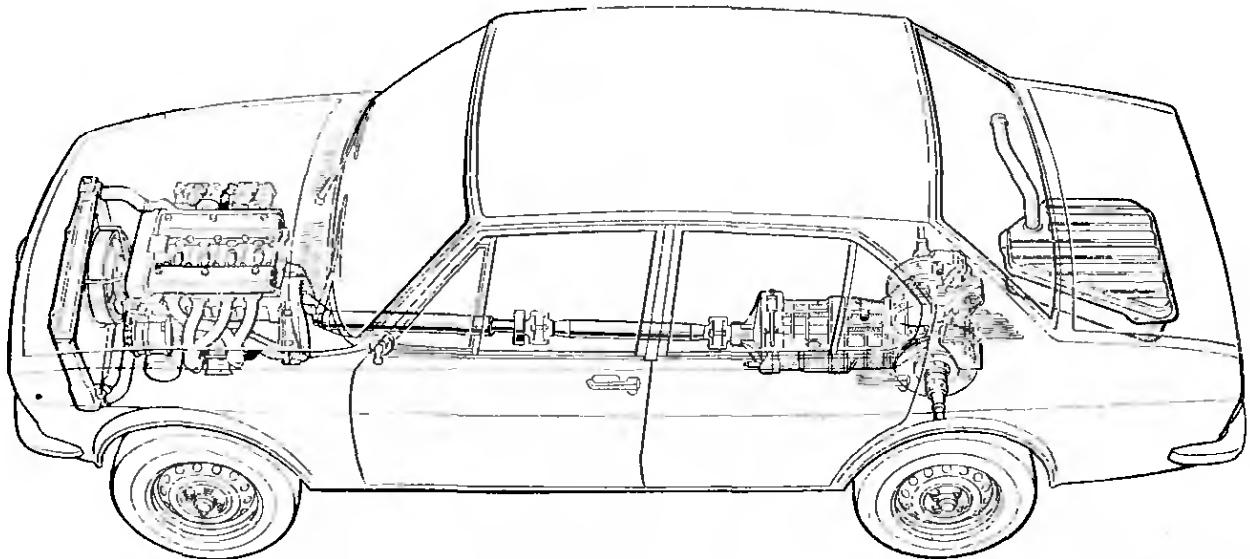


Рис. 1.8.7. Шасси автомобиля «Альфа-ромео-альфетта» с двигателем, расположенным в передней части. Сцепление, главная передача и коробка передач размещены в одном агрегате в задней части автомобиля. Карданный вал, имеющий промежуточную опору, вращается с частотой коленчатого вала двигателя (в том числе и на режиме холостого хода)

«Порше», эти характеристики на 4 % лучше, чем у выпускавшегося до 1975 г. автомобиля с центрально расположенным двигателем мод. 914. Максимально достижимый коэффициент бокового сцепления $\mu_s = 0,81$, таким коэффициентом обладает заднемоторный автомобиль мод. 911 (мод. «Порше-914» имеет коэффициент $\mu_s = 0,78$). На автомобиле «Порше-928» выпуска 1977 г. применена та же схема трансэксл, однако в этом случае пятиступенчатая коробка передач расположена перед главной передачей (рис. 1.8.6).

Фирма «Альфа-ромео» на четырехдверном лимузине «Альфетта» выпуска 1973 г. располагает коробку передач перед главной передачей (рис. 1.8.7, см. рис. 3.2.33, б). Однако сцепление находится не возле двигателя, а у задних колес между коробкой передач и карданным валом. Открытый карданный вал непосредственно присоединяется к двигателю и вращается с частотой коленчатого вала.

Все грузовые автомобили, за исключением немногих грузовых автомобилей малого класса, независимо от типа кузова имеют двигатель, расположенный в передней части (под кабиной) либо внутри базы, и привод на задние колеса (см. рис. 1.1.7 и 1.1.9); расположенная в задней части грузовая платформа едва ли позволит применять какую-либо другую схему. То же относится к седельным тягачам, у которых значительная часть веса полуприцепа приходится на задние колеса тягача. На автобусах, напротив, перевозимые пассажиры распределяются равномерно по всему салону. Этим объясняется возможность расположения двигателя как в передней части или внутри базы, так и в задней части.

1.8.2. Привод на все колеса

За исключением автомобиля «Фольксваген-181» с задним расположением двигателя и автомобиля «Матра-симка ранчо» с передним приводом, все известные многоцелевые легковые автомобили

имеют расположенный в передней части двигатель и привод на все колеса. Переднюю и заднюю подвески часто выполняют зависимыми; на рис. 1.8.8 показано шасси такого типа, используемое на автомобиле «Рэндж-рover». Видны смещенная в сторону раздаточная коробка и асимметрично расположенные карданные валы.

Автомобиль «Фиат-кампаньола» имеет переднюю и заднюю независимые подвески Макферсон с цилиндрическими тorsiонными валами (рис. 1.8.9, см. рис. 1.1.14). На рис. 1.8.10 видно, как передается крутящий момент от четырехступенчатой коробки передач к двуступенчатой раздаточной коробке и оттуда к обеим главным передачам, прикрепленным к несущему основанию кузова.

Привод на все колеса встречается и среди грузовых автомобилей, когда (например, на строительных площадках) требуется обеспечить повышенную проходимость. На рис. 1.8.11 показано шасси грузового автомобиля «Фиат-65ПЦ 4×4» средней грузоподъемности, предназначенного для перевозки грузов массой 2,5—5 т. Передняя и задняя подвески выполнены зависимыми, на продольных рессорах. Автомобиль оборудован колесными редукторами, уменьшающими частоту вращения колес и одновременно увеличивающими дорожный просвет. На рисунке видно, что раздаточная коробка, служащая для распределения крутящего момента, установлена симметрично на раме.

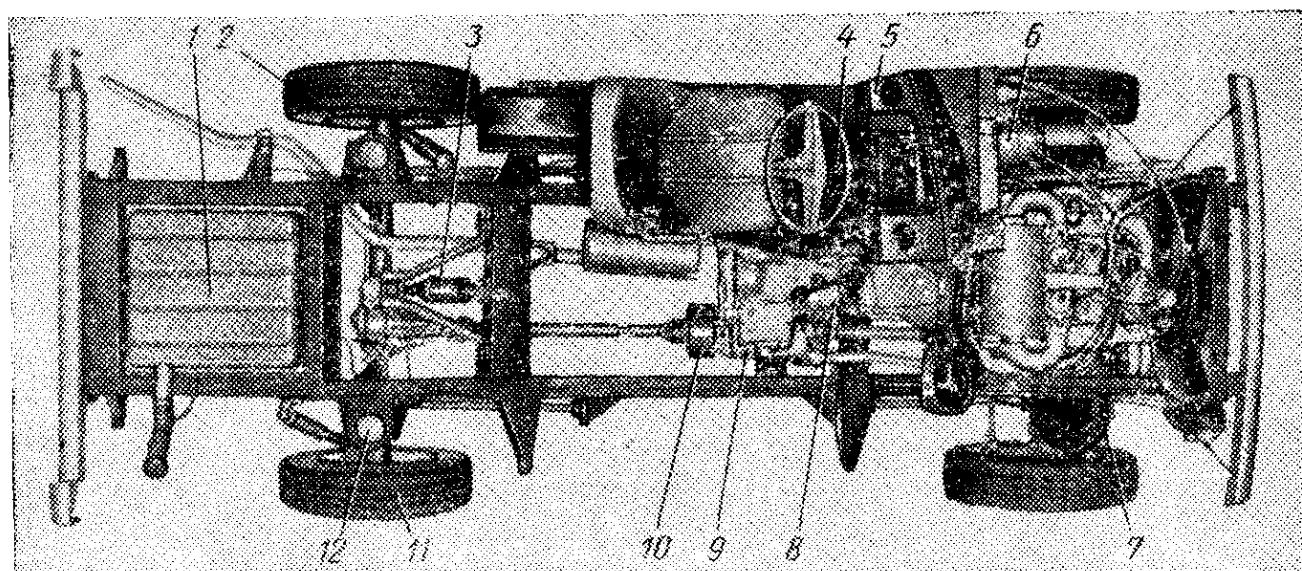


Рис. 1.8.8. Шасси многоцелевого назначения автомобиля «Рэндж-рover» фирмы «Лейланд» с двигателем, расположенным в передней части, с зависимой подвеской всех колес и приводом на все колеса:

1 — топливный бак вместимостью около 90 л; 2 — дисковые тормоза (на всех колесах); 3 — исполнительный элемент системы регулирования уровня кузова; 4 — деформируемая безопасная рулевая колонка; 5 — травмобезопасная обивка; 6 — усилитель тормозной системы; 7 — двухконтурная тормозная система со сдвоенными цилиндрами на передних колесах; 8 — полностью синхронизированная четырехступенчатая коробка передач; 9 — раздаточная коробка передач; 10 — трансмиссионный тормоз стояночной системы; 11 — радиальные шины; 12 — пружины задней подвески с прогрессивно увеличивающейся жесткостью

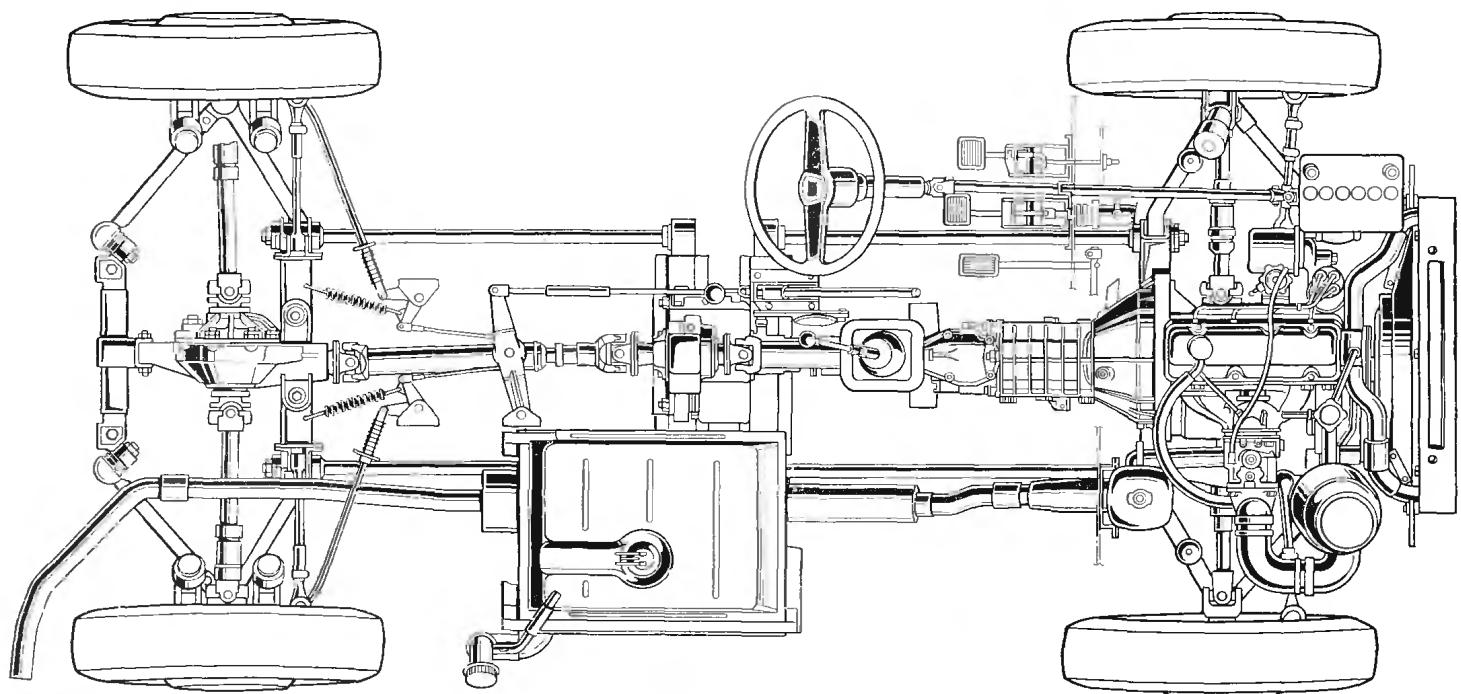


Рис. 1.8.9. Шасси полноприводного многоцелевого автомобиля «Фиат-кампаниола» с независимой подвеской всех колес. При массе снаряженного автомобиля 1570 кг автомобиль может перевозить 570 кг груза, например, семь человек с массой 68 кг и 94 кг багажа

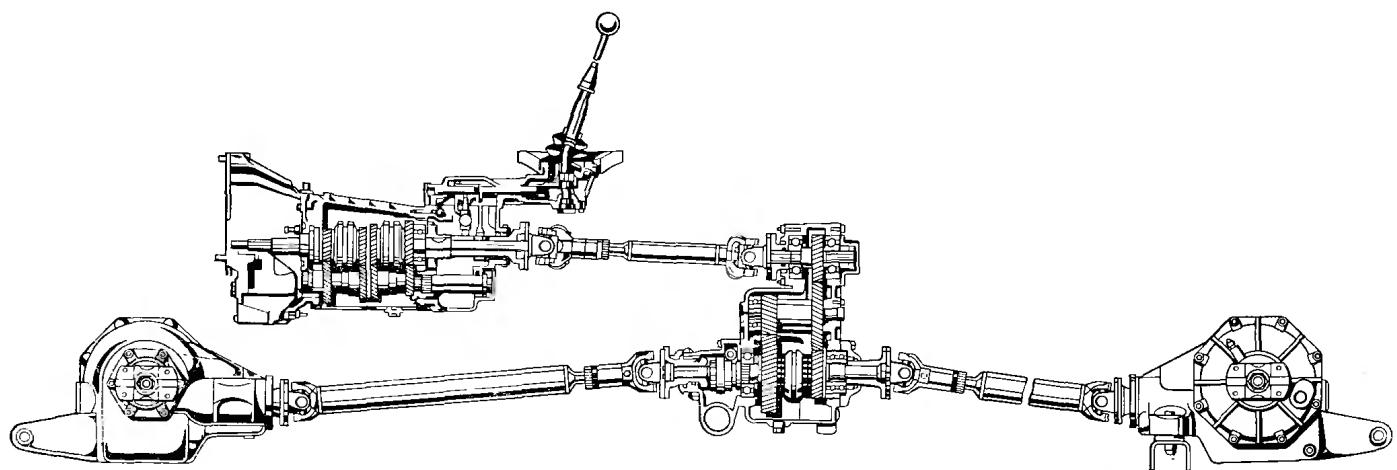


Рис. 1.8.10. Разделение силового потока на автомобиле «Фиат-кампаниола» осуществляется центрально расположенной двухступенчатой раздаточной коробкой, соединенной с обеими главными передачами, прикрепленными к основанию кузова. Рычаг переключения передач установлен на консоли картера коробки передач

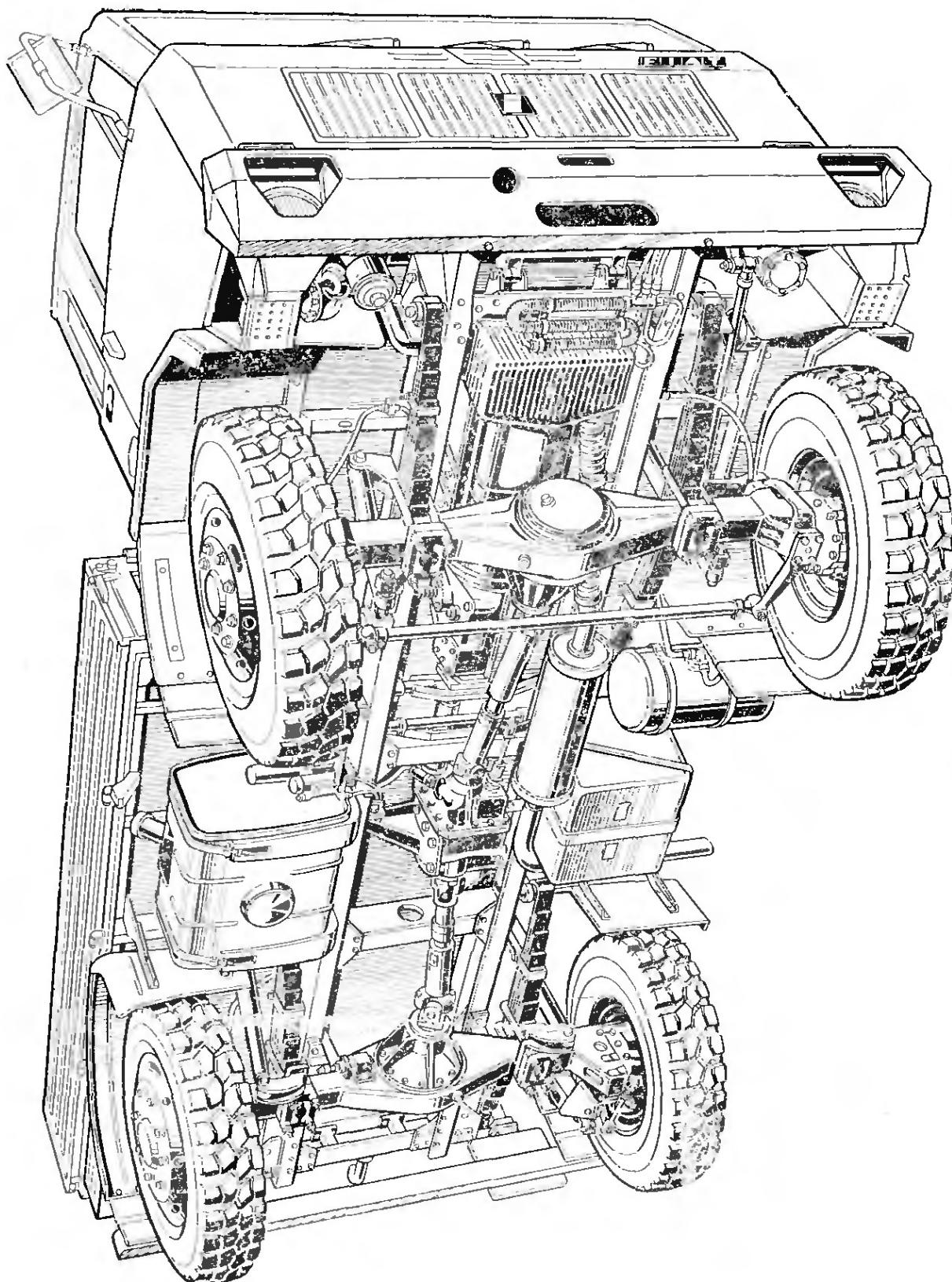


Рис. 1.8.11. Шасси полноприводного грузового автомобиля «Фиат-65 ПЦ 4 × 4 с зависимыми подвесками на продольных рессорах. Хорошо видна центральная расположенная раздаточная коробка

1.8.3. Схема автомобиля с задним расположением двигателя

При использовании этой схемы двигатель располагают в задней части, в блоке с главной передачей и коробкой передач, и крутящий момент двигателя подводят к задним колесам (рис. 1.8.12)

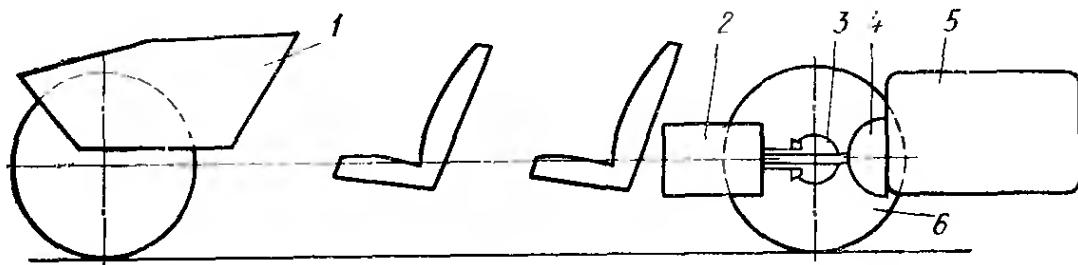


Рис. 1.8.12. Рядный двигатель, установленный продольно с большим выносом назад, сильно нагружающий заднюю ось:

1 — багажник; 2 — коробка передач; 3 — главная передача; 4 — сцепление; 5 — двигатель; 6 — ведущее колесо

Преимущества и недостатки использования этой схемы на легковых автомобилях приведены ниже.

Преимущества

Короткий силовой поток, так как двигатель, коробка передач и главная передача образуют единый блок (рис. 1.8.13).

Легкое рулевое колесо в результате действия малой нагрузки на передние колеса.

Оптимальное распределение тормозных сил.

Простота конструкции передней подвески.

Очень хорошие возможности для ускорения на мокрой дороге, при гололеде, на подъеме.

Легкий демонтаж двигателя.

Отсутствие туннеля (или лишь небольшой туннель) в основании кузова.

Малый передний свес.

Недостатки

Повышенная чувствительность к действию бокового ветра.

Плохая управляемость при гололеде в связи с малой нагрузкой передних колес.

Трудности, связанные с размещением топливного бака в безопасной зоне.

Ограниченные размеры багажника.

Сложный привод механизма переключения передач.

При переднем расположении радиатора требуются длинные трассы для прохождения воды.

Потребление вентилятором большой мощности вследствие использования принудительного охлаждения (см. рис. 1.8.15); электровентилятор можно установить лишь при переднем расположении радиатора (см. рис. 1.8.20).

Наличие системы отопления с длинными теплотрассами для прохождения воды и воздуха (требуется дополнительное тепло).

Неравномерная нагрузка шин (большая нагрузка на шины задних колес).

Опоры двигателя вынуждены воспринимать большой крутящий момент при трогании автомобиля с места.

Сложность осуществления глушения шума двигателя.

Трудность настройки выпускной системы двигателя в связи с малой ее длиной.

При использовании этой схемы конструктивно возможны три варианта установки двигателя относительно оси задних колес (которые также имеют определенные преимущества и недостатки): за осью, над осью, перед осью.

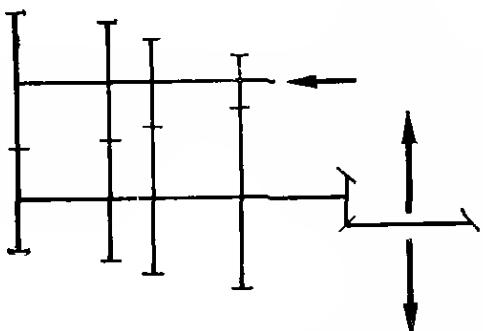


Рис. 1.8.13. При продольном расположении двигателя одна пара шестерен в трансмиссии всегда находится под нагрузкой, независимо от включенной передачи. Поэтому КПД η трансмиссии на всех передачах одинаков и с учетом КПД главной передачи имеет значение 0,88

1.8.3.1. Установка двигателя за осью. Показанная на рис. 1.8.12 продольная установка двигателя за осью могла бы быть для легковых автомобилей вообще самым экономичным вариантом установки, особенно при использовании двухшарнирной подвески с качающимися полуосями или на косых рычагах с углом скоса, равным 45° (см. рис. 3.8.3 и 3.10.2). По этой причине в настоящее время на нескольких более простых моделях используют эту схему, например, на мод. «Фиат-126», «Сеат-850» (рис. 1.8.14), «Симка-1000» и «Фольксваген-1200» (рис. 1.8.15). Показанный в разрезе двигатель воздушного охлаждения с противолежащими цилиндрами автомобиля «Фольксваген-1200» отличается малой длиной и низким расположением центра тяжести; использование рядного двигателя водяного охлаждения хуже в отношении распределения масс и положения центра масс автомобиля (см. рис. 1.8.12 и 1.8.14). Эти двигатели больше свешиваются назад и вместе с расположенным рядом радиатором увеличивают нагрузку на задние колеса. Чтобы устранить этот недостаток, в 1959 г. фирма НСУ стала устанавливать на автомобиле «Принц-30» двухцилиндровый двигатель воздушного охлаждения за осью поперек автомобиля (рис. 1.8.16), а в середине 60-х годов таким же образом — четырехцилиндровые двигатели мощностью 30—48 кВт.

На других легковых автомобилях заднее расположение двигателя (в данном случае продольное) может быть применено по другим причинам. На автомобиле «Фольксваген-транспортер» (см. рис. 1.1.8) это позволило получить широкое переднее сиденье и удобный вход. На автобусах заднее расположение двигателя используется для того, чтобы создать дополнительное место рядом с водителем. К этому необходимо добавить, что при равномерном распределении пассажиров в салоне задние сдвоенные колеса следует нагружать весом двигателя. На рис. 1.8.17 показано расположение агрегатов, применяемое на автобусе фирмы «Даймлер-бенц».

1.8.3.2. Установка двигателя над осью. Для улучшения распределения масс по осям фирма «Татра» на мод. 613 выпуска 1975 г. установила V-образный восьмицилиндровый двигатель воздушного охлаждения (рабочий объем 3,5 л) над задней осью. Сцепление и коробка передач находятся перед двигателем (рис. 1.8.18); крутящий момент к расположенному под двигателем дифференциалу передается промежуточным валом.

1.8.3.3. Установка двигателя перед осью. Другая возможность уменьшения нагрузки на заднюю ось состоит в установке двигателя перед этой осью (рис. 1.8.19). Такая схема, получившая название «центрально расположенный двигатель», подходит практически только

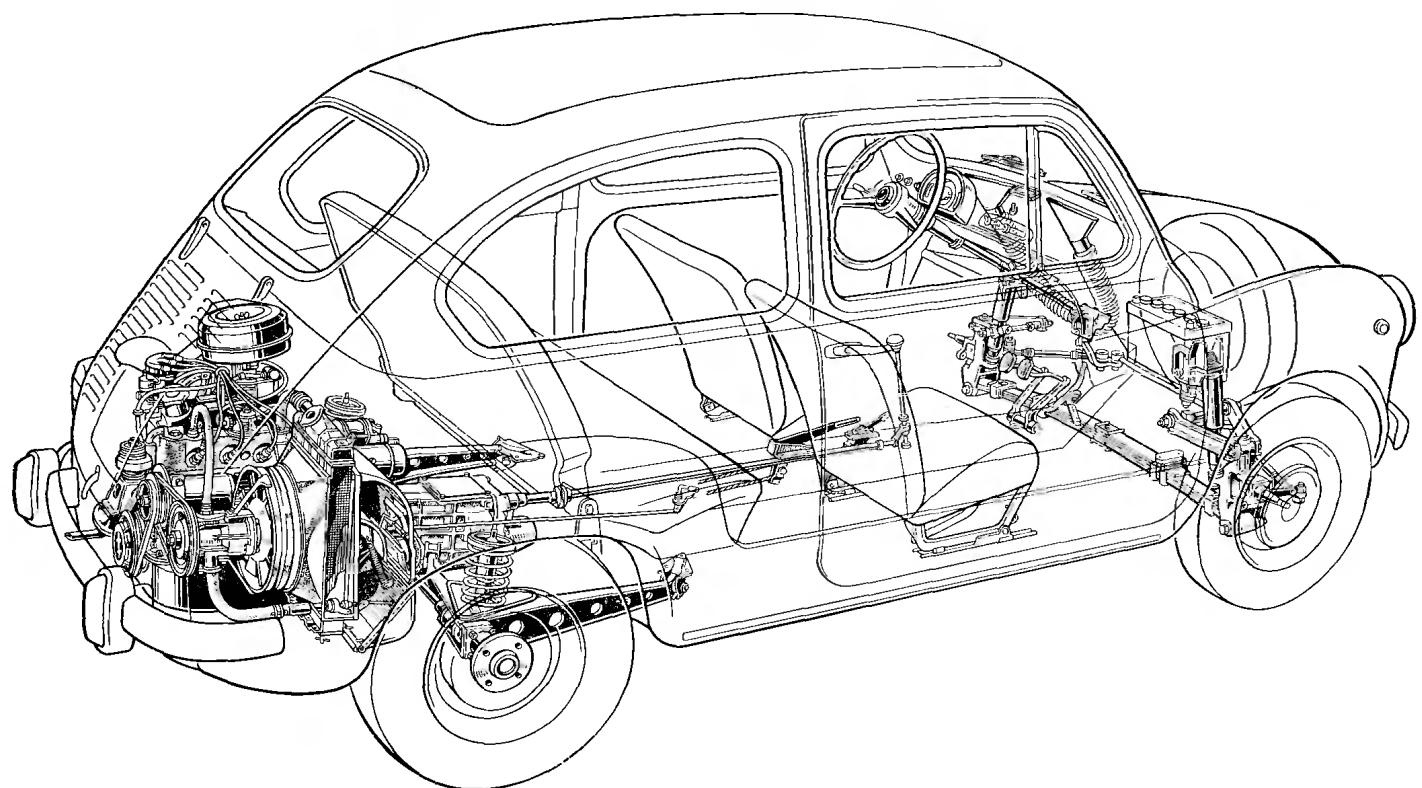


Рис. 1.8.14. Автомобиль мод. 850, выпускавшийся до 1974 г. фирмой ФИАТ, а в настоящее время выпускаемый фирмой «Сеат» в Испании. Хорошо видны радиатор, установленный рядом с двигателем, длинная тяга механизма переключения передач, закрепленная в двух точках поперечная рессора передней подвески (см. рис. 3.4.18) и склоненные под углом 45° рычаги задней подвески (см. рис. 3.10.2). Автомобиль «Фиат-133» (модернизированная модель автомобиля «Сеат-850») имеет аналогичные шасси и кузов с лучшей обзорностью

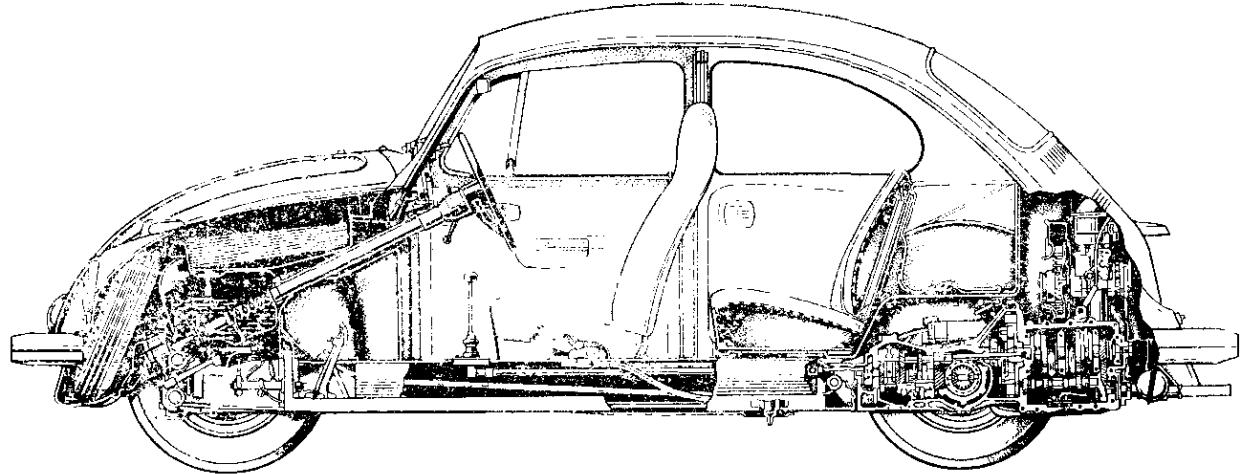


Рис. 1.8.15. Разрез, выполненный по кузову и силовому агрегату автомобиля «Фольксваген-1200». В рулевой колонке установлен деформируемый элемент

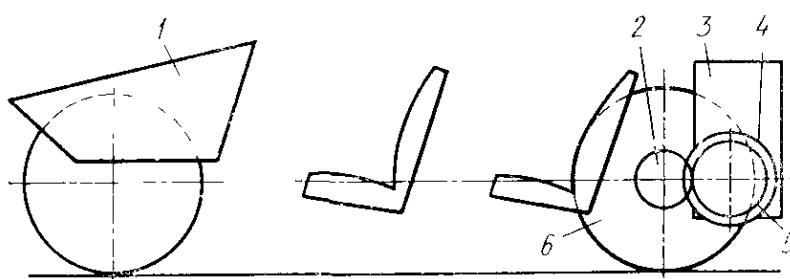


Рис. 1.8.16. Поперечная установка рядного двигателя сзади задней оси раньше применялась фирмой НСУ, а в настоящее время не используется:

1 — багажник; 2 — главная передача; 3 — двигатель; 4 — сцепление; 5 — коробка передач; 6 — ведущее колесо

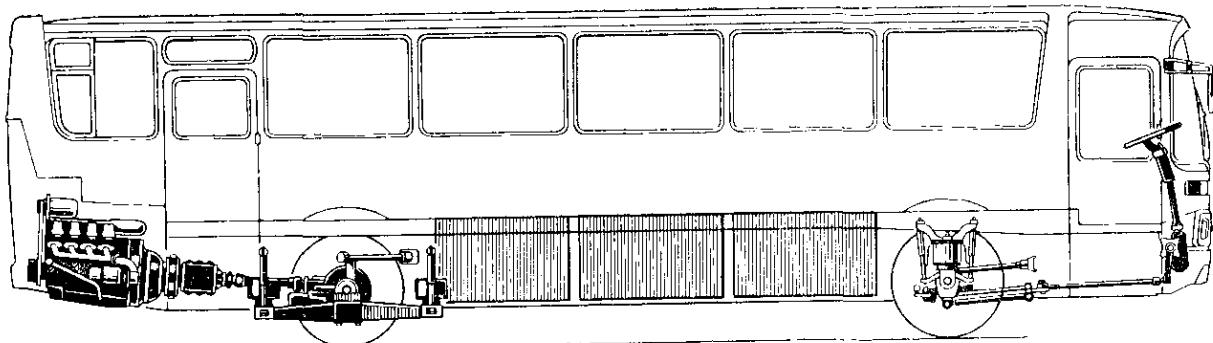


Рис. 1.8.17. Автобус мод. 0303 фирмы «Даймлер-бенц» с инерматической подвеской и двигателем, расположенным в задней части. Хорошо видно расположение силового агрегата, карданного вала и главной передачи, позволяющее обеспечить необходимое свободное пространство в передней части кузова. В случае использования механической коробки передач привод переключения передач получается сложным

для спортивных и гоночных автомобилей, а на лимузинах место, которое занимает двигатель, требуется для размещения заднего сиденья. Автомобиль «Фольксваген-порше 914», выпускавшийся до 1975 г. и оборудованный двигателем воздушного охлаждения с противолежащими цилиндрами и рабочим объемом 2 л, был последним серийным автомобилем в ФРГ с центрально расположенным двигателем. Однако наличие только двух посадочных мест, малый момент инерции (и обусловленная этим недостаточная устойчивость автомобиля против вращения вокруг вертикальной оси), а также плохая доступность к узлам, расположенным в моторном отсеке, послужили,

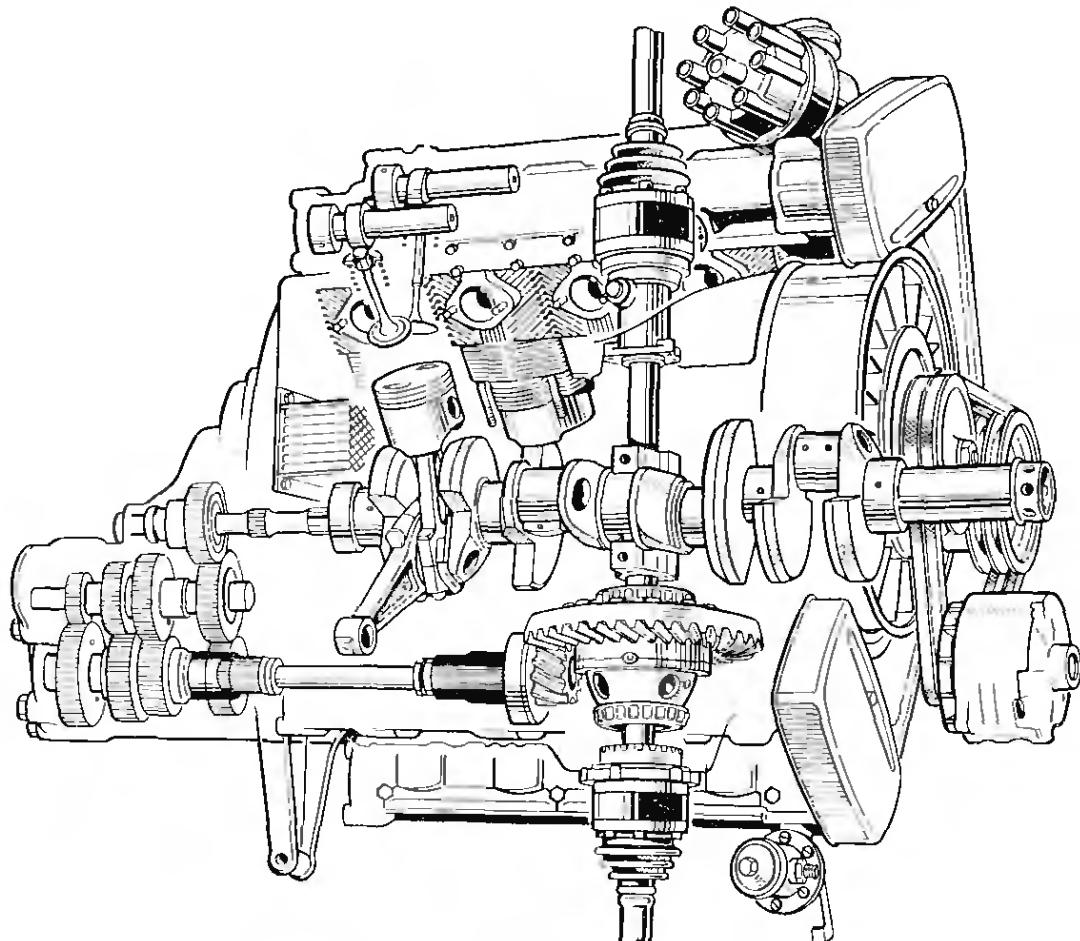


Рис. 1.8.18. Передача крутящего момента от двигателя к расположенной перед ним коробке передач и находящейся под ним главной передаче на автомобиле «Татра-613»

вероятно, основанием для того, чтобы на последующей мод. 924 перейти на схему трансэксл (см. рис. 1.8.5, а и б).

Несколько таких автомобилей выпускается в Италии, в основном это очень дорогие быстроходные купе. Исключение составляет выпущенный в 1973 г. фирмой ФИАТ двухместный автомобиль Икс 1/9 (рис. 1.8.20) со съемной крышей и дугой безопасности. Двигатель с рабочим объемом 1,3 л (от мод. 128) установлен поперечно перед задней осью, коробка передач и главная передача расположены слева, рядом с двигателем (рис. 1.8.21). Такое расположение агрегатов применено на трехместном французском автомобиле «Матрабагира».

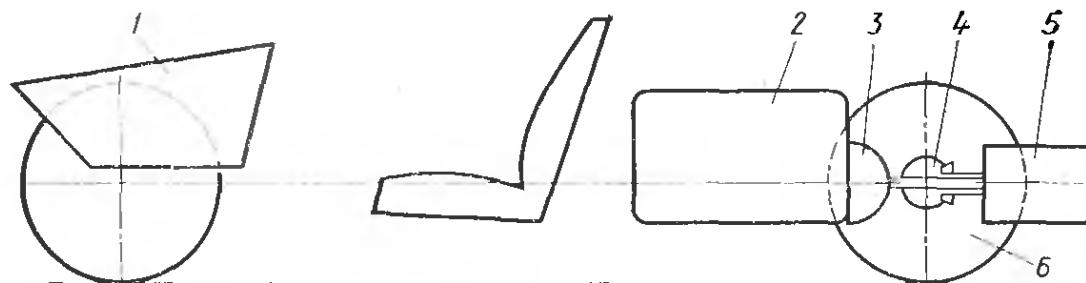


Рис. 1.8.19. Схема установки так называемого «центрального» двигателя перед задней осью, применяемая на спортивных и гоночных автомобилях:

1 — багажник; 2 — двигатель; 3 — сцепление; 4 — главная передача; 5 — коробка передач; 6 — ведущее колесо

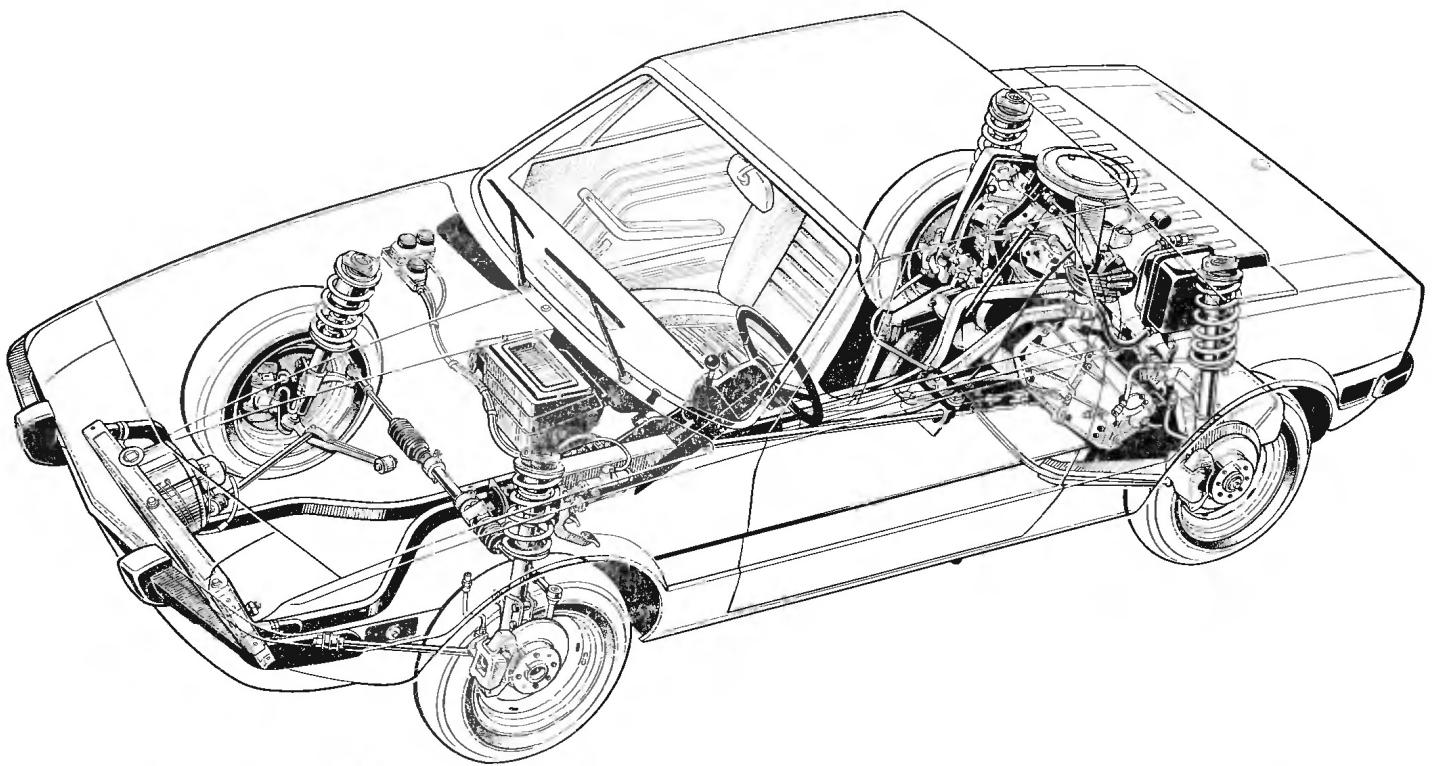


Рис. 1.8.20. Мод. «Фиат Икс-1/9» — спортивный автомобиль с двигателем, поперечно расположенным перед задней осью. Радиатор, а также вентилятор с электроприводом (включаемым автоматически в зависимости от температуры) находится в передней части. Хорошо видны длинные, идущие назад водяные шланги

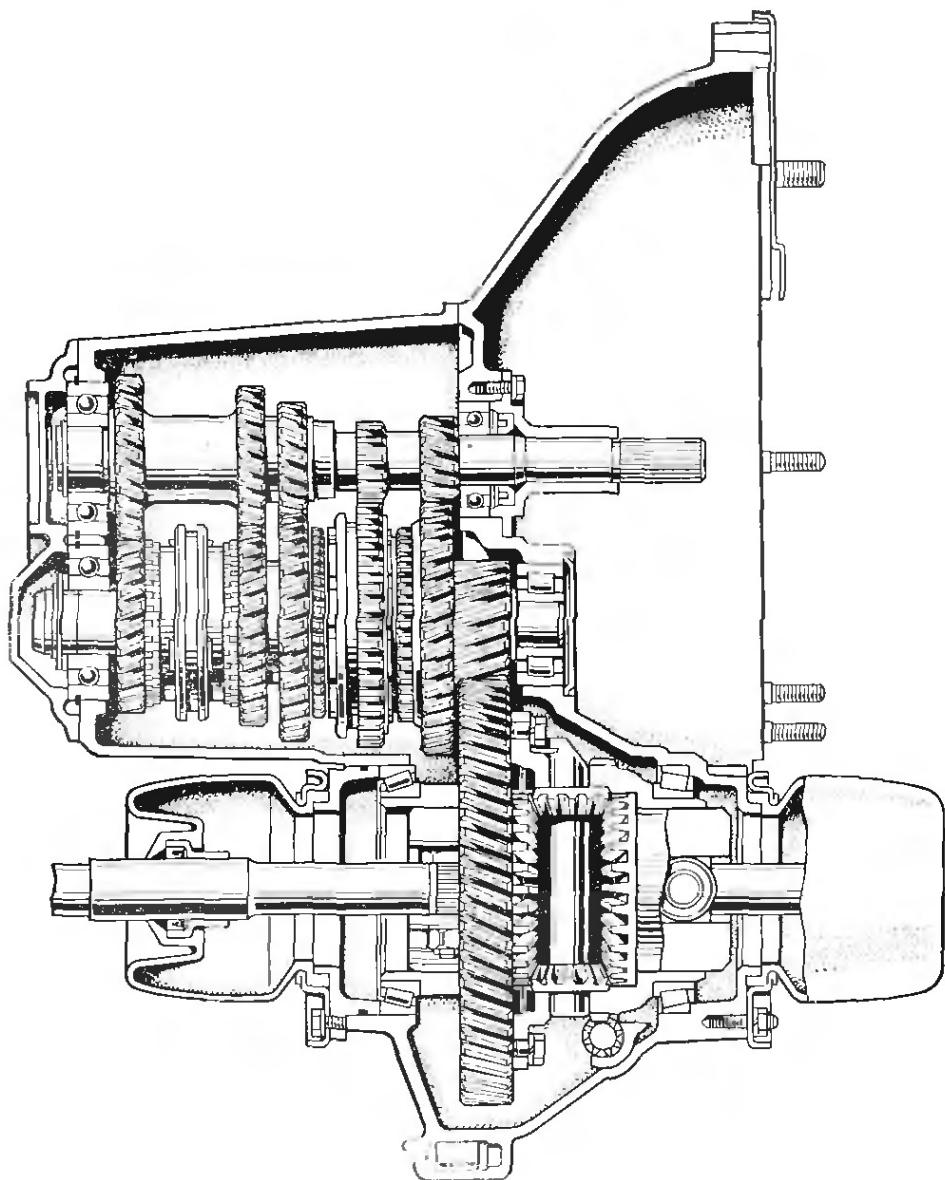


Рис. 1.8.21. Четырехступенчатая коробка передач и главная передача с высоким КПД автомобиля «Фиат Икс-1/9»; крутящий момент передается всегда всего двумя парами шестерен. Полуоси, подводящие крутящий момент к колесам, установлены в картере главной передачи таким образом, что допускают угловые и осевые смещения

1.8.4. Передний привод

В связи с наличием недостатков, присущих заднемоторной схеме, за последние 15 лет все большее число фирм, занимающихся выпуском легковых автомобилей, переходит от этой схемы к переднему приводу. В связи с этим можно назвать такие фирмы, как: «Фольксваген», «Рено», ФИАТ и «Крайслер-симка».

Компактность и возможность улучшения ходовых качеств автомобиля являются, вероятно, основной причиной того, что передне-приводные автомобили теперь можно встретить и в «повышенном» среднем классе с двигателями рабочим объемом до 2,7 л, в котором до сих пор господствовала классическая компоновка. Преимущества и недостатки переднего привода приведены ниже.

Преимущества

Большая нагрузка действует на управляемые и ведущие передние колеса.

Хорошая устойчивость и управляемость автомобиля, особенно на мокрой и обледенелой дороге; ведущие колеса тянут автомобиль, а не толкают (рис. 1.8.22 и 1.8.23).

Недостаточная поворачиваемость повышает устойчивость автомобиля во время движения на повороте.

Малая чувствительность к действию бокового ветра.

Короткий силовой поток, так как двигатель, коробка передач и главная передача образуют единый блок.

Возможно использование длинной базы, наличие которой способствует хорошей плавности хода.

Простая конструкция задней подвески (применение зависимой подвески не влечет за собой никаких недостатков).

Большое багажное отделение. Ровный пол кузова.

Эффективное охлаждение двигателя (радиатор расположен спереди); имеется возможность установки электровентилятора.

Эффективное отопление вследствие наличия коротких теплотрасс.

Выпускная система двигателя имеет длинный тракт.

Недостатки

При полной нагрузке ухудшается возможность разгона на мокрой дороге и на подъеме.

Сложная конструкция передней подвески, более дорогостоящие полуоси.

Тяжелое рулевое колесо при действии большой нагрузки на передние колеса, вследствие чего требуется большое передаточное число в рулевом механизме или наличие усилителя в рулевом управлении.

Возможность установки двигателей только ограниченной длины.

Радиус поворота автомобиля зависит от допустимого угла в шарнирах полуосей (см. рис. 3.1.31). Опоры двигателя воспринимают большой реактивный момент при трогании автомобиля с места.

Более сложный привод механизма переключения передач при поперечном расположении двигателя, а также при расположении коробки передач перед осью.

Слишком неравномерное распределение тормозных сил между мостами: около 75 % приходится на передний мост и 25 % на задний.

Неравномерный износ шин, так как передние колеса являются управляемыми и ведущими.

Возможность влияния привода на рулевое управление.

Дисбаланс передних колес отражается сильнее.

Воздействие на выпускную систему изгибающих нагрузок при разгоне и торможении.

Недостаток, заключающийся в меньшей способности к преодолению подъемов, может быть устранен путем перераспределения масс в сторону передней оси; фирма «Ситроен» на мод. Ц-Икс сдвинула задние колеса далеко назад, в результате чего достигнуто следующее распределение масс по осям: 67—69 % приходится на переднюю и 31—33 % на заднюю. Чем больше нагружены передние колеса, тем больше склонность автомобиля к недостаточной поворачиваемости, что влечет за собой увеличение угла поворота рулевого колеса и усилия, прикладываемого к рулевому колесу. При использовании этой схемы на легковых автомобилях возможны четыре варианта установки двигателя относительно оси передних колес, каждая из которых имеет свои преимущества и недостатки: продольно перед осью, продольно за осью, над осью, поперечно перед осью.

Установка двигателя продольно перед осью. Рядные и V-образные двигатели, установленные перед осью, обеспечивают (независимо

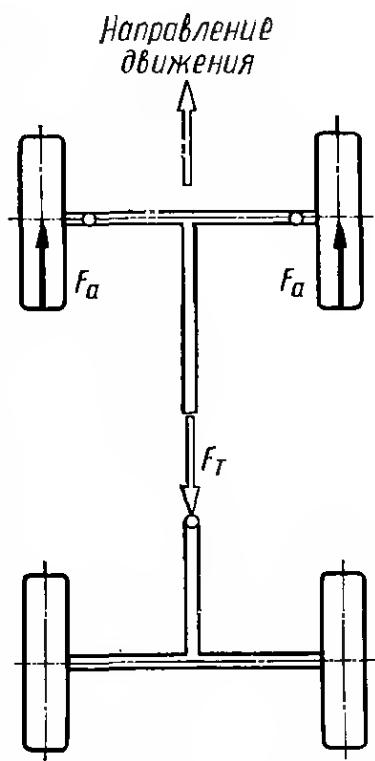


Рис. 1.8.22. Передние ведущие колеса «тянут» автомобиль, поэтому тяговые силы F_a и сила инерции F_T стабилизируют его движение

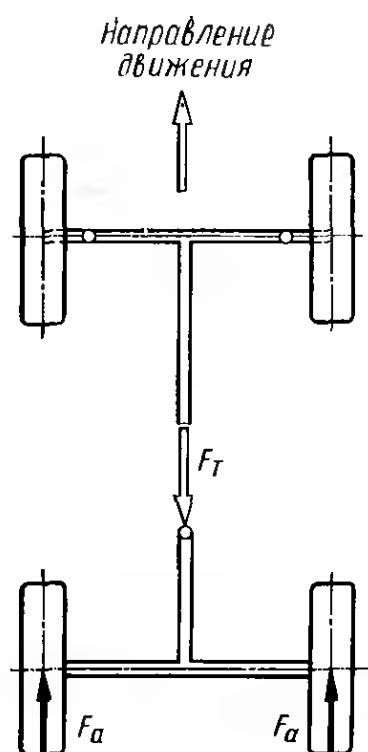


Рис. 1.8.23. В отличие от переднего привода при ведущих задних колесах получается потенциально неустойчивое движение, стабилизация которого должна обеспечиваться при наличии определенных установочных параметров у передней подвески

от размера базы) необходимую нагрузку на передние колеса (рис. 1.8.24). По этой причине такую конструкцию используют на лимузинах повышенного среднего класса, например, «Ауди-100», «Рено-20/30 ТС» и т. д., у которых 62 % массы автомобиля приходится на передние колеса при нагрузке, равной массе двух человек, и 52 % — при полной нагрузке. Путем наклона рядного двигателя и размещения радиатора сбоку от него можно укоротить передний свес. Легковые мод. «Ауди-80» (рис. 1.8.25), «Пассат», а также «Рено-12», «Рено-15» и «Рено-17» оснащены четырехцилиндровыми рядными двигателями с рабочим объемом 1,3—1,6 л.

Для переднеприводных грузовых автомобилей малой грузоподъемности и для автомобилей с закрытыми кузовами, построенными

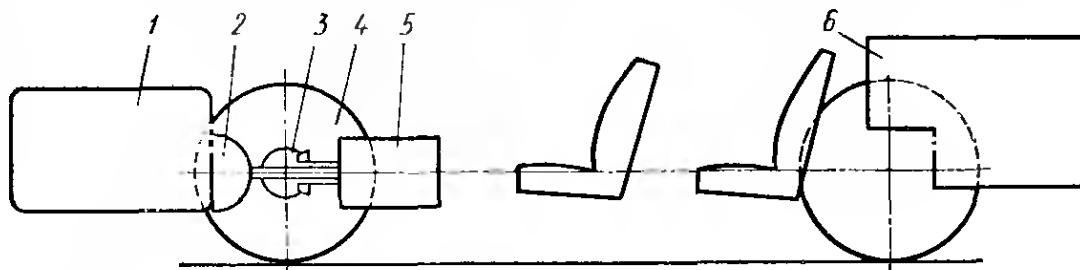


Рис. 1.8.24. Двигатель, продольно расположенный перед осью колес, и коробка передач, расположенная за осью:

1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — главная передача; 4 — ведущее колесо; 5 — коробка передач; 6 — багажник

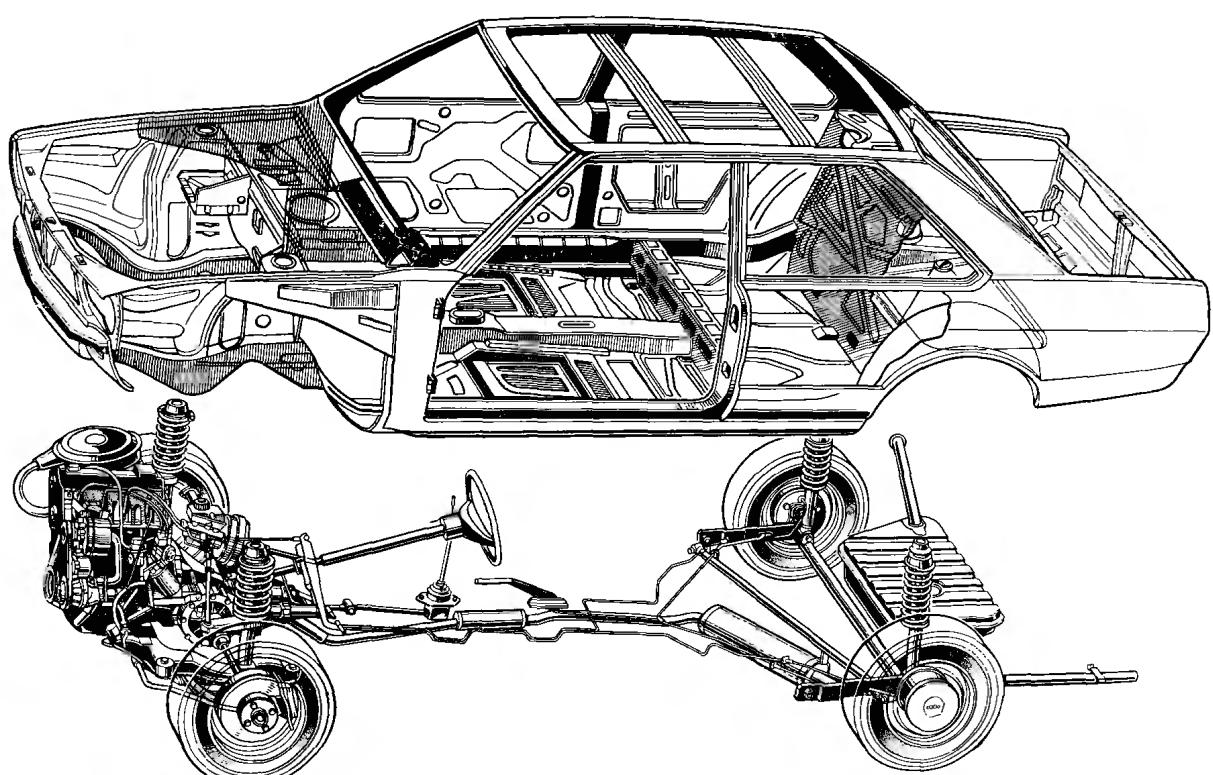


Рис. 1.8.25. Шасси и кузов автомобиля «Ауди-80», продольно расположенный двигатель наклонен вправо, чтобы получить слева от него место для размещения радиатора и электровентилятора

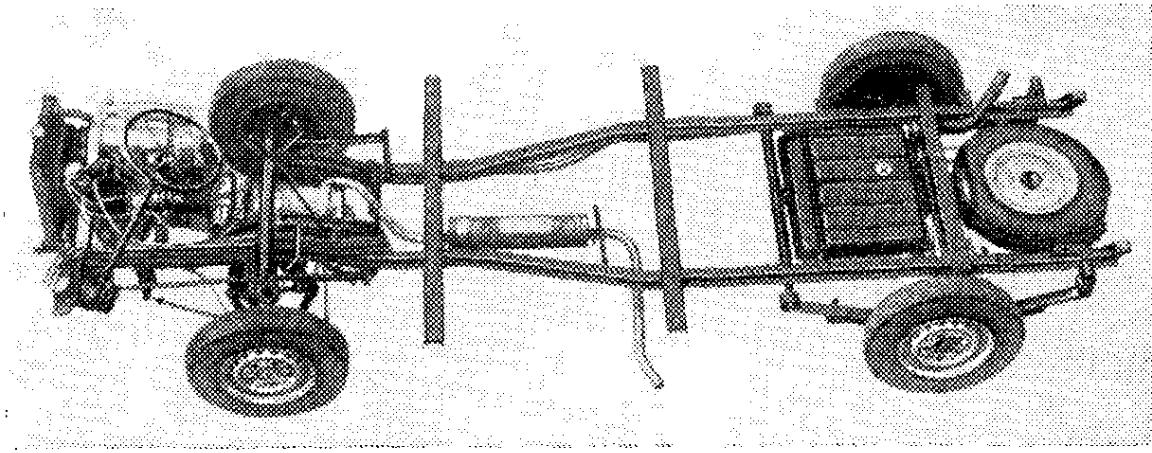


Рис. 1.8.26. Шасси грузового автомобиля малой грузоподъемности «Даймлер-бенц 206/307», имеющего передний привод и продольно расположенный дизель. Передняя подвеска на двойных поперечных рычагах содержит торсионные валы, соединенные с верхними рычагами (см. рис. 3.1.54). Задняя зависимая подвеска на продольных рессорах имеет прогрессивно изменяющуюся жесткость

на их базе, в целях создания определенной нагрузки на передние колеса используют установку только рядного двигателя перед осью (рис. 1.8.26, см. рис. 3.1.54). Отсутствие привода на задний мост позволяет опустить пол кузова, особенно если в качестве задней подвески применена подвеска на продольных рычагах (рис. 1.8.27, см. разд. 3.9). В результате применения переднего привода получены низкая грузовая платформа и большой объем кузова.

Двигатели с противолежащими цилиндрами значительно короче рядных и имеют еще одно преимущество в виде более низкого расположения центра тяжести и отсутствия сил инерции второго порядка — меньший уровень вибраций. Но эти двигатели имеют и недостатки: худшая доступность, больший вес, повышенная стоимость и меньшая нагрузка на передние колеса.

Двигатели с противолежащими цилиндрами воздушного охлаждения с рабочим объемом 0,5—1,3 л устанавливают на автомобилях фирмы «Ситроен» (мод. 2 ЦВ, «Диан», ЖС и ЛН), а подобные двигатели с водяным охлаждением устанавливает на автомобиле «Альфасуд» фирма «Альфа-ромео». Еще более уравновешенной работой отличается двигатель Ванкеля, устанавливавшийся фирмой «Ауди-НСУ» перед осью на автомобиле Ро-80, который выпускался

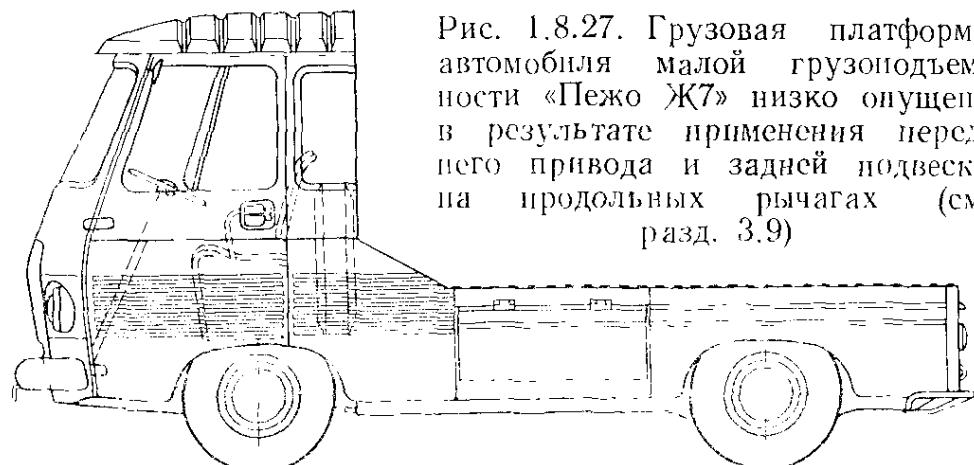


Рис. 1.8.27. Грузовая платформа автомобиля малой грузоподъемности «Пежо Ж7» низко опущена в результате применения переднего привода и задней подвески на продольных рычагах (см. разд. 3.9)

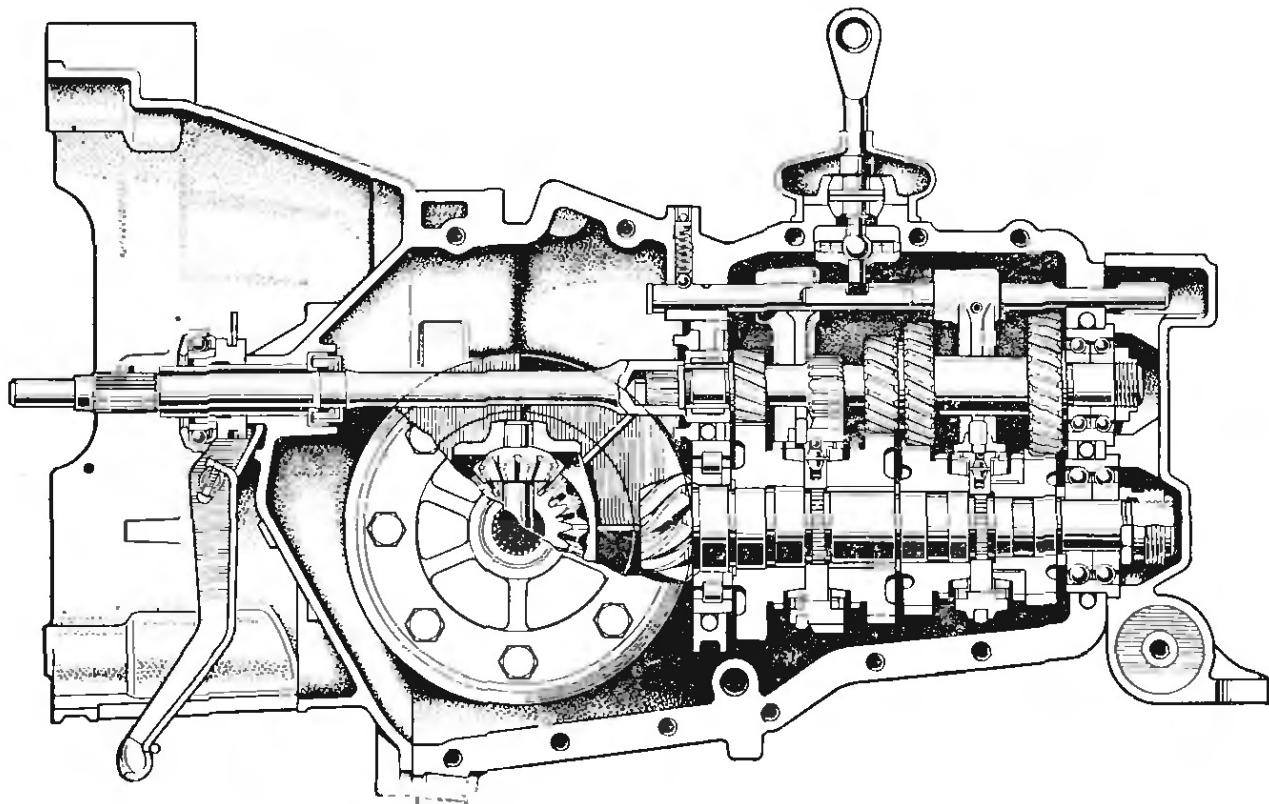


Рис. 1.8.28. На автомобиле «Ситроен ЖС» коробка передач имеет блок шестерен, расположенный в верхней части, и картер главной передачи с продольным разъемом. Приводной вал, идущий от двигателя, проходит рядом с дифференциалом. Общий КПД трансмиссии при таком расположении ее элементов составляет 0,88

до 1977 г. (см. рис. 3.5.24). Четырехцилиндровые V-образные двигатели вряд ли выпускаются в настоящее время, фирма «Форд» устанавливала их на автомобили 12/15 М до 1969 г. и только фирма «Сааб» применяет до сих пор двигатель V4 на мод. 96.

Установка двигателя перед осью колес обеспечивает следующие два преимущества: относительно простой привод переключения передач и несложную конструкцию коробки передач (рис. 1.8.28 и 1.8.29); конструктивно этот силовой агрегат похож на тот, что применяют на легковых автомобилях с задним расположением двигателя (см. рис. 1.8.13 и 1.8.15). Для размещения автоматической коробки передач в связи с наличием гидротрансформатора требуется больше пространства; продольная установка двигателя обеспечивает такую возможность.

1.8.4.2. Установка двигателя продольно за осью. При установке двигателя за осью передних колес применяют коробки передач, аналогичные по конструкции тем, что используются в случае установки двигателя перед осью (рис. 1.8.30), только при этом коробку передач располагают впереди и поэтому привод переключения передач должен проходить над агрегатом или под ним. Для этой цели очень хорошо подходит конструкция, применяемая фирмой «Рено»: простая, с низкой стоимостью, хотя и часто критикуемая, но обеспечивающая четкое переключение передач.

Основное преимущество расположения двигателя за осью — это возможность получения длинной базы, способствующей достижению высокой плавности хода автомобиля и отсутствию у него про-

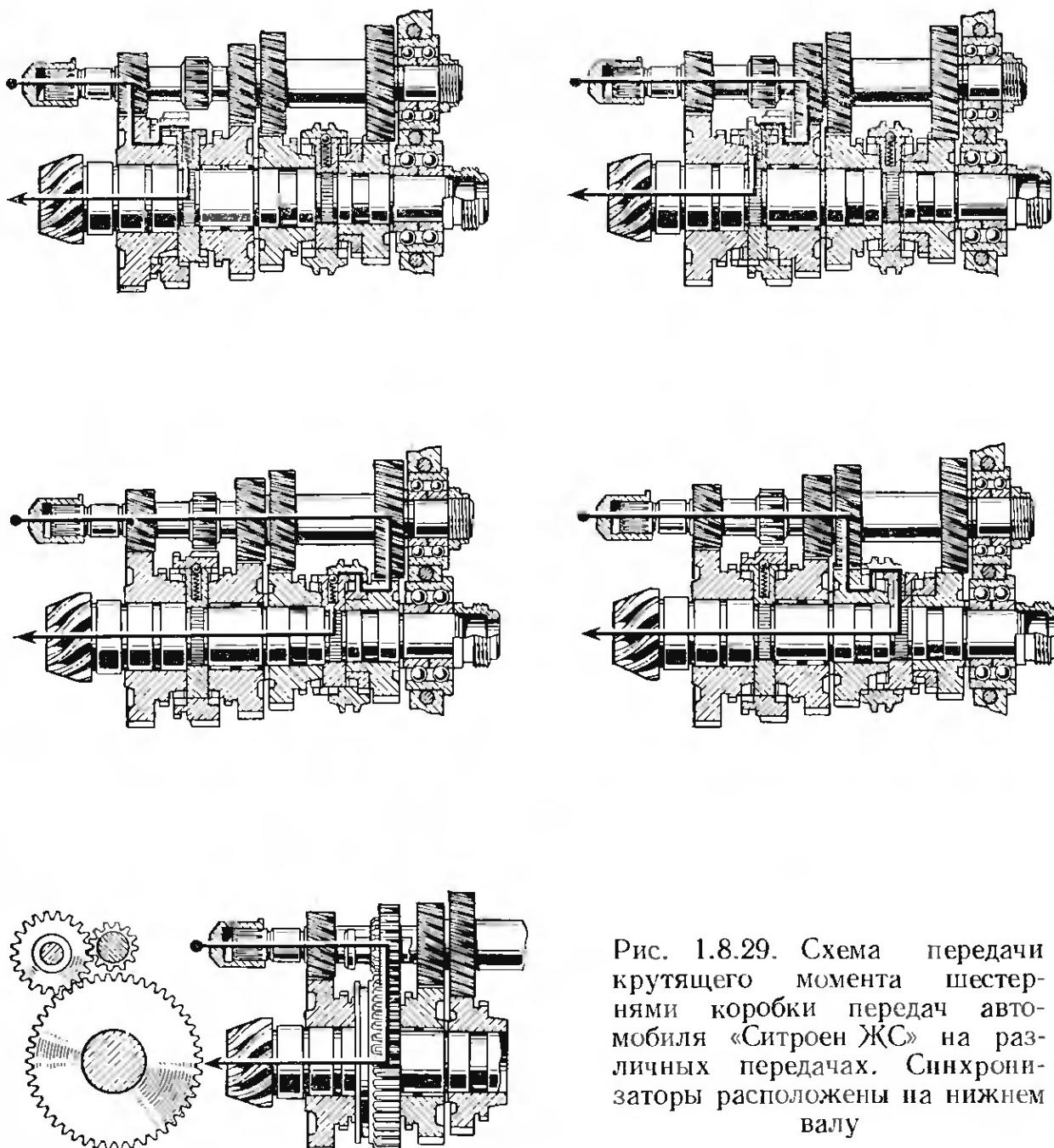


Рис. 1.8.29. Схема передачи крутящего момента шестернями коробки передач автомобиля «Ситроен ЖС» на различных передачах. Синхронизаторы расположены на нижнем валу

дольных колебаний, что нашло конструктивное осуществление на мод. 4 (с 1961 г.), 5 (с 1972 г.), 6 (с 1970 г.) и 16 (с 1965 г.) фирмы «Рено». Недостатками такого расположения двигателя являются наличие выступа в передней части салона в связи с необходимостью обеспечения пространства для размещения двигателя, более сильный нагрев передней стенки кузова и несколько менее удачное распределение масс: 56 % массы приходится на переднюю ось и 44 % на зад-

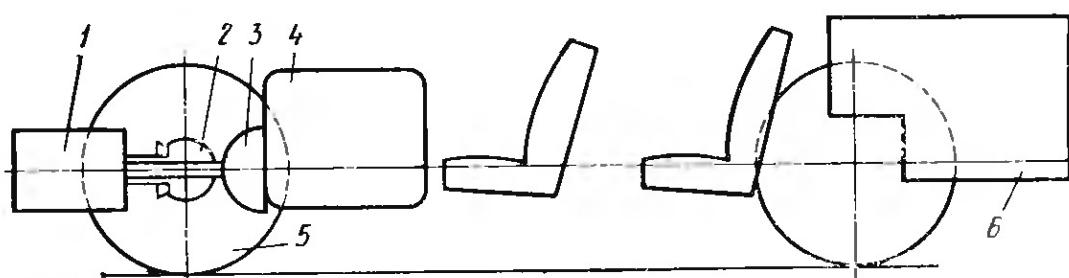


Рис. 1.8.30. Двигатель, продольно расположенный за передней осью колес:
1 — коробка передач; 2 — главная передача; 3 — сцепление; 4 — двигатель; 5 — ведущее колесо; 6 — багажник

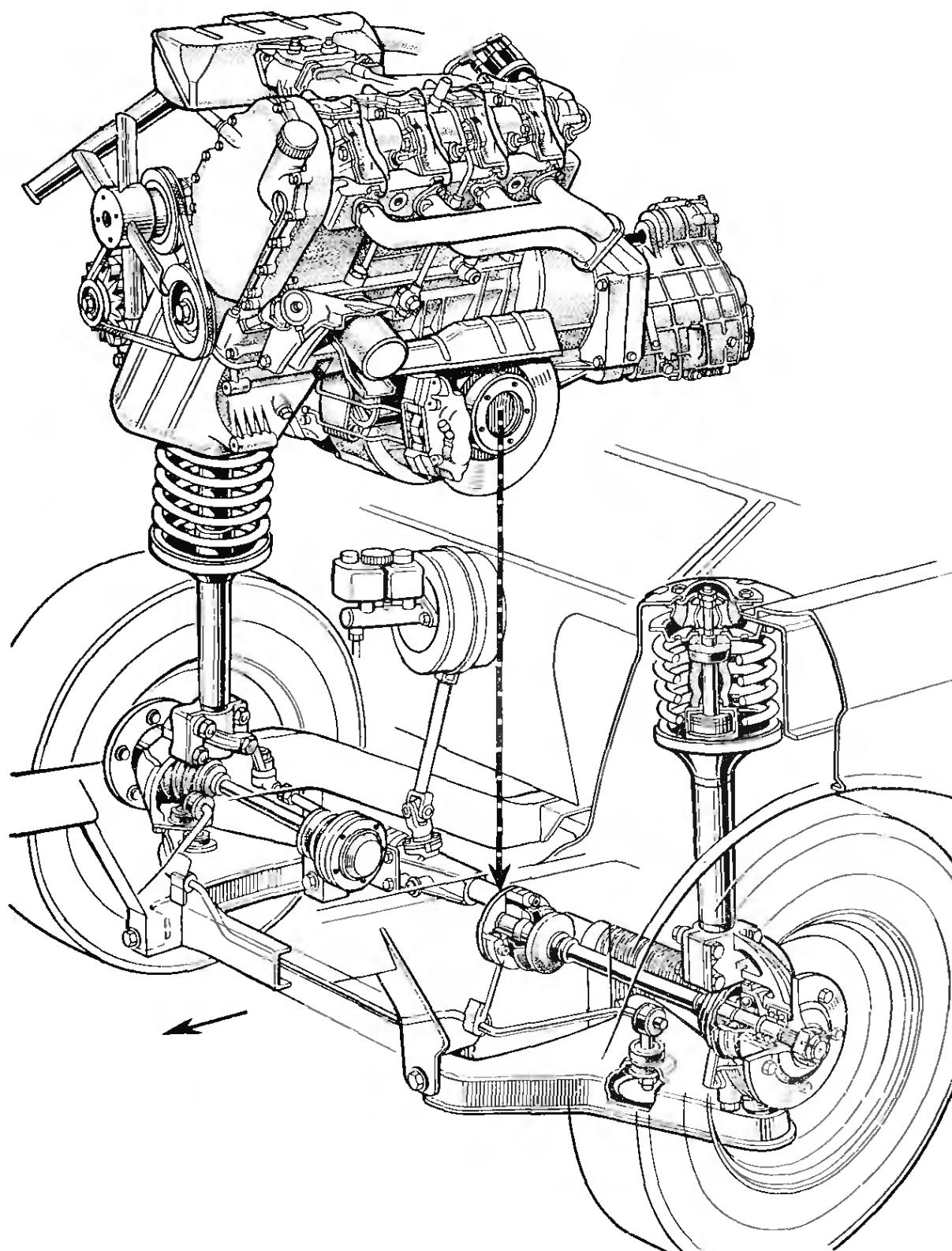


Рис. 1.8.31. Расположение четырехцилиндрового рядного двигателя над осью с наклоном влево показано на примере мод. К 70, выпускавшейся фирмой «Фольксваген» до 1974 г.

нюю при нагрузке, равной массе двух человек. Однако вследствие наличия длинной базы даже при нагрузке 400 кг на передние колеса автомобиля «Рено-16» приходится не менее 50 % автомобиля.

1.8.4.3. Продольная установка двигателя над осью. Выпускавшийся до 1974 г. автомобиль «Фольксваген-К 70» имел двигатель, расположенный над осью передних колес (рис. 1.8.31), дифференциал — под двигателем и коробку передач — за осью. Фирма «Сааб»

на мод. 99 применяет аналогичное расположение двигателя, только коробку передач устанавливает спереди (рис. 1.8.32). Преимущества такого расположения двигателя заключаются в удобстве доступа к нему и в компактности агрегата, которая позволяет иметь короткую переднюю часть, не ограничивающую обзорность, и близкое к оптимальному распределение масс по осям. У автомобиля «Сааб-99», например, в ненагруженном состоянии на переднюю ось приходится 60 % общей массы автомобиля, на заднюю ось 40 % и при нагрузке 430 кг (пять человек и 90 кг багажа) на переднюю ось приходится 51 %. Очевидно, это является одной из причин высокой устойчивости движения этого шведского переднеприводного автомобиля в зимних условиях.

Недостатком данной установки двигателя является то, что стоимость коробки передач несколько повышается и ее КПД снижается до значения $\eta \approx 0,85$ (см. рис. 1.8.32) вследствие того, что между шестернями привода 2 устанавливают промежуточную шестерню. С точки зрения обеспечения привода переключения передач предпочтительнее расположение коробки передач за осью колес, как на мод. K 70.

При продольной установке двигателя дисковые тормоза могут быть размещены на картере главной передачи (см. рис. 1.8.31, 3.4.20 и 3.5.24); вследствие множества получаемых при этом преимуществ такое решение использовалось фирмой «Авто-юнион» на более крупных автомобилях до 1974 г. и фирмой «Ситроен» до 1975 г., а в настоящее время применяется на автомобилях «Альфасуд» и «Ситроен ЖС». Конкретно эти преимущества заключаются в следующем: малая величина неподпрессоренных масс (см. разд. 1.6); имеется возможность уменьшения напряжений, возникающих в дисковом колесе, путем увеличения диаметра расположения крепежных отверстий; тормозные диски лучше охлаждаются в результате наличия у них большей поверхности, так как наружный диаметр диска не ограничивается размером колеса; меньшая нагрузка действует на рычаг во время торможения (см. рис. 4.9.4).

Недостатком такой установки двигателя является то, что в этом случае более высокая нагрузка действует на шарниры, полуоси, подшипники дифференциала, картер главной передачи (в тех местах, в которых крепят тормозные скобы) и на опоры двигателя (см.

Рис. 1.8.32. Передача крутящего момента от вала 1, на котором установлен ведомый диск сцепления, на корпус дифференциала 7 в автомобиле «Сааб-99». Общий КПД η трансмиссии составляет 0,85. Направлению движения автомобиля на рисунке соответствует направление влево:

1 — вал; 2 — шестерни привода; 3 — блок шестерен; 4 — шестерня заднего хода; 5 — ось шестерни заднего хода; 6 — вторичный вал коробки передач с конической шестерней; 7 — корпус дифференциала; I—IV — передачи

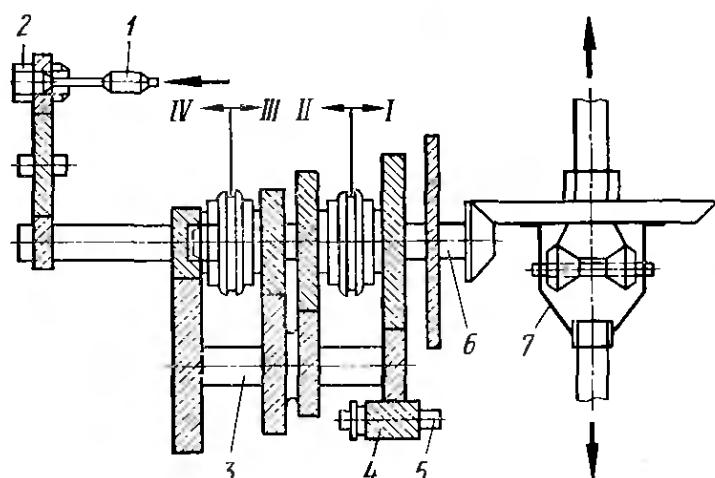


рис. 4.9.3). Тормозной момент может превышать крутящий момент двигателя, развиваемый при разгоне автомобиля, на 25 % ($\mu_L \approx \approx 1,25$).

Из рис. 4.9.4 и 4.9.7 видно, что при наличии более длинного плеча R_2 влияние неравенства тормозных сил на рулевое колесо будет больше в случае расположения тормозов на главной передаче. Фирма «Ситроен» устранила этот недостаток на мод. Д и ЖС путем размещения оси поворота колеса в его центральной плоскости вращения (см. рис. 4.6.6). Фирмы «Авто юнион» и «Фольксваген» перешли на применение отрицательного плеча обкатки, который вызывает эффект обратного поворота только при расположении тормозов на колесах (см. рис. 3.5.4); это, вероятно, является причиной того, что почти все новые конструкции имеют тормоза на колесах.

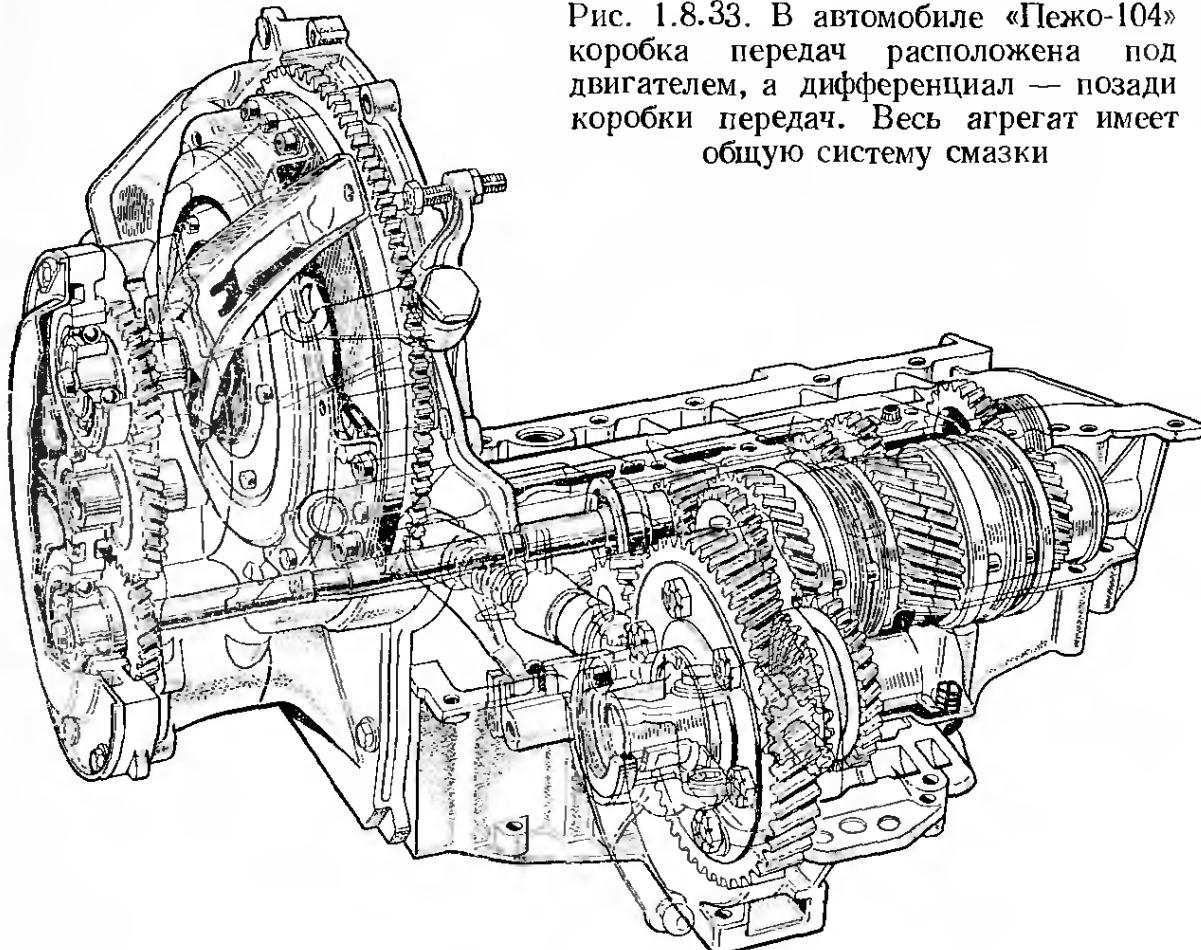
1.8.4.4. Поперечная установка двигателя. Еще в начале тридцатых годов фирма ДКВ применяла поперечную установку двигателя за осью колес. В качестве двигателя использовался двухцилиндровый двухтактный двигатель с рабочим объемом 0,6 л, от которого передача крутящего момента на коробку передач осуществлялась втулочно-роликовой цепью, как на мотоциклах. Рычагом переключения передач служил изогнутый стержень, который необходимо было повернуть, чтобы отвести в сторону выступающий из коробки передач рычаг и включить таким образом передачу.

В 1959 г. (спустя 25 лет) фирма «Лейланд» выпустила автомобиль «Мини» с рядным двигателем, расположенным перед осью. Коробка передач находилась под двигателем, а дифференциал — сзади (по направлению движения). Силовой агрегат представлял собой единый блок с общей масляной ванной, поэтому смазывание шестерен осуществлялось моторным маслом, с меньшей несущей способностью, чем у трансмиссионного масла.

Преимущество такого расположения двигателя заключается в исключительной компактности агрегата в продольном направлении и в хорошей обзорности дороги, в результате наличия короткого переднего свеса. Недостатком первых конструкций являлся неудобный доступ к двигателю и обусловленный схемой расположения сложный привод переключения передач. Стандарт ДИН 73011 предписывает, чтобы включения передач рычагом, расположенным на полу, осуществлялось перемещением рычага в направлении движения автомобиля (вперед или назад), а избирание передач — в перпендикулярном этому направлению. В коробке передач муфты синхронизаторов должны передвигаться в осевом направлении, для чего необходимо предусматривать возможность изменения направления перемещений муфт. Кроме того, малая длина агрегата не позволяет достаточно широко разнести переднюю и заднюю опоры двигателя * (см. рис. 4.9.3), поэтому для восприятия реактивного момента силового агрегата при трогании автомобиля требуется дополнительная

* Относительно двигателя это будут левая и правая его опоры. — Прим. ред.

Рис. 1.8.33. В автомобиле «Пежо-104» коробка передач расположена под двигателем, а дифференциал — позади коробки передач. Весь агрегат имеет общую систему смазки



опора (располагаемая чаще всего в верхней части двигателя между блоком цилиндров и передней стенкой кузова). В начале применения такого расположения двигателя были трудности, связанные с размещением радиатора и с обеспечением привода вентилятора. В настоящее время почти на всех легковых автомобилях с поперечно расположенным двигателем устанавливают электродвигатель, автоматически включаемый в зависимости от температуры.

По примеру фирмы «Лейланд» это конструктивное решение применила фирма «Пежо» на мод. 204, выпускавшейся в 1965—1966 гг., и на последующих мод. 304 (1970 г.) и 104 (1972 г.). На рис. 1.8.33 показано расположение коробки передач и главной передачи, анало-



Рис. 1.8.34. При поперечном расположении коробки передач перемещения рычага переключения передач должны быть изменены на перпендикулярные, как показано на примере автомобиля «Пежо-104»

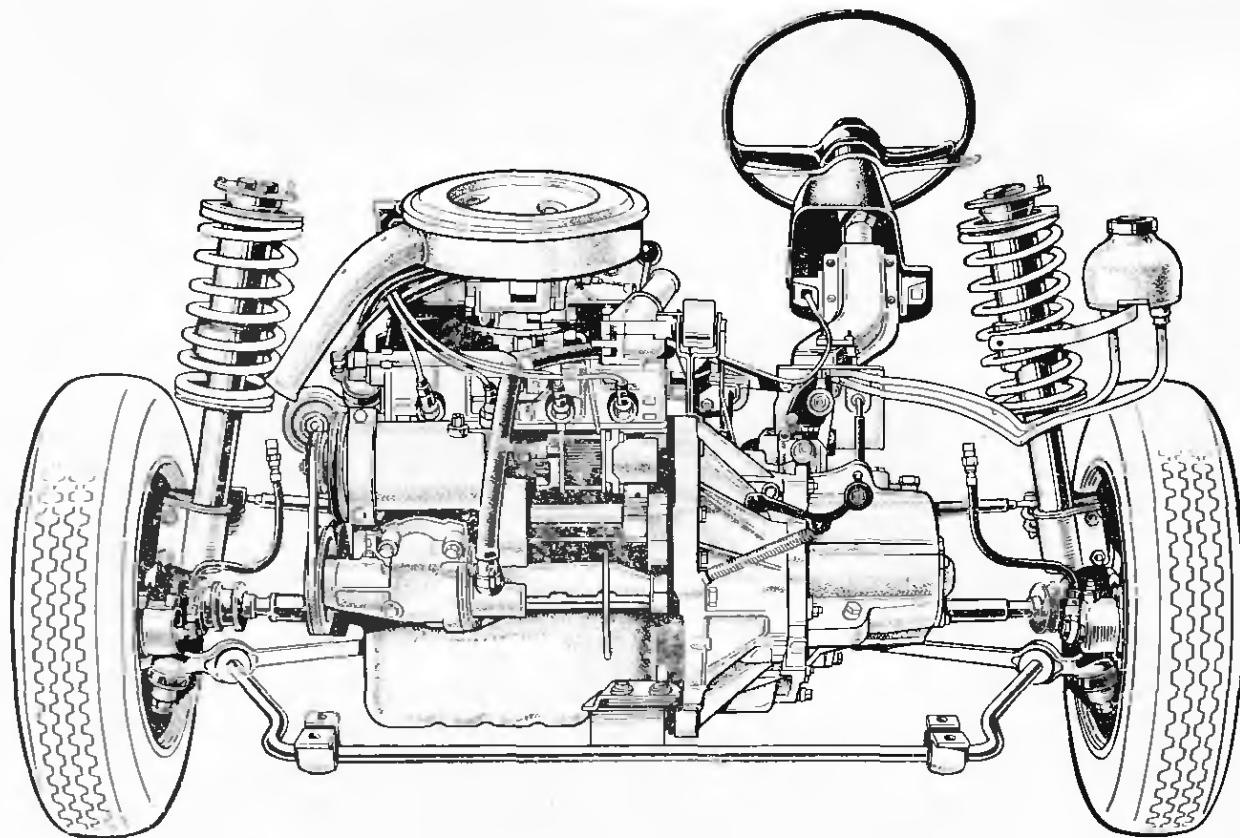


Рис. 1.8.35. Автомобиль «Фиат-127» имеет поперечно расположенный двигатель в передней части, коробку передач слева от двигателя (по направлению движения), переднюю подвеску Макферсон. Стойки с поворотными кулаками соединены с каждой стороны двумя болтами. Стабилизатор одновременно выполняет направляющие функции. В подвеске дифференциал расположен за коробкой передач, поэтому левая полуось короче, чем правая. Для предотвращения возникновения собственных колебаний более длинная полуось выполнена трубчатой

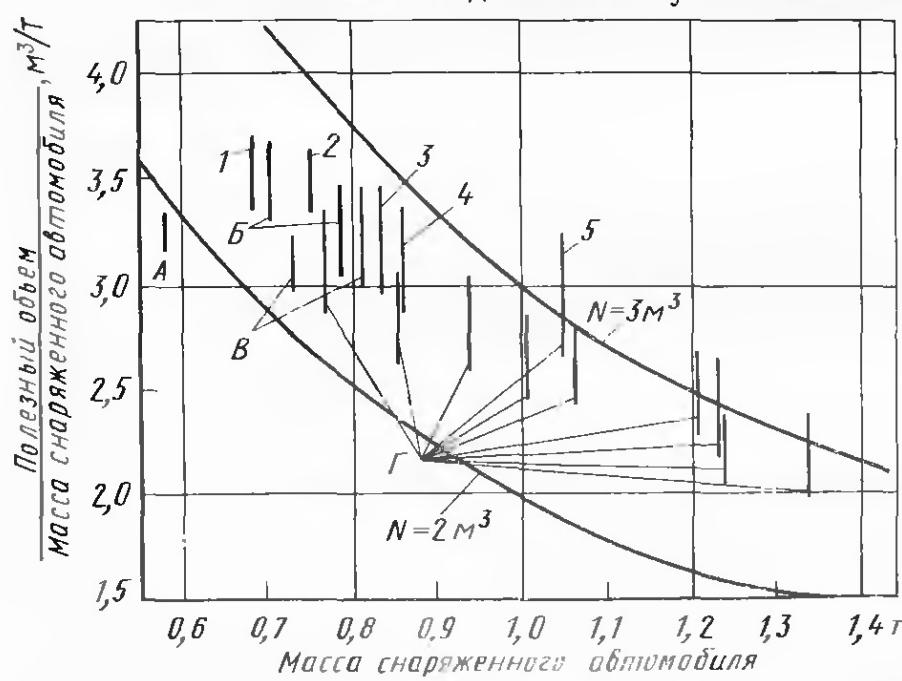


Рис. 1.8.36. На диаграмме, разработанной фирмой «Ауди-НСУ», видно, что при одинаковом полезном объеме ($\text{в } \text{м}^3$) наименьшую массу ($\text{в } \text{т}$) имеет переднеприводный автомобиль с поперечно расположенным двигателем мод. «Ауди-50» и «Фольксваген-гольф».

В случае продольного расположения двигателя (мод. «Ауди 80/100», «Фольксваген-пассат») вес автомобиля несколько увеличивается, но его величина остается все же меньше, чем у легкового автомобиля классической компоновки. Нижняя кривая относится к минимальному объему $N = 2 \text{ м}^3$, а верхняя — к $N = 3 \text{ м}^3$;

A — заднемоторная компоновка; *B* — переднеприводный автомобиль с поперечно расположенным двигателем; *C* — переднеприводный автомобиль с продольно расположенным двигателем; *G* — автомобиль классической компоновки;
 1 — мод. «Ауди-50»; 2 — мод. «Фольксваген-гольф»; 3 — мод. «Ауди-80»; 4 — мод. «Фольксваген-пассат»; 5 — мод. «Ауди-100 Л»

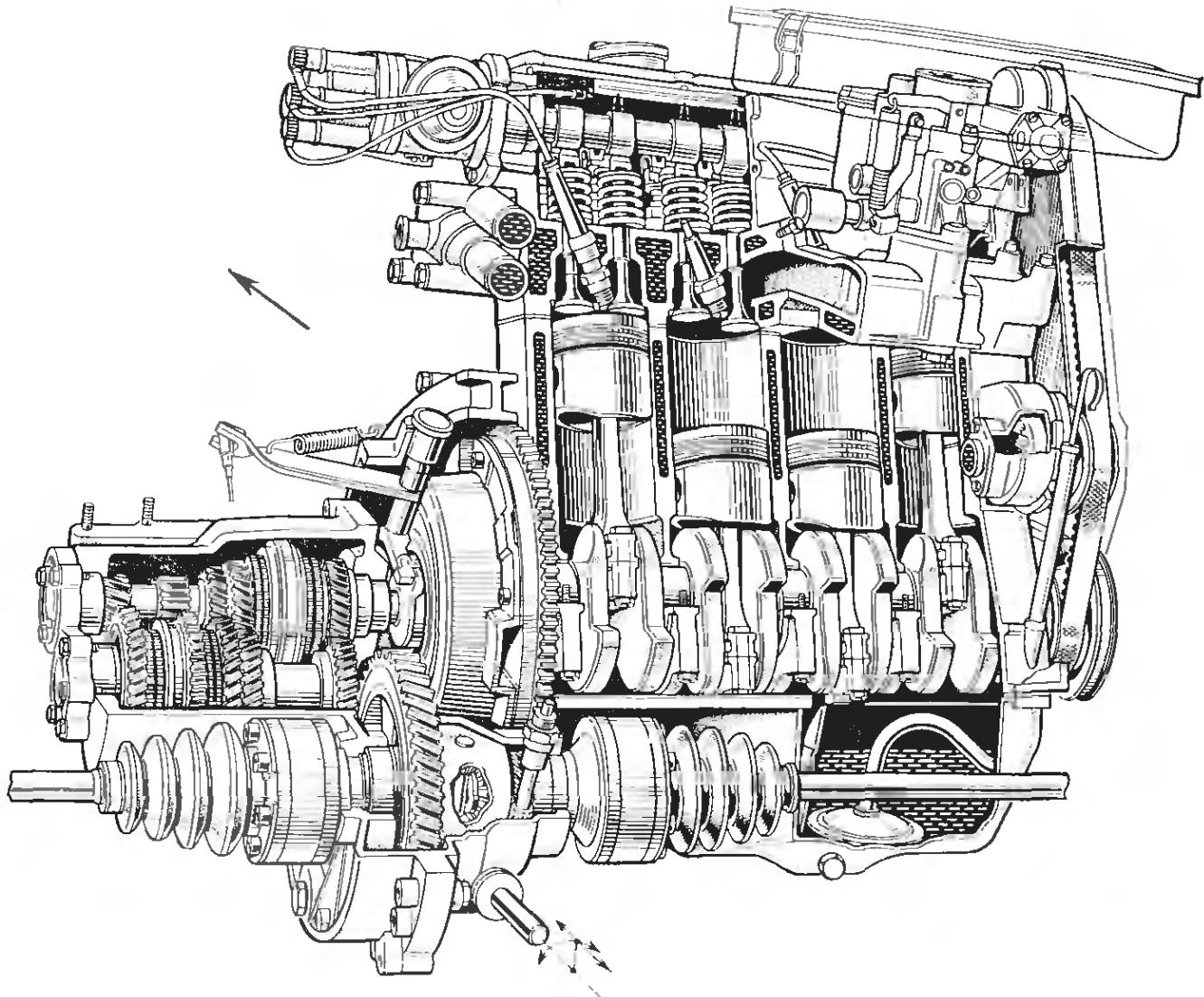


Рис. 1.8.37. Расположение поперечного двигателя, коробки передач и главной передачи на автомобилях «Ауди-50», «Фольксваген-поло» и «Дерби». Левая полуось короче правой. Общий КПД є трансмиссии составляет 0,9

гичное тому, что использовано на автомобиле «Мини», а на рис. 1.8.34 — сложный привод переключения передач, присущий всем поперечно расположенным коробкам передач. Аналогичное расположение коробки передач и главной передачи имеет и появившийся в 1976 г. автомобиль «Рено-14».

В 1967 г. французская автомобильная фирма «Крайслер-симка» выпустила мод. 1100 с поперечно расположенным двигателем. Впервые на этом автомобиле коробка передач была установлена рядом с двигателем, а дифференциал — за ними; в результате получился более удобный доступ к двигателю и вырос КПД трансмиссии. Фирма ФИАТ переняла это технически более совершенное решение, предусматривающее отдельную (от двигателя) систему смазывания для коробки передач и главной передачи и, кроме того, позволяющую отказаться от использования промежуточной шестерни (см. рис. 1.8.21). В 1969 г. появилась мод. 128, а в 1971 г. — мод. 127 (рис. 1.8.35). Когда после проведения исследования выяснилось, что переднеприводные автомобили с поперечно расположенным двигателем имеют наибольший полезный объем по отношению к соб-

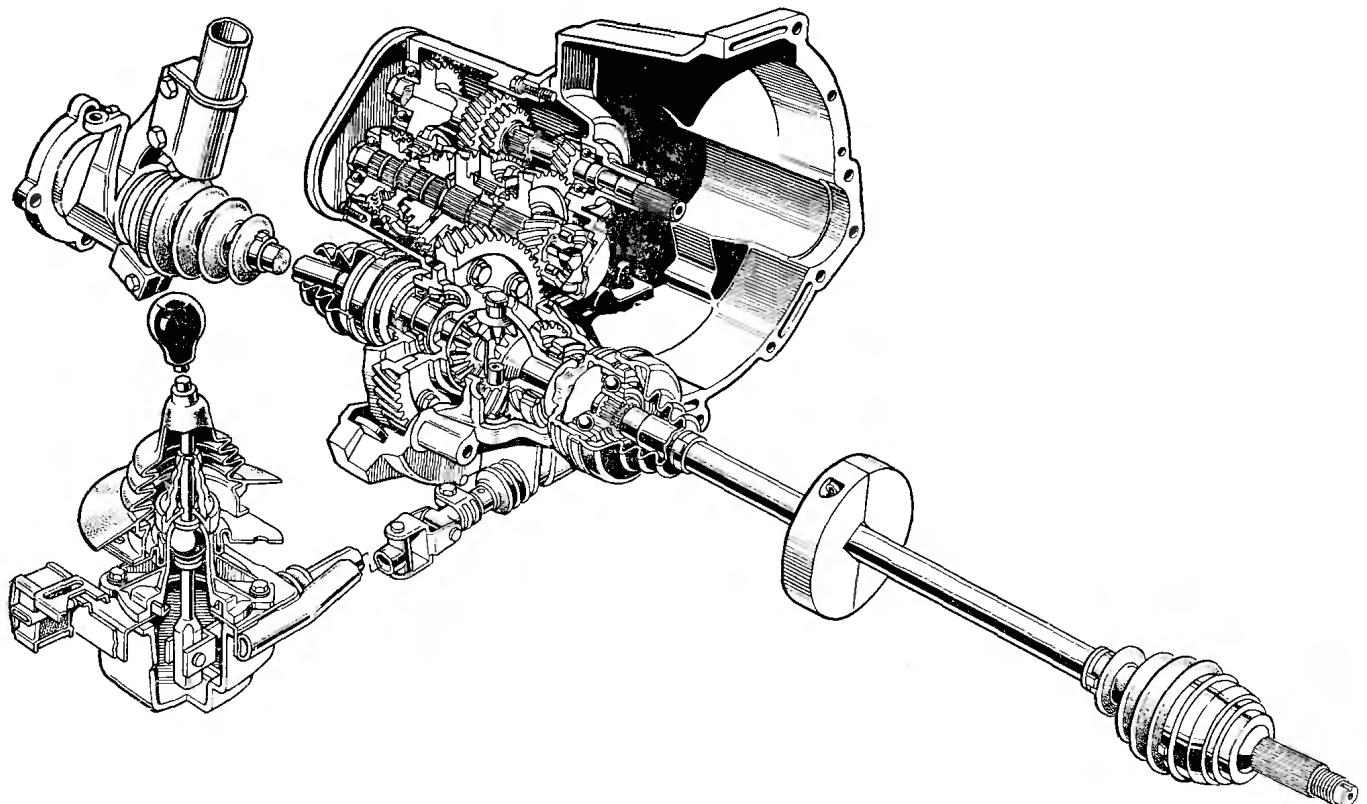


Рис. 1.8.38. Чтобы предотвратить возникновение собственных изгибных колебаний в основном рабочем диапазоне двигателя (т. е. при частоте вращения 3000—5000 об/мин), на первой серии автомобилей «Форд-фиеста» правая, более длинная полуось имела дополнительный груз с клеммовым креплением. На рисунке хорошо видно расположение механизма переключения передач и шестерен агрегатов трансмиссии

ственной массе (рис. 1.8.36), концерн «Фольксваген» применил это конструктивное решение в 1973 г. на автомобиле «Сирокко» (см. рис. 3.5.17), а также на мод. «Ауди-50», в 1975 г. — на автомобиле «Поло» (см. рис. 1.1.3) и в 1977 г. — на автомобиле «Дерби». На рис. 1.8.37 видно, что агрегат имеет удобный доступ, а упрощенная трансмиссия отличается более высоким КПД. Привод сцепления расположен наверху двигателя, а дифференциал смешен влево от середины автомобиля. Так как правая полуось имеет большую длину, то для предотвращения возникновения собственных колебаний у полуоси при определенной частоте вращения на нее предварительно устанавливают грузик (рис. 1.8.38); такое решение применили впервые на автомобиле «Форд-фиеста», появившемся в 1976 г. Аналогичного результата можно достичь при изготовлении полуоси из трубы (см. рис. 1.8.35).

На автомобиле «Фольксваген-гольф» при нагрузке, равной массе двух человек, на передние колеса приходится примерно 60 % массы автомобиля, что достигнуто в результате наклона легкого двигателя с рабочим объемом 1,1 л вперед, а более тяжелого с рабочим объемом 1,6 л — назад.

Фирма «Ситроен» (бывшая, как и фирма «Ауди-НСУ», сторонницей продольной установки двигателя), в 1974 г. на мод. Ц-Икс тоже перешла к поперечному расположению; на рис. 1.8.39 показаны двигатель и находящаяся слева от него коробка передач. Чтобы получить полуоси одинаковой длины, менее чувствительные к колебаниям, фирма «Ситроен» применяет центральный промежуточный вал, на концах которого устанавливает подвижные шарниры равных угловых скоростей с осевой и угловой подвижностью. Автомобили с двигателем рабочим объемом 2,4 л имеют пятиступенчатую коробку передач, которая показана в разрезе на рис. 1.8.40.

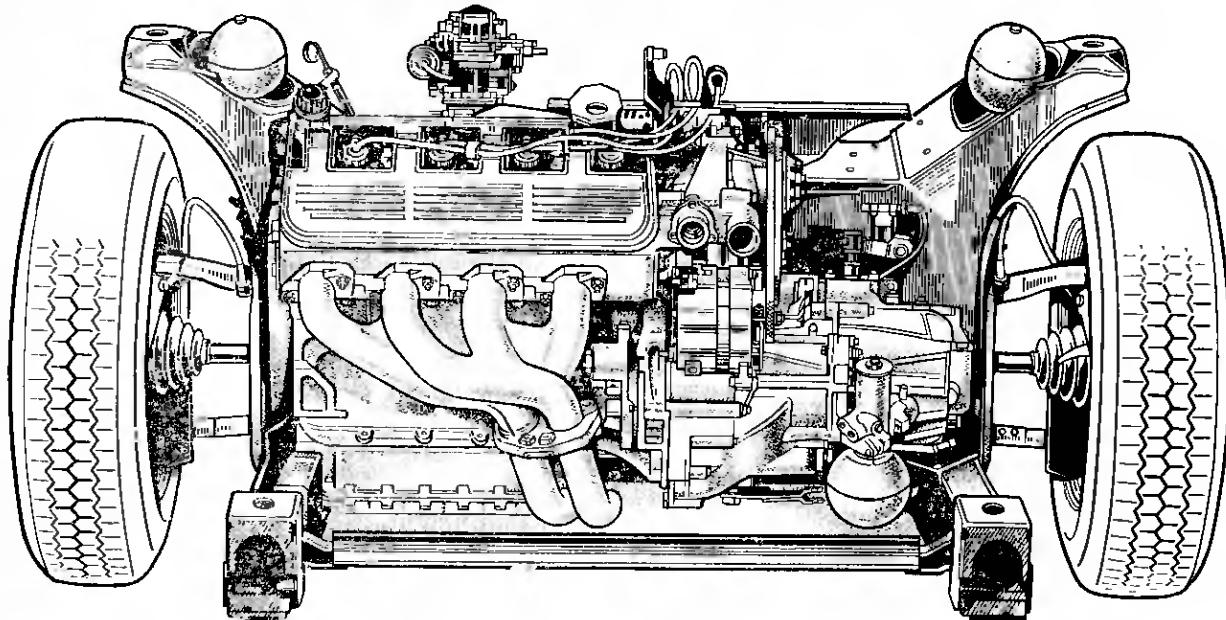


Рис. 1.8.39. Силовой агрегат автомобиля «Ситроен Ц-Икс». Коробка передач расположена слева от рядного двигателя (рабочий объем от 2 до 2,4 л). На рисунке видна подвеска на двойных поперечных рычагах и оба гидропневматических упругих элемента, опирающиеся на верхние рычаги. Автомобиль в нагруженном состоянии имеет следующие значения характеристик упругости: жесткость на колесо $c_{2v} = 7,5 \text{ Н/мм}$, частота колебаний кузова $n_{\text{ПВ}} = 46 \text{ мин}^{-1}$

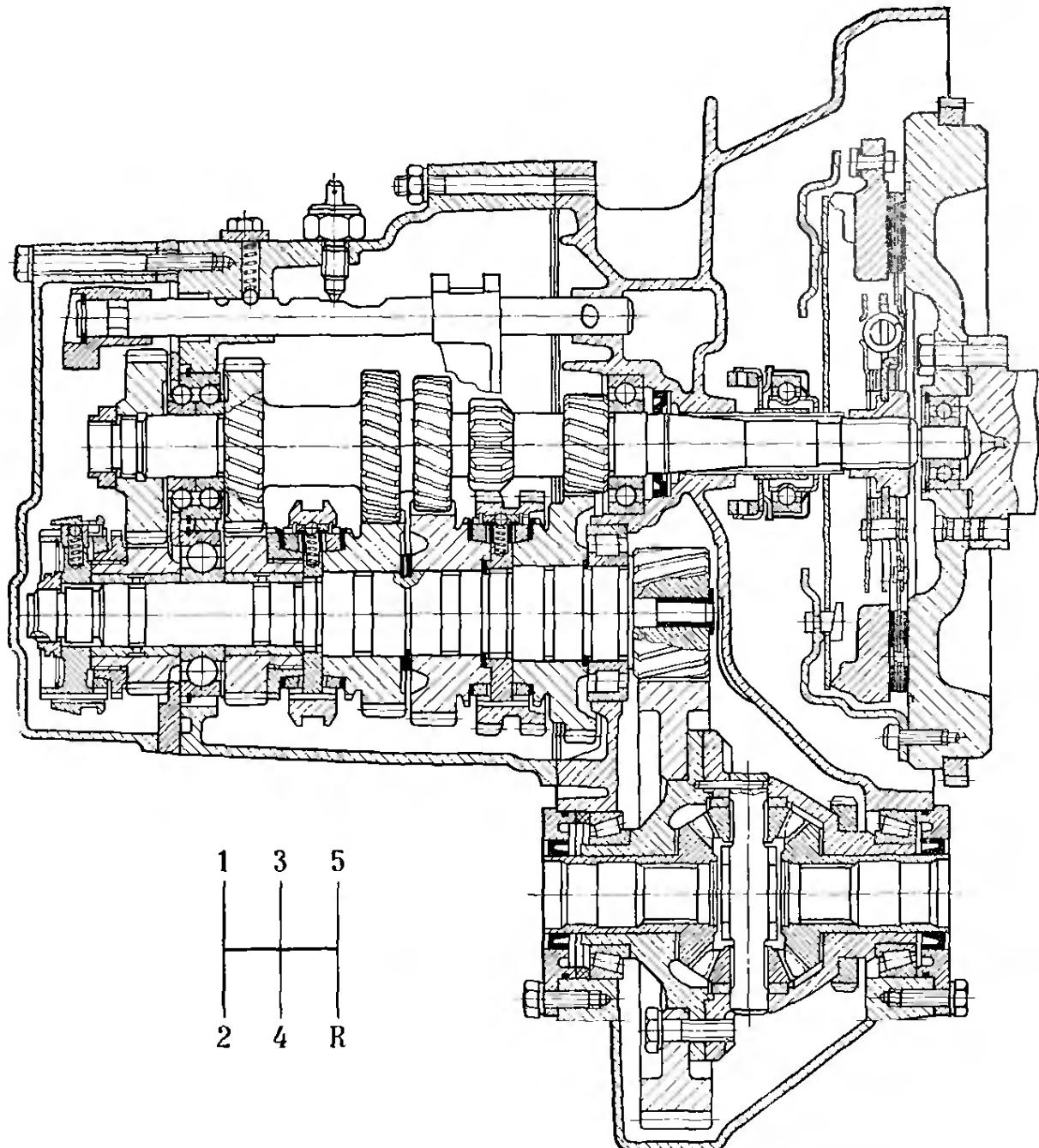


Рис. 1.8.40. Разрез коробки передач, имеющей пять передач переднего хода и одну заднего хода автомобиля «Ситроен Ц-Икс 2400 ЖТ-и». Внизу приведена схема переключения передач

1.9. СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ И АГРЕГАТЫ ШАССИ

Каждый автомобиль, будь то легковой или грузовой, автобус или специальный автомобиль, состоит из четырех основных систем: кузов, привод, шасси и электрооборудование *. Последнее может быть разделено на электрооборудование двигателя и электрооборудование кузова. Эти четыре конструктивно взаимосвязанные системы не только различаются функционально, но и отражаются на разделении областей деятельности между лицами, занятыми автомобильной техникой: инженер по электрооборудованию мало что знает о шасси, также как инженер-кузовщик едва ли разбирается в конструкции

* В СССР принята другая классификация систем и агрегатов автомобиля. См. Анохин В. А. Отечественные автомобили, М.: Машиностроение, 1977. — Прим. ред.

двигателя, а автослесарь с большой неохотой возьмется за жестяные работы.

Узлы, относящиеся к кузову, такие, как собственно кузов, отопительное оборудование, оборудование салона и так далее, должны быть известны всем точно так же, как и агрегаты, относящиеся к приводу: двигатель, система охлаждения, сцепление и коробка передач.

Собственно силовой агрегат заканчивается там, где начинается трансмиссия: на фланце карданного вала со стороны коробки передач при классической компоновке автомобиля или в местах присоединения полуосей к дифференциалу на переднеприводных и заднемоторных автомобилях.

Шасси может быть разделено на следующие части: рама или поперечина (при несущем кузове), подвеска (с выделением направляющего, гасящего устройств и упругого элемента), шины и колеса, рулевое управление, тормозное управление, органы управления и опоры двигателя.

В следующих главах описаны конструкции подвесок в соответствии с типом используемого направляющего устройства и имеющимися кинематическими взаимосвязями. Прежде чем перейти к изложению следующих разделов, необходимо отметить, что важнейшей частью шасси является шина, ибо она осуществляет непосредственный контакт автомобиля с дорожной поверхностью, от ее свойств зависит активная безопасность автомобиля, характеристики движения автомобиля на повороте и плавность хода (комфортабельность движения); несущая способность шины определяет грузоподъемность автомобиля.

2. ШИНЫ И КОЛЕСА*

В этой главе рассмотрены шины различной конструкции (диагональные и радиальные, камерные и бескамерные), их преимущества и недостатки, приведены таблицы с основными размерами шин и их грузоподъемностью в зависимости от давления в шинах.

В разделе, посвященном колесам, приведены нормированные размеры ободьев различных профилей, краткие сведения о легких сплавах, применяемых в качестве материала для изготовления колес.

Далее рассмотрены характеристики шин, определяющие поведение автомобиля: радиальная жесткость, сопротивление качению (при движении по прямой и на повороте), сцепление шины в продольном направлении и его зависимость от различных факторов (проскальзывание, скорость движения, тип и состояние дорожного покрытия, рисунок протектора и его глубина, толщина водяной пленки, температура льда, наличие шипов), явление аквапланирования, сцепление шины в боковом направлении, характеристики увода, коэффициент загрузки шины на автомобиле, стабилизирующий момент, снос боковой силы. Описана реакция автомобиля, обусловленная шинами, на изменение подачи топлива, а также явление дисбаланса шин и колес.

3. ПОДВЕСКА

Подвеска передних и задних колес, служащая соединительным звеном между кузовом автомобиля и дорогой, должна иметь минимальную массу и при возможно высокой комфортабельности обеспе-

* Глава 2 исключена с разрешения издательства «Фогель», ФРГ — Прим. ред.

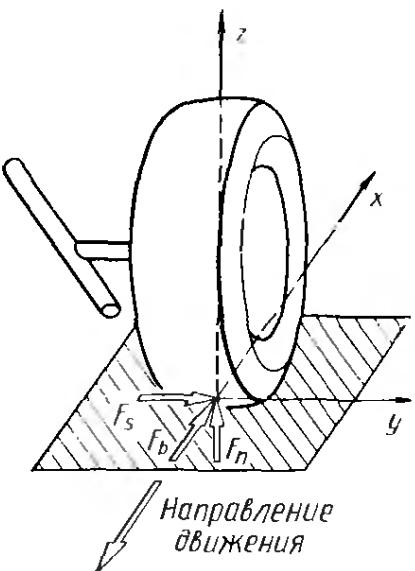


Рис. 3.0.1. Силы, действующие между шинами и дорогой, должны быть переданы через подвеску на кузов (см. рис. 1.7.1):

F_n — вертикальная реакция;
 F_b — сила сопротивления качению или тормозная сила; F_s — боковая сила, действующая изнутри наружу (т. е. в направлении увеличения момента, создаваемого силой F_n)

чивать достаточную безопасность движения. Это достигается не только правильным выбором кинематики подвески, но и в результате обеспечения легкости поворота управляемых колес, а также путем изоляции кузова от дорожных шумов и вибраций, обусловленных жестким качением шин, в особенности радиальных. Кроме того, должны быть учтены требования, предъявляемые к прочности и долговечности, а также обеспечена передача действия на кузов сил, возникающих в пятне контакта колес с дорогой (рис. 3.0.1).

Детали, соединяющие цапфы (кулаки) колес или балку подвески с кузовом (рычаги, штанги и упругие элементы), должны соответствовать изложенным требованиям. Шарнирные опоры должны обеспечивать легкость вращения, иметь малую податливость и в то же время создавать надлежащую виброизоляцию от кузова. Рычаги и другие направляющие элементы должны быть способны передавать силы во всех направлениях, а также тяговые и тормозные моменты и быть при этом не слишком тяжелыми или дорогостоящими в изготовлении. Упругие элементы, в конструкциях которых следует эффективно использовать материал, должны быть простыми и компактными (см. разд. 3.1.1.).

На легковых автомобилях детали подвески часто крепят не непосредственно к кузову, а к промежуточной поперечине (рис. 3.0.2), которая вместе с подвеской образует единый узел — сборочную единицу. Такая конструкция упрощает выполнение сборки на конвейере, проведение регулировочных работ и последующих ремонтов, и, кроме того, упрощает виброизоляцию кузова, для создания которой в этом случае достаточно установки промежуточных резиновых элементов. Раму в легковых автомобилях применяют редко (рис. 3.0.3); чаще всего увеличивают прочность кузова и выполняют его несущим, что позволяет снизить массу и уменьшить расходы на изготовление по сравнению с расходами, затрачиваемыми при раздельной конструкции рамы и кузова (см. рис. 1.8.8, 1.8.25). Только на грузовых автомобилях большой грузоподъемности рама осталась несущим элементом (рис. 3.0.4). Автомобили малой и средней грузоподъемности, а также автобусы в основном имеют несущие кузова.

Требования, предъявляемые к различным типам подвесок, могут быть сформулированы следующим образом: 1. Соответствие области применения; 2. Возможность размещения в ограниченном пространстве; 3. Оптимальные кинематические свойства; 4. Малое нагружение кузова; 5. Долговечность; 6. Безотказность.

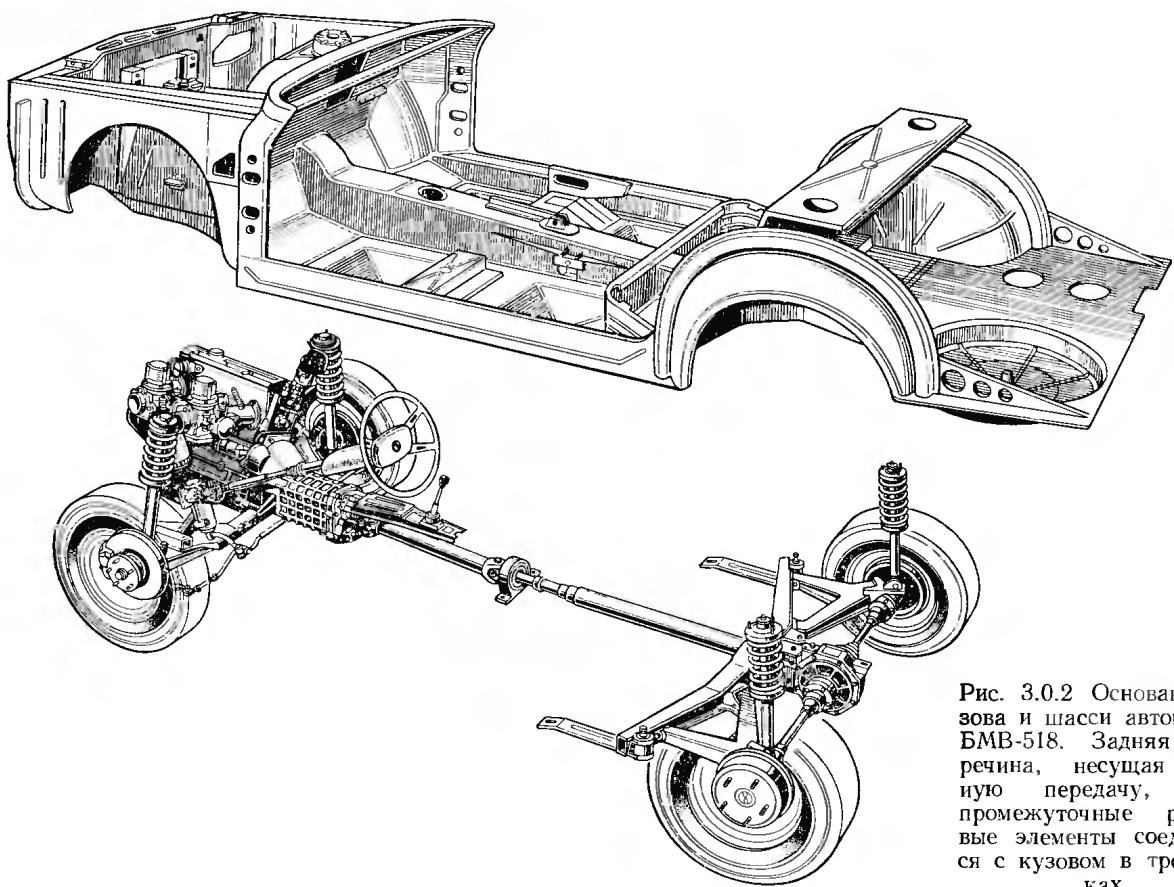


Рис. 3.0.2 Основание кузова и шасси автомобиля БМВ-518. Задняя попечерина, несущая главную передачу, через промежуточные резиновые элементы соединяется с кузовом в трех точках

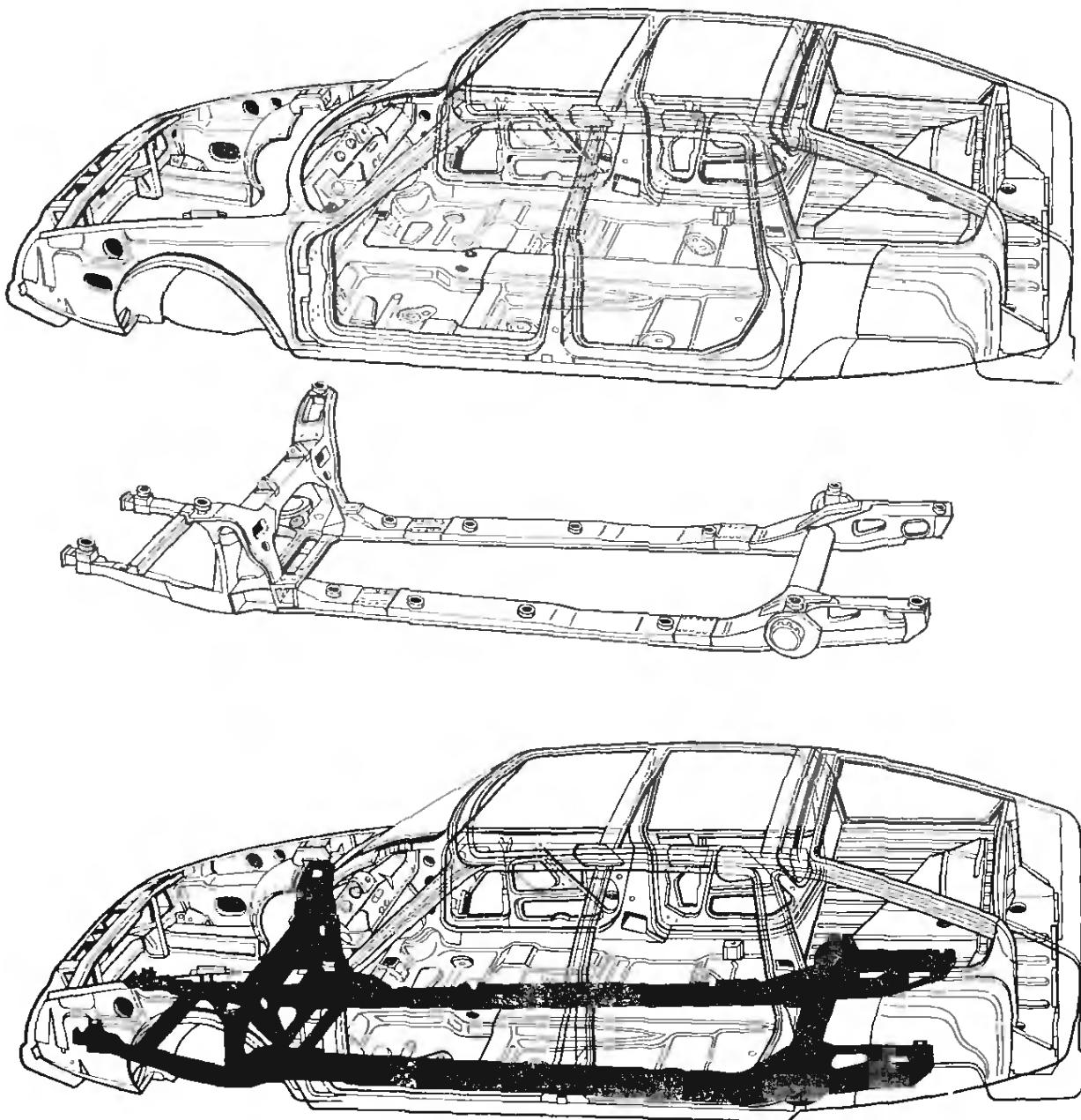


Рис. 3.0.3. Для изоляции кузова от действия дорожных шумов и от воздействий жесткого качения радиальных шин со стальным кордом фирма «Ситроен» на мод. Ц-Икс применила раму, на которую кузов опирался через 16 резиновых опор

Дополнения к требованию 1. Конструкции подвесок будут отличаться одна от другой в зависимости от того, для каких колес их применяют: управляемых или неуправляемых, ведущих или ведомых.

Дополнение к требованию 2. Для подвесок на двойных поперечных рычагах и Макферсон требуется меньше пространства по ширине автомобиля, чем для зависимых подвесок (остается, например, в середине подвески место для размещения двигателя); для подвесок на продольных и косых рычагах требуется меньше пространства по высоте, что упрощает размещение багажника. У всех зависимых подвесок балка моста перемещается на ту же величину, что и колеса; в связи с необходимостью обеспечения для этого свободного пространства конструкторы уменьшают объем багажника и вынуждены делать

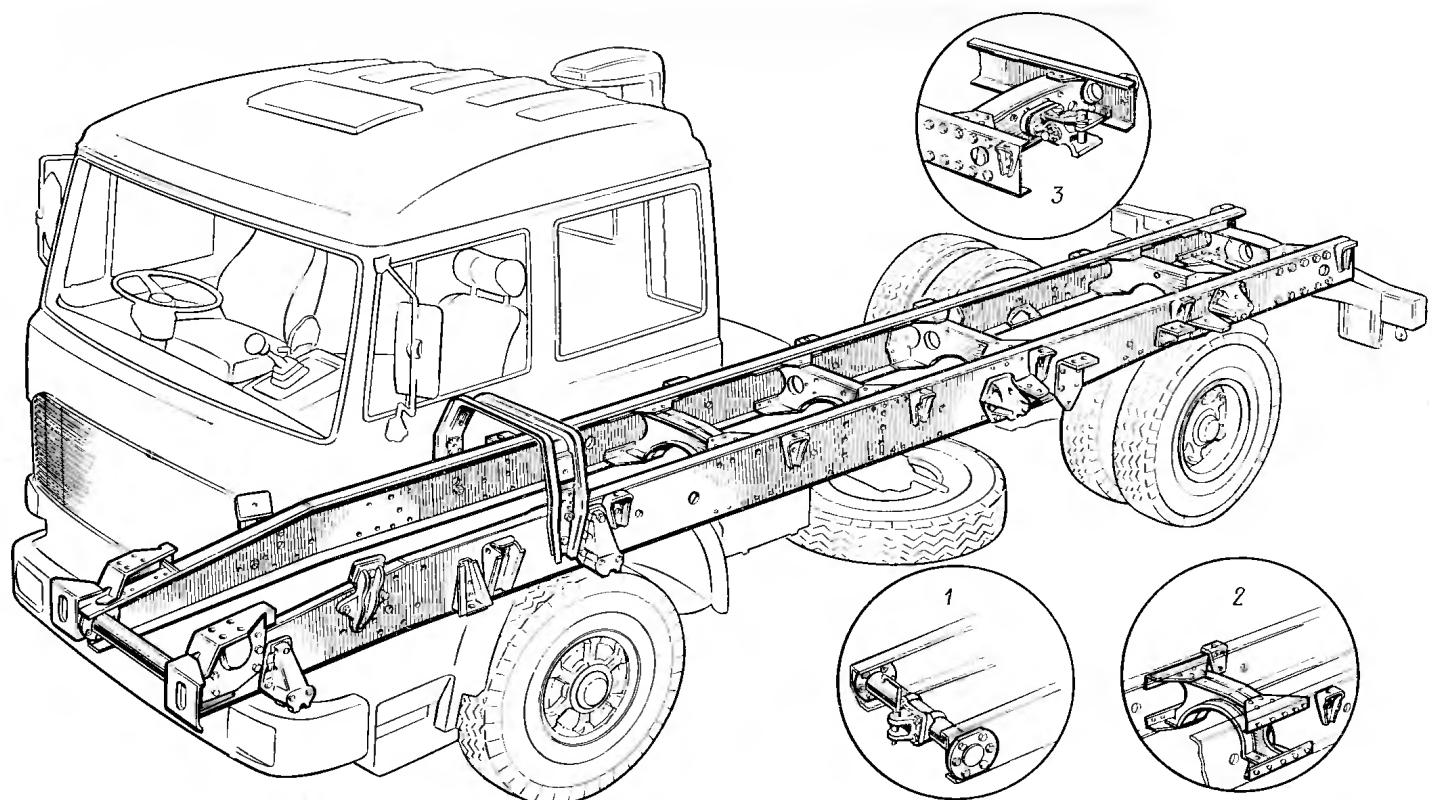


Рис. 3.0.4. Рама грузовых автомобилей «Фиат» серии 170/190. Хорошо видна компоновка автомобиля с кабиной, расположенной над двигателем:

1 — передняя поперечина с буксирным устройством; 2 — средняя поперечина; 3 — задняя поперечина со сцепным устройством, предназначенным для прицепа

пол неровным. К подвеске передних колес предъявляется еще дополнительное требование — обеспечивать необходимые углы поворота колес.

Дополнение к требованию 3. Как показано в разд. 4.4, для оптимизации устойчивости и управляемости автомобиля центр поперечного крена подвески должен располагаться на определенной высоте. При независимой подвеске к этому требованию следует еще добавить требование обеспечения наклона колес при ходе сжатия в сторону, соответствующую отрицательному развалу (см. разд. 4.5). Кроме того, для уменьшения продольного крена автомобиля в процессе торможения может потребоваться расположение оси продольного крена автомобиля вблизи колес (см. разд. 4.12).

Дополнение к требованию 4. Упругие элементы должны поддерживать кузов в местах его наибольшего нагружения: под серединой двигателя, под задним сиденьем и под багажником, либо между задним сиденьем и багажником, что необходимо для снижения напряжений, действующих в элементах кузова, и для его облегчения (см. рис. 3.2.4, а). Малое соотношение между величиной перемещения точки контакта колеса с дорогой и величиной перемещения точек подвески, связанных с упругими элементами, амортизаторами и буферами (в некоторых случаях передаточное отношение $i_y < 1$), уменьшает силы, действующие на кузов, и упрощает изоляцию его от дорожных шумов. При поперечном расположении торсионных валов может возникнуть необходимость в восприятии изгибающего момента в местах заделки торсионных валов (см. рис. 3.9.4), если же торсионные валы расположены продольно, то при равностороннем ходе подвески возникающие изгибающие моменты взаимно уравновешиваются (см. рис. 3.4.16).

Дополнение к требованию 5. Долговечность деталей должна быть обеспечена предварительным расчетом и впоследствии подтверждена испытаниями на сопротивление усталости. Во многих случаях важна жесткость; слишком податливая подвеска уменьшает безопасность движения.

Дополнение к требованию 6. В табл. 3.0.1 приведены данные о повторяемости неисправностей отдельных деталей шасси в зависимости от срока эксплуатации автомобиля и указаны виды неисправностей и возможные последствия. Эти данные взяты из сборника «ТЮФ-Ауторепорт» выпуска 1977 г. и основаны на результатах проверок 6 млн. легковых автомобилей 76 моделей. К деталям шасси, в которых чаще всего возникают неисправности, исключая детали тормозной системы и рулевого управления, относят направляющие шарниры подвески (см. рис. 3.1.15 и 3.1.18) и уплотнительные чехлы и манжеты (см. рис. 3.1.31 и 3.1.41), защищающие шарниры полуосей от грязи. К деталям шасси следует отнести и подшипники колес. Необходимо учесть то, что отрегулированные подшипники ведомых колес могут иметь зазор (подробности см. в разд. 3.1.5), наличие которого не всегда допускается. Следующим элементом, в котором нередко возникают дефекты, является амортизатор. Статистические исследования, проведенные Союзом работников технического над-

Таблица 3.0.1

Доля автомобилей (в %), у которых возникли приведенные неисправности в шасси в процессе эксплуатации

Позиция проверки		Неисправность	Срок эксплуатации, год				Последствия
№№	Наименование		До 2	2—4	4—6	Свыше 6	
605/(606)	Передняя (задняя) подвеска	Недопустимо большой зазор в шарнирах подвески. Неисправные чехлы шарниров. Изношенные опоры рычагов. Трешины на деталях. Недовлетворительное крепление и стопорение соединений. Механические повреждения, например, погнуты рычаги.	0,6	2,8	3,9	12,0	Опасность поломки или разъединения ответственных деталей подвески или рулевого управления. Ухудшение управляемости и устойчивости, склонность колес к вилянию. Повышенный износ шин. Потеря стабилизации.
607	Передние и задние подшипники колес	Повышенный зазор. Неисправный подшипник. Износ цапфы или гнезда.	0,3	0,5	0,7	1,2	Возникновение колебаний в рулевом управлении. Ухудшение стабилизации. Увеличение сопротивления качению колес. Опасность блокировки колеса. Неравномерный износ шин.
627	Ведущие полуоси	Чехлы шарниров негерметичны или повреждены	0,3	0,5	0,7	1,6	Повышенный износ шарниров. Возможность блокировки. Прекращение действия тягового момента при поломке. Возможна потеря стабилизации, в результате чего будет оказываться воздействие на рулевое колесо.

зора в Кёльне на стенде фирмы «Боге» (Boge), показали, что у 17 % проверенных легковых автомобилей по крайней мере один амортизатор был дефектным или недостаточно эффективным. Объединенный центр автомобильной техники констатировал такое же положение у 38,8 % проверенных автомобилей. Кроме того, 12,3 % автомобилей имели негодные амортизаторы на всех четырех колесах. До 1977 г. согласно § 29 Положения о выдаче прав водителям амортизаторы подвергались лишь визуальному контролю на отсутствие подтеканий. Положение о необходимости проверки амортизаторов всех автомобилей на стенде находилось еще в стадии разработки.

Контрольные испытания, проводимые Союзом работников технического надзора через каждые два года, отчетливо указывают детали шасси, конструкцию которых следует совершенствовать, чтобы увеличить их долговечность.

3.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ШАССИ

3.1.1. Упругие элементы

Описание упругих элементов, содержавшееся в предыдущих изданиях первого тома «Шасси автомобиля», перенесено в расширенной форме в разделы второго тома. Поэтому обсуждать указанный комплекс вопросов в полном объеме здесь было бы излишним. Относительно моделей 1978 г. некоторых автомобильных фирм отметим следующее.

Пневматическую подвеску в связи с имеющимися у нее преимуществами (регулирование уровня пола, стабилизация положения кузова на повороте, прогрессивная характеристика упругости) все шире применяют на автобусах, грузовых автомобилях и прицепах (см. рис. 3.2.14; 3.2.15) *. Среди легковых западногерманских автомобилей пневматическую подвеску можно найти лишь на единственном, это — мод. «Мерседес-600». Появившийся в 1975 г. «Мерседес-450 СЕЛ» с рабочим объемом двигателя 6,9 л имеет гидропневматическую подвеску (см. рис. 1.8.39, 3.4.20, 3.4.22, 3.4.23 и 3.9.11); такую подвеску устанавливает как фирма «Ситроен» на мод. ЖС и Ц-Икс, так и фирма «Лейланд» на модификациях «Аллегро», «Макси» и «Принцесс» (см. рис. 3.4.24 и 3.4.25) автомобиля «Остин». Самые малые мод. «Моррис мини» и «Иннокенти» этой английской фирмы являются единственными моделями среди всех европейских легковых автомобилей, которые оборудованы резиновой подвеской (т. е. подвеской с резиновыми упругими элементами).

Поперечная листовая рессора еще применяется фирмой «Симка» в передней подвеске мод. 1000, фирмой «Сеат» на мод. 850 (см.

* Значительным преимуществом пневматической подвески является возможность регулирования ее жесткости. — Прим. ред.



a)

Рис. 3.1.1, а. Широкощелевая рессора, разработанная фирмой «Хеш» для поперечного расположения. Отдельные листы рессоры имеют параболическое сечение и примерно одинаковую длину; для повышения надежности рессоры концы второго листа завернуты вокруг ушков коренного листа. Фирма «Фольксваген» устанавливает эти рессоры на переднюю и заднюю подвески автомобиля «Ильтис»



б)

Рис. 3.1.1, б. Узел, состоящий из амортизатора (имеющего опоры для пружины) и пружины подвески, воспринимает действие только вертикальных сил; буфер отбоя расположен внутри амортизатора, а буфер сжатия — сверху амортизатора. Для крепления такого узла достаточно всего двух болтов

рис. 3.4.18), а также фирмой ФИАТ в задней независимой подвеске мод. 127 и 129 (см. рис. 3.5.27). Поскольку такая рессора занимает малый объем и ее легко заменить, фирма «Фольксваген» применяет ее, располагая на месте верхних рычагов на полноприводном легковом автомобиле высокой проходимости «Ильтис», впервые представленном в 1977 г. (рис. 3.1.1, а). В этом случае рессора (менее нагруженная продольными и боковыми силами) одновременно выполняет функции упругого и направляющего элементов. Из экономических соображений продольные листовые рессоры по-прежнему применяют в зависимых подвесках ведущих колес грузовых автомобилей (см. рис. 3.2.4, б) и некоторых легковых автомобилей (см. рис. 3.2.8, а). В отличие от перечисленных выше случаев применения многолистовых рессор, автомобили мод. 66 и 343 фирмы «Вольво» имеют однолистовые рессоры, в которых межлистовое трение отсутствует (см. рис. 3.2.8, в).

В 1978 г. торсионы применялись в подвесках автомобилей «Фольксваген-кэфтер» и «Порше-911», а также в задней подвеске мод. «Порше-924», во Франции торсионами оборудуют примерно половину всех моделей, выпускаемых фирмами «Рено» и «Крайслер-симка». В Италии две фирмы применили торсионы на новых моделях: фирма «Альфа-ромео» — в передней подвеске автомобиля «Альфетта» и фирма ФИАТ — в передней подвеске мод. 130 (см. рис. 3.5.22, в). Кроме этого, фирма «Вольво» применяет торсионы в передней подвеске легковых автомобилей малого класса, как и английская фирма «Моррис» на автомобиле «Марина».

Пружины находят все большее применение в связи с удобством установки их соосно амортизатору (рис. 3.1.1., б) или стойке Макферсон, либо между рычагами и кузовом. За исключением мод. «Мерседес-450 СЕЛ» с рабочим объемом двигателя 6,9 л и задней под-

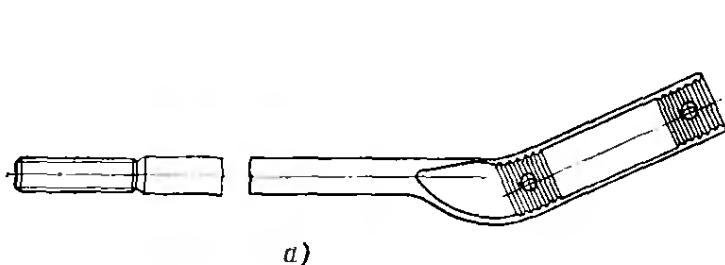
вески автомобиля «Порше-924», в последние годы все новые конструкции западногерманских автомобилей оснащают пружинными подвесками.

К упругим элементам подвески в какой-то мере относят стабилизаторы, предназначенные как для уменьшения поперечного крена кузова, так и для улучшения поведения автомобиля во время движения на повороте.

3.1.2. Штанги и рычаги

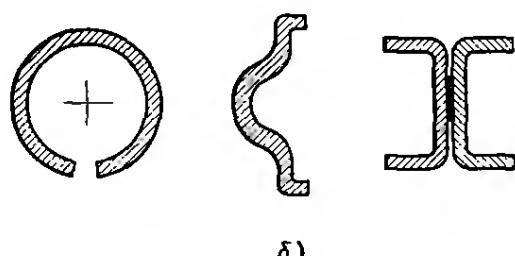
Штанги и рычаги осуществляют связь между деталями, воспринимающими нагрузки, действующими со стороны колеса (цапфа, балка зависимой подвески), и кузовом, рамой или поперечиной подвески. Если необходимо передать силы, действующие только в одном направлении (рис. 3.1.2, а), то достаточно простой штанги с шарнирными опорами на концах. Такие штанги работают на сжатие или растяжение, а также на продольный изгиб; примером подобных штанг могут служить рулевые тяги, тяга Панара, передающая боковые нагрузки в зависимой подвеске (см. рис. 3.2.1, б, 3.2.9, б и 3.2.12, а), растяжка нижнего рычага подвески на двойных поперечных рычагах или подвески Макферсон и т. п. (см. рис. 3.4.12 и 3.5.21, а). Эти детали должны иметь определенный момент инерции сечения, чтобы оказывать сопротивление продольному изгибу. Для их изготовления не применяют катаную круглую сталь, так как чаще всего достаточно свернутой в трубу или спрофилированной полосы (рис. 3.1.2, б). Стоимость изготовления рычагов из цельной трубы в этом случае была бы примерно в 2 раза выше [4]; цельную трубу целесообразно применять только тогда, когда необходима тяга большой длины или внутренняя резьба для регулирования длины тяги (рис. 3.1.2, в).

При зависимой подвеске ведущих колес передача сил в боковом и продольном направлениях может осуществляться двумя косыми штангами, соединенными в одно целое (как видно на рис. 3.2.14); этот элемент крепится к балке при помощи направляющего шарнира,



а)

Рис. 3.1.2, а. Растяжка, служащая для восприятия продольных тормозных сил, действующих на нижние поперечные рычаги передней подвески автомобиля «Фольксваген-ЛТ», изготавливается фирмой «Эренрайх» из стали 34Сr 4V с пределом прочности $\sigma_B = 800-900$ МПа



б)

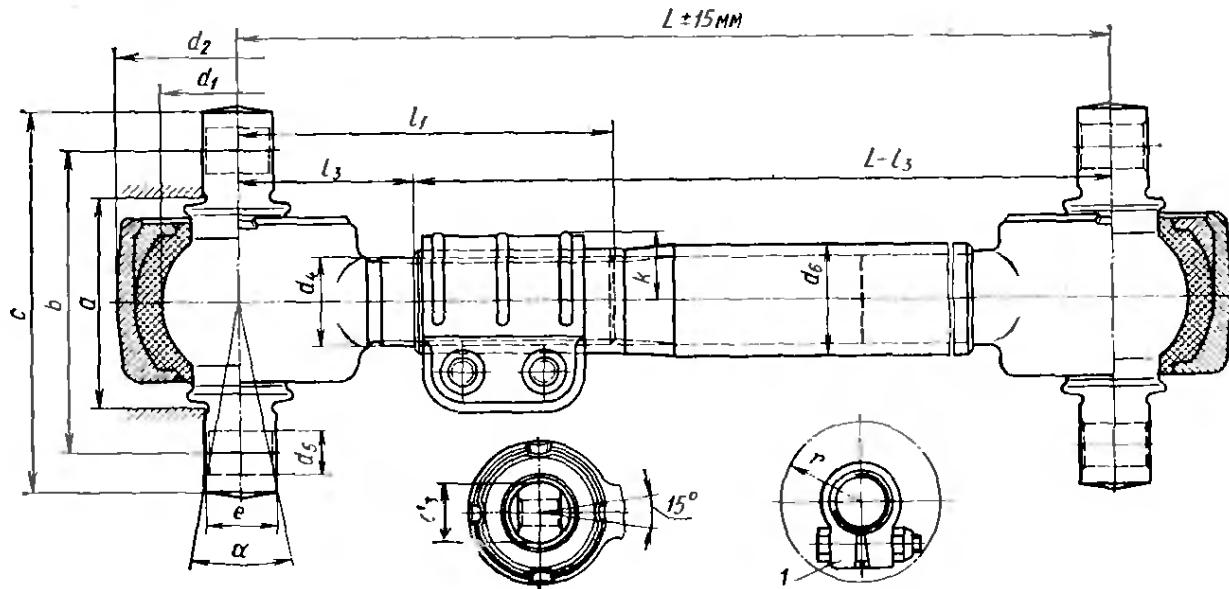
Рис. 3.1.2, б. Экономически целесообразные профили, создающие большое сопротивление продольному изгибу

который не требуется обслуживать в процессе эксплуатации (см. рис. 3.1.17). На рис. 3.1.2, *г* показана такая конструкция производства фирмы «Лемфердер металльварен», а на рис. 3.1.2, *д* изображена аналогичная регулируемая конструкция. В ней для компенсации возможных отклонений и для точной установки балки можно изменять не только длину штанг (как в рулевых тягах), но и угол между ними. Как видно на разрезе *A—A*, наконечник верхней штанги имеет клеммовое соединение с корпусом направляющего шарнира для обеспечения возможности их взаимного поворота. С этим корпусом также соединена вторая штанга. После ослабления затяжки зажимного болта (он виден на разрезе и на плане) можно изменять угол между штангами.

Когда в независимых подвесках необходимо передать от колеса силы, действующие в двух направлениях, например, в боковом и в продольном, то на кузове требуется наличие большой опорной базы (рис. 3.1.3, *а*), которую можно получить с помощью двух жестко связанных шарнирных штанг (см. рис. 3.5.24) либо одного треугольного рычага (рис. 3.1.3, *б*). Рычаг должен быть легким и в то же время жестким относительно продольного изгиба от боковых сил, а также оказывать сопротивление изгибу, возникающему под действием тяговых и тормозных сил. В случае большой программы выпуска рычаги и штанги изготавливают штамповкой из листа или полосы, либо объемной штамповкой из стали или алюминиевого сплава.

При малой программе выпуска экономичным может быть только литье из улучшенной стали или алюминиевого сплава. В случае крупносерийного производства листовая штамповка в сочетании с приваркой необходимых дополнительных деталей является, пожалуй, самым экономичным способом обеспечения требуемой прочности и выносливости деталей. Стальные поковки тяжелее, а в связи с необходимостью дополнительной обработки они получаются выше по стоимости, но жесткость на кручение у стальных поковок выше, чем у листовых (открытых) профилей, кроме того, у стальных поковок отсутствуют такие факторы концентрации напряжений, как сварные швы и обрезные кромки. При прочих равных условиях, когда передаваемые силы равны, наименьшую массу имеют рычаги, штампованные из термически упрочняемого алюминиевого деформируемого сплава; в качестве примера можно назвать материалы AlMgSi1 F32 (см. рис. 3.1.16, *б* и 3.1.19) и AlCuSiMnF44 со следующими показателями прочности: $\sigma_v \geq 440$ МПа, $\sigma_{0,2} \geq 380$ МПа и $\delta_5 \geq 6\%$. Эти показатели почти такие же, как у стали St 52—3, которая имеет $\sigma_v \geq 510$ МПа, $\sigma_s \geq 355$ МПа и $\delta_5 \geq 16\%$, но в 3 раза тяжелее алюминиевого сплава.

Более высокие показатели имеет сплав AlZnMgCu 1,5F50: $\sigma_v \geq 500$ МПа, $\sigma_{0,2} \geq 420$ МПа и $\delta_5 \geq 6\%$, но у него худшая обрабатываемость и наибольшая стоимость. Недостатком рычагов, изготовленных из легких сплавов, является меньшая жесткость, обусловленная небольшим значением модуля упругости $E = 7 \cdot 10^4$ МПа, что почти в 3 раза меньше, чем у модуля упругости стали $E = 20,6 \cdot 10^4$ МПа.



б)

Рис. 3.1.2, в. Продольную тягу, служащую нижним рычагом, широко применяют в настоящее время в направляющих устройствах пневматических и пружинных подвесок грузовых автомобилей. Шарниры, которые не требуется обслуживать, допускают поворот в любую сторону на угол до $\beta/2 = \pm 15^\circ$ (см. рис. 3.1.9) и имеют диаметр сферы от 40 до 100 мм (изготовителем шарниров является фирма «Лемфердер Метальварен»): 1 — поворотный зажимной хомут

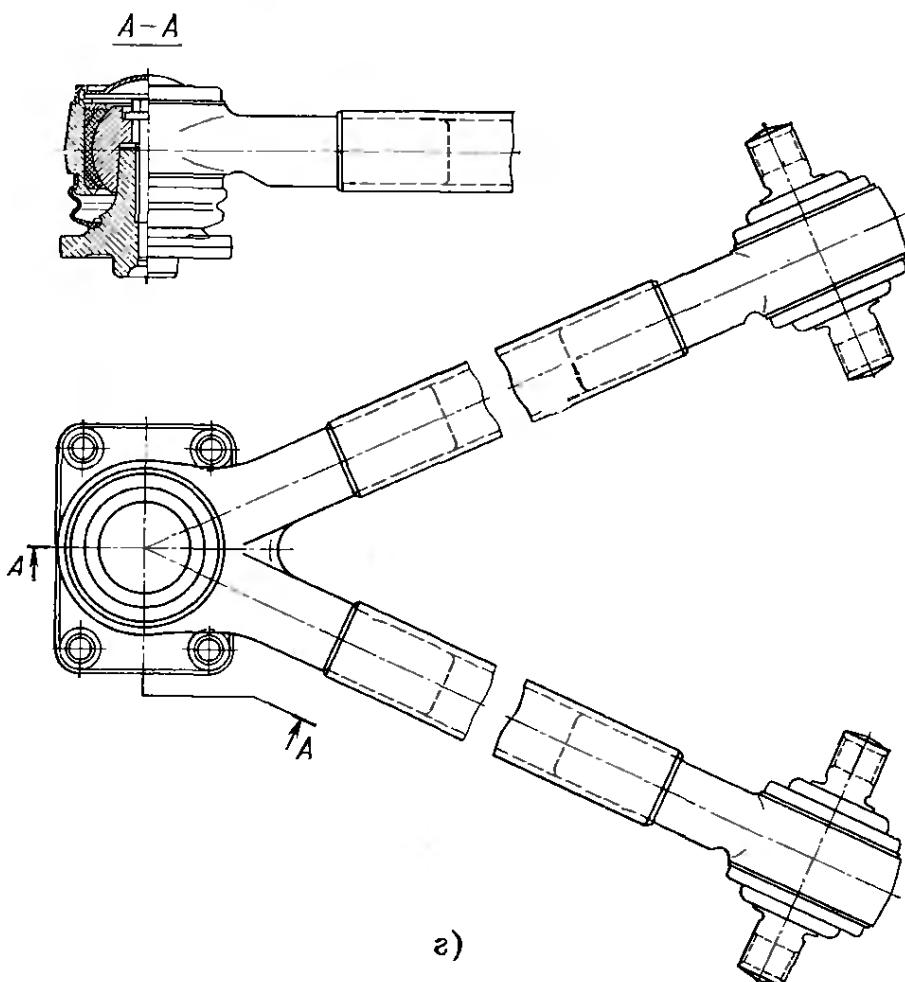


Рис. 3.1.2, г. Треугольный рычаг фирмы «Лемфердер металльварен», состоящий из трех штанг, широко применяют в настоящее время в качестве верхнего рычага задних зависимых подвесок (пневматических и пружинных) ведущих колес тяжелых грузовых автомобилей. На разрезе А — А показана опорная пятка шарнира

$d_{1\text{ном}}$	$\alpha_{\text{доп}}^{\circ}$	$\alpha_{\text{max}}^{\circ}$	a	$\frac{h}{\pm 0,2}$	c	e	d_2	d_3	d_4	d_s H12	d_6			k			r			t_1	t_3		
											Размер трубы			для размера трубы									
											A	B	C	A	B	C	A	B	C				
40	15	20	60	90	120	20	69	32	M30×1,5	15	36×3,7 *	40×5,7 *	42×6,7 *	23	27	28	45	52	53	120	55		
50	15	20	75	110	150	22	85	35	M38×1,5	15	48×5	50×6	52×7	30	31	33	54	56	58	150	70		
65	15	20	90	130	164	30	105	42	M38×1,5	19	48×5	50×6	52×7	30	31	33	54	56	58	160	75		
80	15	22	105	152	185	35	130	50	M48×1,5	21		60×6	62×7		34	34		61	61	200	100		
100	15	22	140	190	235	42	155	70	M48×1,5	25		60×6	62×7		34	34		61	61	205	120		

* Труба в зоне резьбового конца не обжата.

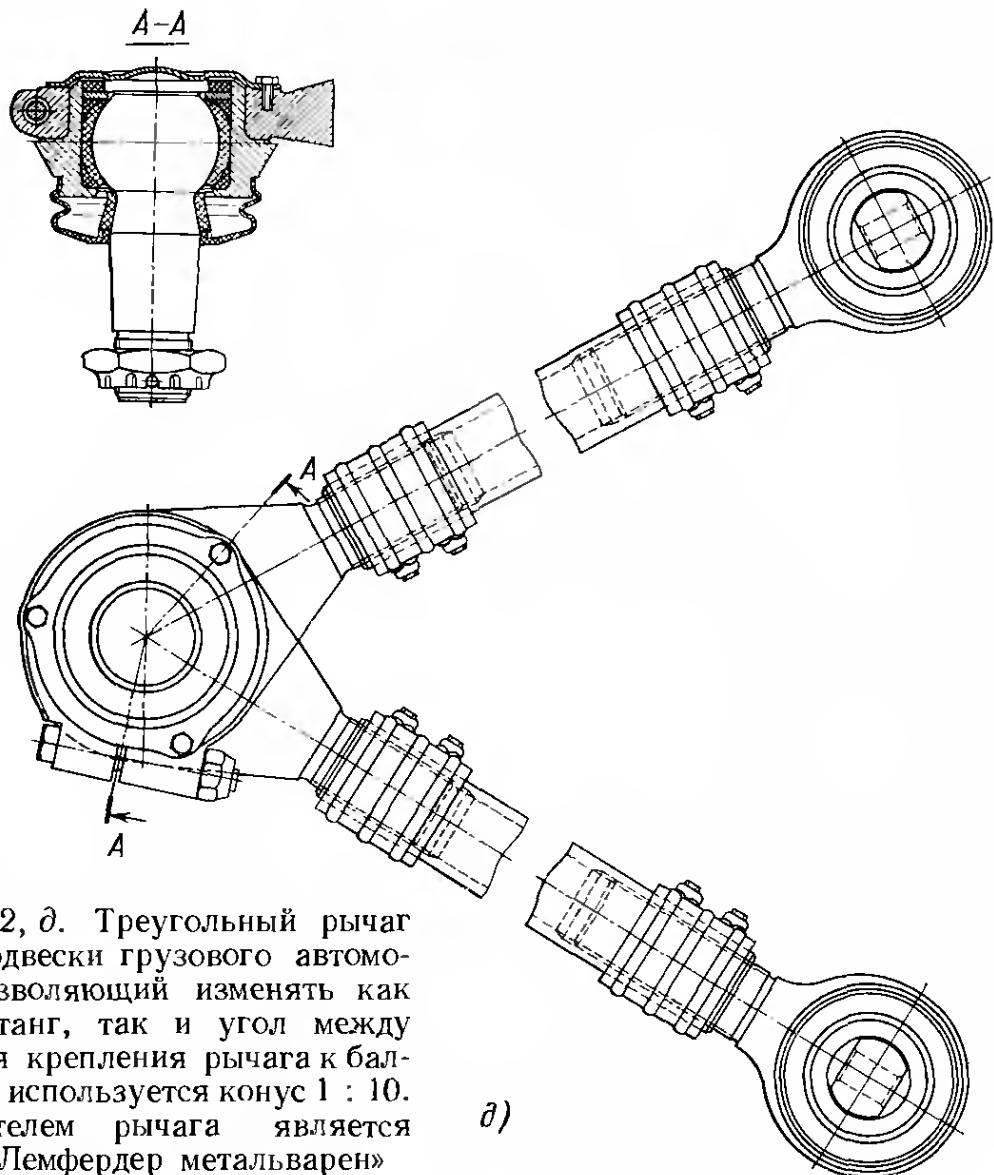


Рис. 3.1.2, д. Треугольный рычаг задней подвески грузового автомобиля, позволяющий изменять как длину штанг, так и угол между ними; для крепления рычага к балке моста используется конус 1 : 10. Изготовителем рычага является фирма «Лемфердер металварен»

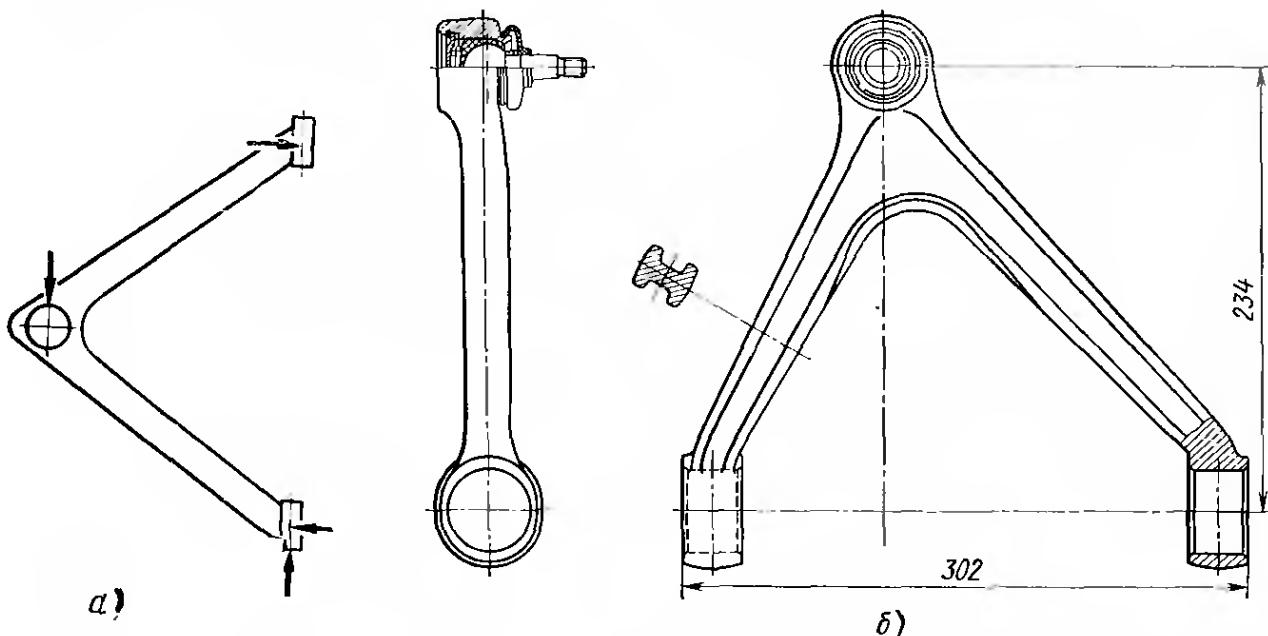


Рис. 3.1.3, а. Схема восприятия действия продольной силы двумя шарнирными штангами, жестко соединенными в треугольный рычаг

Рис. 3.1.3, б. Верхний поперечный рычаг передней подвески со встроенным направляющим шарниром, изготавливаемый фирмой «Эренрайх» для автомобиля «Порше-928». Рычаг, изготавляемый методом литья в кокиль из алюминиевого сплава GKA19i7MGwa, имеет следующие показатели прочности:
 $\sigma_b \geq 250$ МПа, $\sigma_{0,2} \geq 200$ МПа, $\delta_5 \geq 3\%$ (см. рис. 3.1.19 и 3.5.22, е)

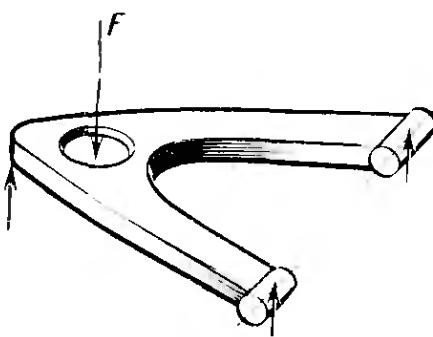
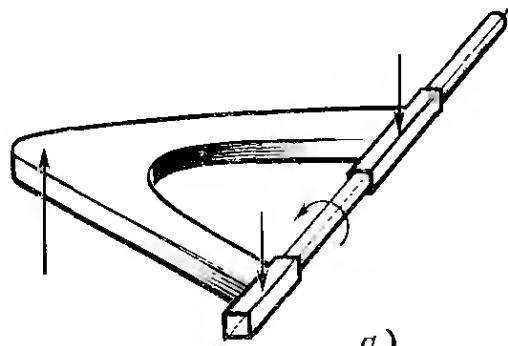


Рис. 3.1.4. Силы, обусловленные действием пружины, опирающейся в точке F треугольного рычага

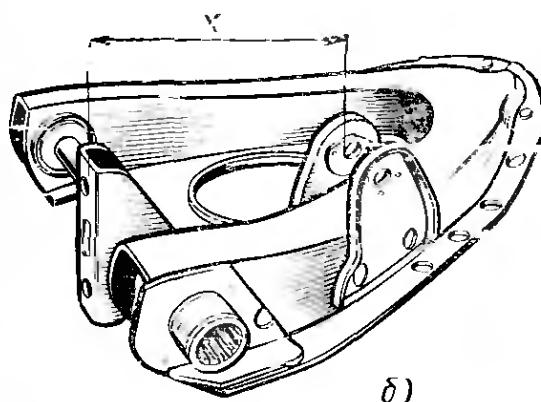


a)

Рис. 3.1.5, *a*. Силы, действующие на треугольный рычаг, соединенный с тorsiонным валом на стороне, обращенной к кузову

Если рычаг должен также передавать нагрузку, действующую со стороны упругого элемента, то на рычаг опирают пружину (рис. 3.1.4) или ось рычага соединяют с тorsiоном (рис. 3.1.5, *a*). В обоих случаях для повышения изгибной жесткости требуется более глубокое профилирование рычага либо применение коробчатого сечения (рис. 3.1.5, *b*, см. рис. 3.5.29, 3.10.14), или использование метода объемной штамповки (см. рис. 3.4.20 и 3.4.25).

У одинарных рычагов задних независимых подвесок, т. е. продольных и косых рычагов, к действию изгибающего момента добавляется крутящий момент, обусловленный наличием плеча a (рис. 3.1.6), между нормальной реакцией F_n и осью сечения рычага, а также боковых сил перенесенного направления $\pm F_s$. Поэтому требуется, чтобы рычаг обладал достаточным моментом сопротивления кручению. В этом случае наиболее целесообразным



б)

Рис. 3.1.5, *б*. Нижний поперечный рычаг передней подвески автомобиля «Рено-5». Хорошо видны приварные детали, используемые для крепления амортизатора и продольного тorsiонного вала, а также его мелкие шлицы, служащие для передачи крутящего момента упругого элемента

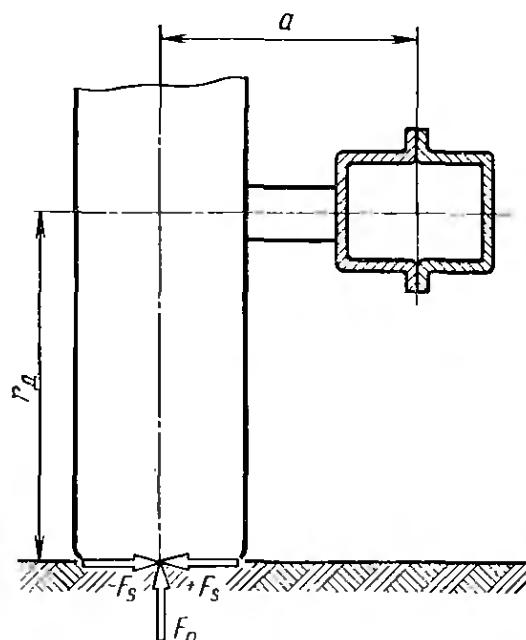


Рис. 3.1.6. Вертикальная сила F_n и переменные боковые силы F_s изгибают и закручивают продольные рычаги

является применение закрытого коробчатого профиля (см. рис. 3.9.1 и 3.10.13), который может оказаться ниже по стоимости профиля, получаемого объемной штамповкой из стали. Кроме того, рычаг будет легче и жестче. Фирмы «Даймлер-бенц» и «Порше» в качестве материала для таких рычагов применяют алюминиевые деформируемые сплавы.

3.1.3. Шарниры рычагов

Шарниры рычагов и штанг должны иметь малое трение, быть малоподатливыми, не требующими в эксплуатации обслуживания и обладать шумоизолирующими свойствами. Эти четыре частично противоречивых требования могут быть выполнены только путем введения в конструкцию промежуточных резиновых элементов или пластмассовых вкладышей. В качестве материала для пластмассовых вкладышей в основном применяют полиуретан (вулколлан), полиамид (нейлон, ультрамид, перлон и т. д.) или политетрафторэтилен (тефлон), т. е. пластмассы, для которых не требуется обслуживание. Недостатком пластмасс является наличие в них внутреннего трения, что может отрицательно отражаться в виде дополнительного демпфирования, особенно при малых перемещениях колес (см. рис. 1.6.7). Резина, используемая в шарнирах, упруго деформируется, увеличивая жесткость подвески, вследствие чего ухудшается комфортабельность автомобиля. Этими причинами, вероятно, можно объяснить, почему фирма «Даймлер-бенц» до 1972 г. применяла на осях рычагов передней подвески смазываемые резьбовые шарниры, а фирма «Ситроен» до сих пор устанавливает конические роликовые подшипники в направляющих элементах задней подвески легких грузовых автомобилей Ц 32/35 (рис. 3.1.7).

Конструкция шарнира зависит от того, должен ли он осуществлять только поворот вокруг одной оси (как, например, шарнир на оси треугольного рычага), или одновременно допускать относительные угловые перемещения внутренних и наружных элементов шарнира вокруг нескольких осей (примером может служить шарнир, расположенный в проушине амортизатора). Во многих случаях может потребоваться реализация двух или трех угловых степеней свободы, как в шарнирах передней подвески, которые должны обеспечивать как линейные перемещения колес при ходе подвески, так и угловые. Кроме того, важен характер силового нагружения шарнира. На шарнир могут действовать только радиальные (перпендикулярно оси качания) силы или совместно радиальные и осевые силы. Самым распространенным шарнирным элементом является, пожалуй, так называемый сайлент-блок фирмы «Боге» (рис. 3.1.8), состоящий из цилиндрической резиновой детали, запрессованной с большим обжатием (примерно 500 %) между внутренней и наружной втулками. При обычном исполнении сайлент-блока допускаются углы закручивания до $\alpha/2 = +30^\circ$ и углы перекоса до $\beta/2 = \pm 7^\circ$; у сайлент-блоков специальных конструкций эти величины доходят соответственно до $\pm 50^\circ$ и $\pm 14^\circ$. Внутреннюю втулку сайлент-блока крепят болтом

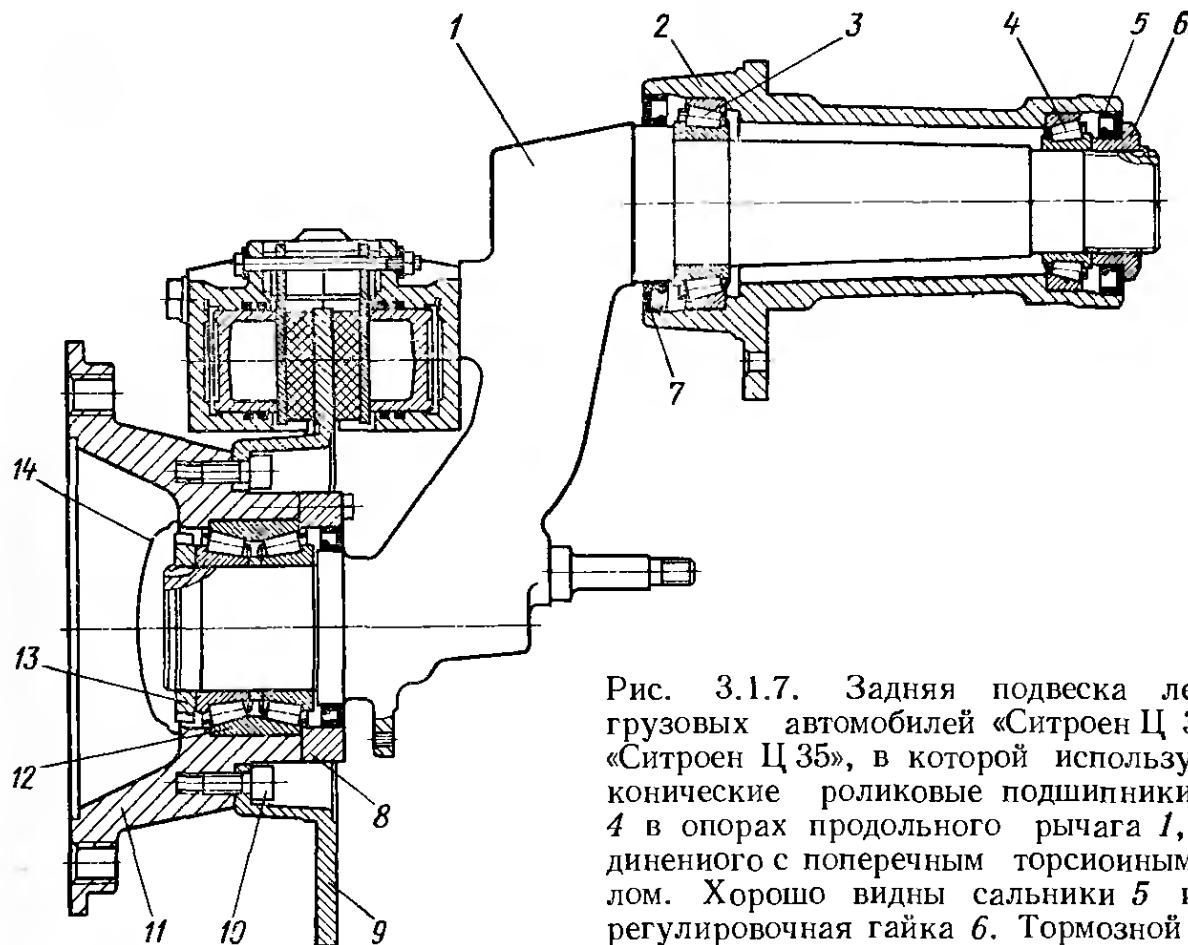


Рис. 3.1.7. Задняя подвеска легких грузовых автомобилей «Ситроен Ц 32» и «Ситроен Ц 35», в которой используются конические роликовые подшипники 3 и 4 в опорах продольного рычага 1, соединенного с поперечным торсионным валом. Хорошо видны сальники 5 и 7 и регулировочная гайка 6. Тормозной диск 9 привернут к ступице 11 болтами 10 с

внутренним шестигранником. Усилия передаются от ступицы на рычаг через двухрядный конический роликовый подшипник 12, который с внутренней стороны опирается на кольцо 8:

1 — продольный рычаг; 2 — корпус роликовых подшипников; 3 — роликовый подшипник (наружный); 4 — роликовый подшипник (внутренний); 5 — внутренний сальник; 6 — гайка вала продольного рычага; 7 — наружный сальник; 8 — упорное кольцо подшипника; 9 — тормозной диск; 10 — болт крепления диска; 11 — ступица; 12 — двухрядный роликовый подшипник ступицы; 13 — гайка ступицы; 14 — колпачок ступицы

к кузову или к раме. Наружную втулку запрессовывают в проушину рычага, поэтому эти детали должны иметь малые допуски. Однако рациональнее вставлять резиновую втулку непосредственно в отверстие рычага. На рис. 3.1.9 показана такая конструкция сайлент-блока с двумя узкими резиновыми поясками по торцам, препятствующими смещению резины относительно наружной втулки. Другим преимуществом подобного сайлент-блока является применение значительно меньшего обжатия резины при запрессовке (примерно на 150 %). Вследствие надежной фиксации в боковом направлении такую конструкцию, допускающую перекосы до $\beta/2 = \pm 3^\circ$, применяют в шарнирах тяги Панара, в проушинах амортизаторов и в т. п.

Когда требуется передача сил в осевом направлении, например, треугольными рычагами подвески, узких предохранительных поясков уже недостаточно. В таких случаях применяют упорные сайлент-блоки (рис. 3.1.10) с широким резиновым буртиком, опирающимся с одной стороны на соответствующий фланец наружной втулки, запрессованной в отверстие рычага, а с другой — на элемент крепления к кузову. Такие сайлент-блоки, имеющие запрессованную с натягом резиновую втулку (обжатую примерно на 50 %), могут без чрез-

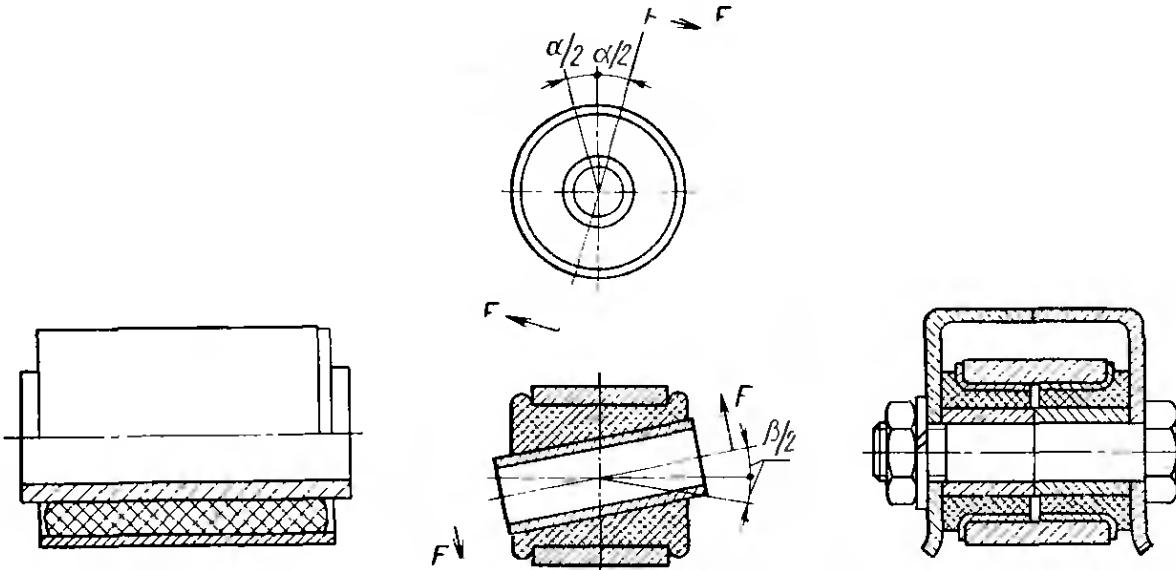


Рис. 3.1.8. Сайлент-блок фирмы «Боге» нормального исполнения с запрессованной сильно обжатой резиновой втулкой

Рис. 3.1.9. Шарнир проушины, применяемый на тягах Панара и амортизаторах, в нормальном исполнении имеет наружный диаметр 35 мм, отверстие диаметром 12 мм и ширину 32 мм. Максимальные допустимые углы закручивания шарнира $\alpha/2 = \pm 10^\circ$ и углы перекоса $\beta/2 = \pm 3^\circ$

Рис. 3.1.10. Шарнир рычага с двумя стянутыми упорными сайлент-блоками, необходимый для передачи сил, действующих в направлении продольной оси автомобиля

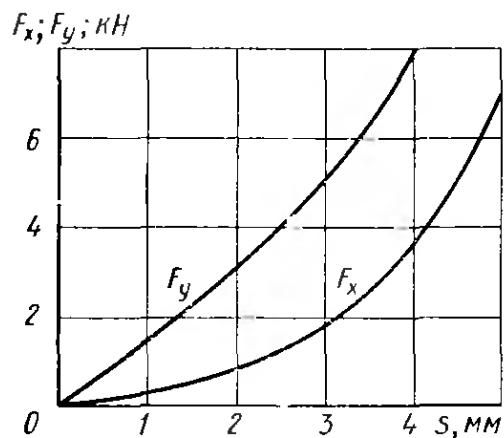
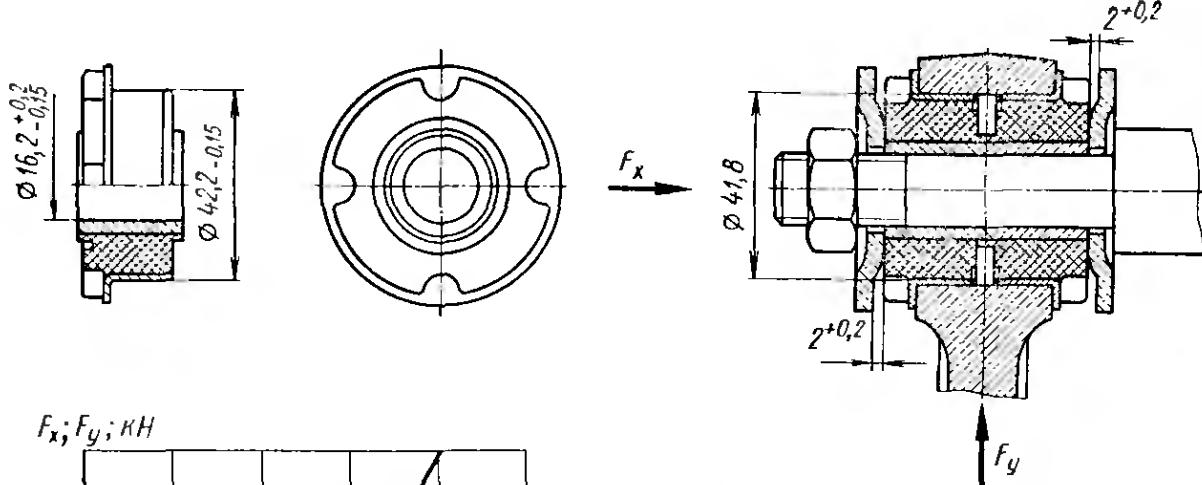
мерной деформации воспринимать значительные осевые силы, недостатком же подобных сайлент-блоков является относительно высокая жесткость на скручивание и почти полная невозможность работы при перекосах.

Опорные элементы, показанные на рис. 3.1.8—3.1.10, не позволяют иметь точно заданную податливость в направлении продольной оси автомобиля, которая необходима для компенсации жесткого качения радиальных шин со стальным кордом, устанавливаемых в настоящее время, за редким исключением, на все автомобили. На рис. 3.1.11, а показано решение, примененное фирмой «Ауди-НСУ» на мод. 100, выпущенной в 1976 г. Плечо стабилизатора, взаимодействующего с внутренней втулкой шарнира, имеет буртик и резьбу, чтобы можно было стянуть два вулканизированных упорных сайлент-блока. Зазор величиной 2 мм между широкими податливыми фланцами резиновой втулки и опорными шайбами обеспечивает оптимальное прогрессивное возрастание продольного усилия F_x , показанное на графике. Силы, действующие вдоль оси Y (вертикальные и боковые), вызывают малую деформацию в таком шарнире (см. рис. 3.2.12, а и 3.5.21, а). Потребность в хороших шумоизоляционных свойствах подвески предопределяет применение резиновых втулок почти необжатых, но привулканизованных к наружной и внутренней втулкам; на рис. 3.1.11, б и в изображены две конструкции, выпускаемые фирмой «Боге». Другие разновидности конструкции сайлент-блоков показаны установленными в подвесках на рис. 3.2.23, 3.5.21, г, 3.9.2 и 3.9.7, а.

Если требуется, чтобы конструкция шарнира обеспечивала угловую подвижность в двух плоскостях, то для этого достаточно использовать сферические шарниры, в которых восприятие осевых сил осуществляется сферической поверхностью внутренней детали. На рис. 3.1.12 показан так называемый сфероблок шарнира такой конструкции фирмы «Боге», который допускает угловые перекосы до $\alpha/2 = \pm 12^\circ$, а углы закручивания только до $\beta/2 = \pm 14^\circ$, что обусловлено наличием запрессованного или привулканизированного резинового вкладыша. Такие детали могут передавать статическую нагрузку в зависимости от размеров до $F_x = 90$ кН; их применяют в основном в штангах подвесок грузовых автомобилей (см. рис. 3.1.2, в).

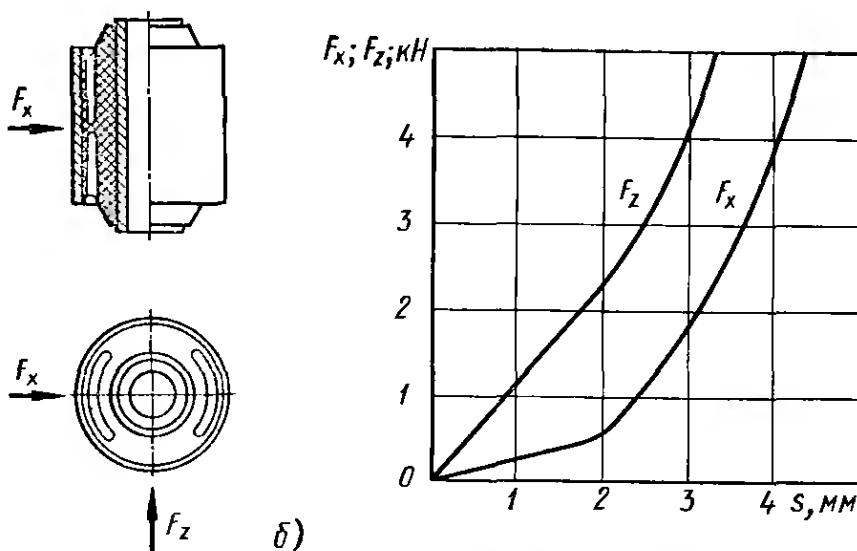
В отличие от всех описанных выше шарниров, в сайлент-блоках фирмы «Боге», содержащих смазочный материал, проворот шарнира сопровождается скольжением. Резина в сайлент-блоке установлена неподвижно на внутренней втулке и скользит по смазанной наружной втулке (рис. 3.1.13), т. е. почти не работает на сдвиг. С обеих сторон резина имеет уплотнительные кромки для предотвращения попадания грязи и воды. Скользящие шарниры такой конструкции почти не допускают угловых перекосов, а если они неизбежны, например, на поворотной цапфе передней подвески, то должны применяться шаровые шарниры (рис. 3.1.14, см. рис. 3.1.45, б, 3.4.6, 3.4.19 и 3.4.25). Ранее в таких шарнирах шаровой палец поворачивался в стальных вкладышах и его требовалось регулярно смазывать. В современных шарнирах, снабженных долговечной смазкой, палец скользит между пластмассовыми вкладышами, установленными с натягом. На рис. 3.1.15 показан прямой несущий шарнир фирмы «Эренрайх», который может воспринимать силы, действующие во всех направлениях; корпус шарнира обычно крепят к рычагу, а шаровой палец с помощью конуса 1 : 10 по стандарту ДИН 71831 или посредством цилиндрического хвостовика — к поворотной цапфе (см. рис. 4.10.1); исключение представляет конструкция, показанная на рис. 3.4.25. Такие шарниры не требуется обслуживать в эксплуатации; уплотнительный чехол, заполненный специальным смазочным материалом, предотвращает проникновение грязи и воды (см. также рис. 3.5.22, в). На рис. 3.1.16, а и б показаны шарниры так называемой перевернутой конструкции, обладающей тем недостатком, что в ней передача вертикальной силы происходит через поясок верхнего пластмассового вкладыша, имеющего малую площадь проекции, в результате чего давление на рабочих поверхностях высокое (см. рис. 3.4.7).

В связи с малым моментом трения $M_r \ll 8$ Н·м, а также малой податливостью шарнира такой конструкции фирма «Даймлер-бенц» применяет несущие шарниры на мод. 450 СЕЛ с рабочим объемом двигателя 6,9 л в качестве нижней опоры гидропневматических упругих элементов (рис. 3.1.16, в, см. рис. 3.4.23). Повышенные требования, предъявляемые к шумоизоляции, могут привести к необходимости установки дополнительной резиновой опоры для шарового шарнира. На рис. 3.1.16, г показана специальная конструкция шарнира, разработанная фирмой «Эренрайх»; шарнир используется



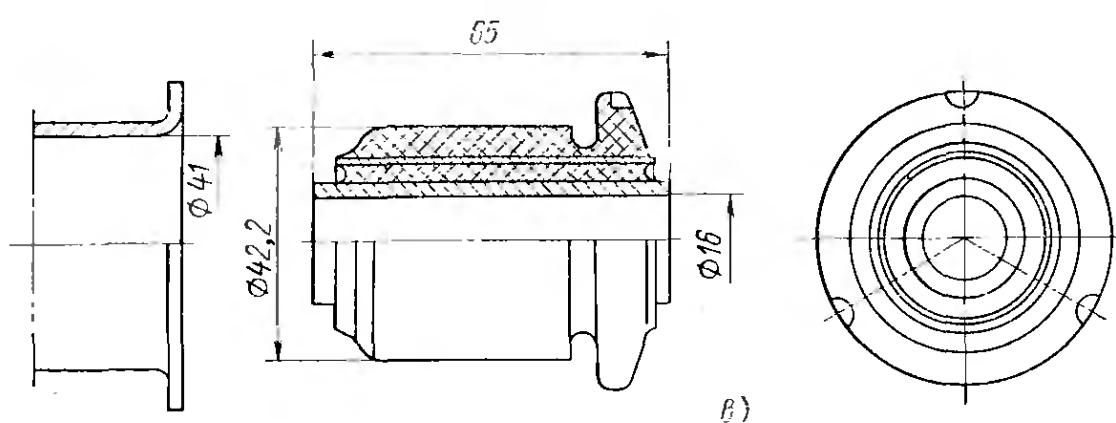
а)

Рис. 3.1.11, а. Опора плеча переднего стабилизатора, расположенного в поперечном рычаге автомобиля «Ауди-100», состоит из двух сайлент-блоков фирмы «Боге», которые в направлении продольной оси автомобиля F_x имеют прогрессивно возрастающую характеристику упругости для компенсации жесткого качения радиальных шин



б)

Рис. 3.1.11, б. Сайлент-блоки, устанавливаемые в продольных рычагах задней подвески автомобиля «Форд-фиеста» (см. рис. 3.2.12, а), имеют в направлении продольной оси автомобиля (F_x) меньшую жесткость, чем в вертикальном направлении (F_z), чтобы лучше компенсировать жесткое качение радиальных шин со стальным кордом



в)

Рис. 3.1.11, в. Резиновый элемент служит опорой косого рычага задней подвески «Даймлер-бенц», изображенной на рис. 3.10.14. Привулканизированная промежуточная втулка уменьшает податливость элемента в радиальном направлении, почти не изменяя его жесткости на кручение

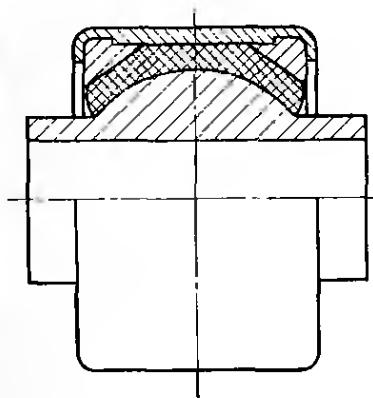


Рис. 3.1.12. Сферический блок фирмы «Боге», предназначенный для восприятия осевых сил при ограниченной угловой подвижности

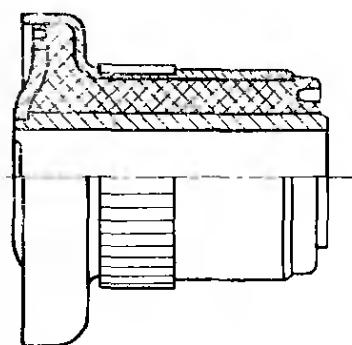


Рис. 3.1.13. В сайлент-блоках фирмы «Боге», содержащем смазочный материал, резина неподвижна относительно внутренней втулки и скользит по смазанным поверхностям наружной втулки и торцевой опорной шайбы

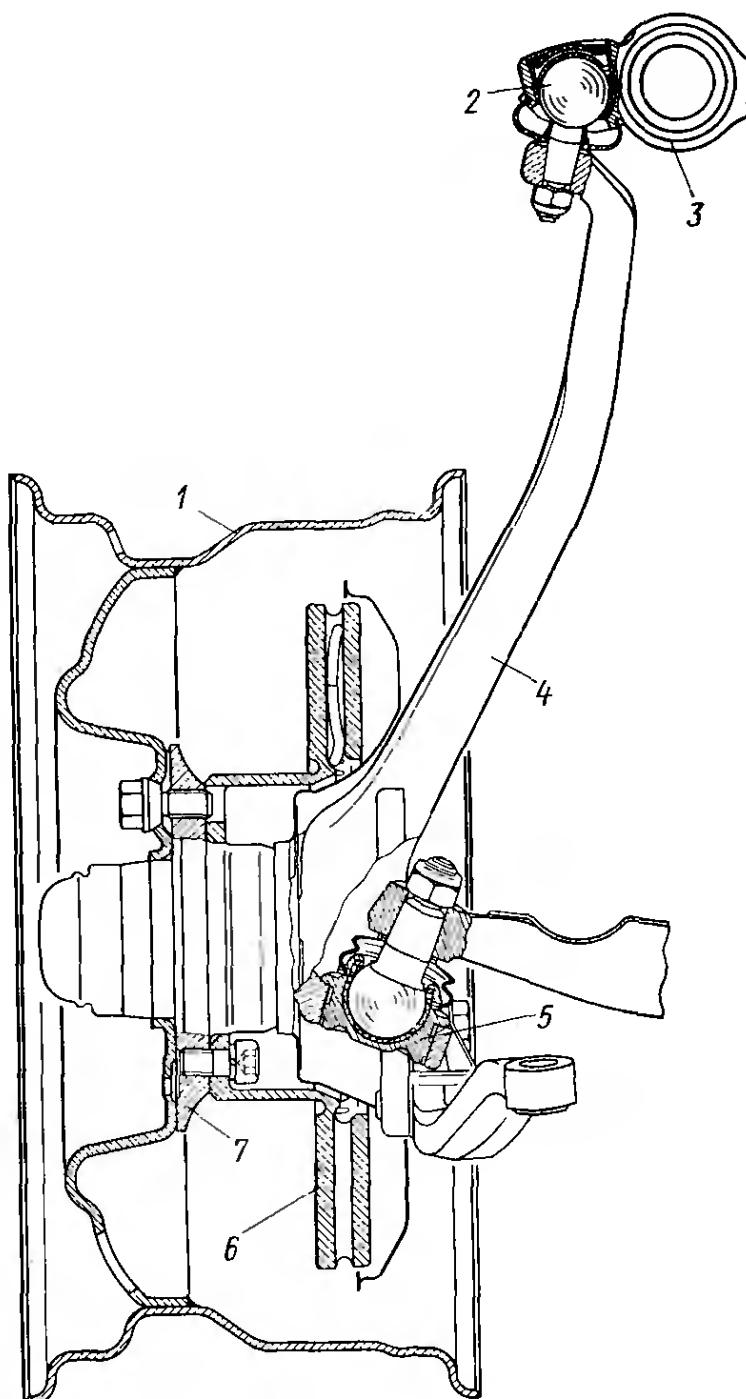


Рис. 3.1.14. Поворотная стойка переднего колеса автомобилей серии С фирмы «Даймлер-бенц». Корпус верхнего направляющего шарнира 2 запрессован в поперечный рычаг 3; несущий шарнир 5 размещен в поворотной стойке 4. Хорошо видны вентилируемый тормозной диск 6, который крепится с внутренней стороны к ступице 7 колеса, обод 1 с двойным хэмпом и асимметрично расположенным монтажным ручьем для размещения тормозной скобы (не показана). Подробности см. на рис. 3.1.19, 3.1.45, б и 3.4.5

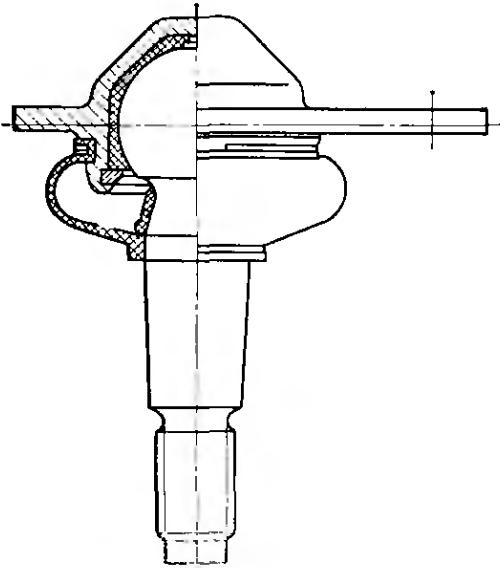


Рис. 3.1.15. Прямой несущий шарнир фирмы «Эренрайх», который может воспринимать силы, действующие во всех направлениях; уплотнительный чехол заполнен долговечной смазкой

(см. рис. 3.1.16, б), со встроенным направляющим шарниром. Чтобы заметно не ухудшать реакции подвески, допустимый момент трения в шарнире не должен превышать $M_r = 7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (см. рис. 8.3.12). Этот рычаг устанавливают в верхней части передней подвески мод. «Даймлер-бенц», а в левое (на рисунке) отверстие рычага вставляют плечо стабилизатора (см. рис. 3.4.5). Последний может вызывать вертикальные усилия до $F_z = 5 \text{ кН}$, которые должны передаваться направляющим шарниром в осевом направлении; силы, направленные вдоль продольной оси автомобиля, составляют примерно $F_x = 4,5 \text{ кН}$, а направленные в бок — $F_y \ll 4 \text{ кН}$. В отличие от несущего шарнира, который целесообразно устанавливать в таком положении, чтобы основные силы воспринимались сферической поверхностью, для направляющего шарнира положение, занимаемое после сборки, не имеет значения.

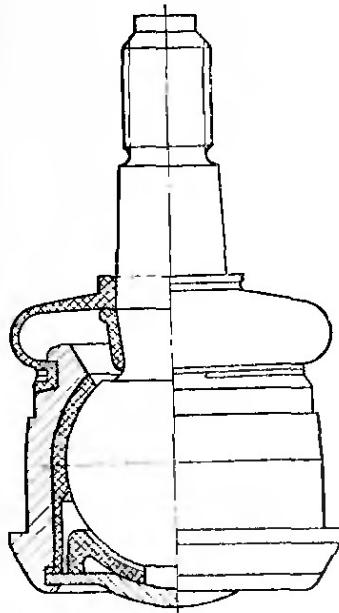
В качестве материала для шаровых пальцев чаще всего используют улучшенную сталь 41Cr и 4V третьего класса прочности, которую можно подвергать поверхностной закалке. Показатели прочности этой стали следующие: $\sigma_b = 880—1080 \text{ МПа}$, $\sigma_s \geq 665 \text{ МПа}$ и $\delta_5 \geq 12 \%$. Для пальца, как очень ответственной детали, безусловно необходимо большое удлинение при испытании на разрыв в качестве гарантии от внезапности наступления разрушения. Чтобы одновременно с упрочнением получить гладкую поверхность пальца с высотой микронеровностей $R_a \ll 5 \text{ мкм}$, после термообработки и завершающей механической обработки обкатывают сферическую поверхность роликами.

Корпуса шаровых шарниров изготавливают обычно из стали С35V со следующими показателями прочности: $\sigma_b = 580 = 730 \text{ МПа}$, $\sigma_s \geq 365 \text{ МПа}$ и $\delta_5 \geq 19 \%$, которые соответствуют первому классу прочности. Кроме этого материала применяют еще улучшенные стали С 22 V и С 45 V.

в качестве опорного шарнира, воспринимающего тормозные силы, действующие на нижний поперечный рычаг передней подвески автомобилей «Даймлер-бенц» малого класса.

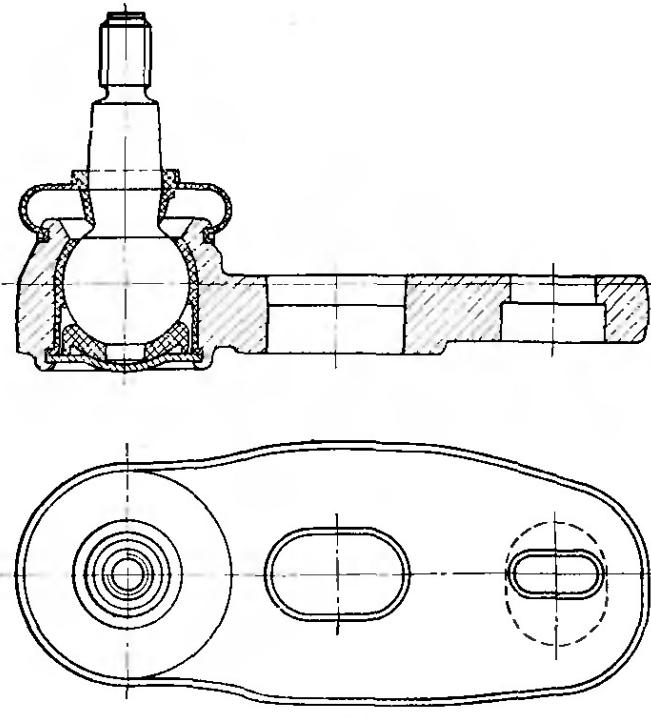
Когда не требуется передавать силы, действующие со стороны упругого элемента, в вертикальном направлении (а только в боковом и продольном), то достаточно использовать более простой по конструкции направляющий шарнир, в котором пружина, поджимающая сферу, обеспечивает отсутствие зазора и равномерное трение. На рис. 3.1.17 изображен прямой шарнир с цилиндрическим хвостовиком, а на рис. 3.1.18 — перевернутый шарнир с конусным креплением.

На рис. 3.1.19 показан поперечный рычаг, изготовленный из алюминиевого деформируемого сплава AlMgSi1F32



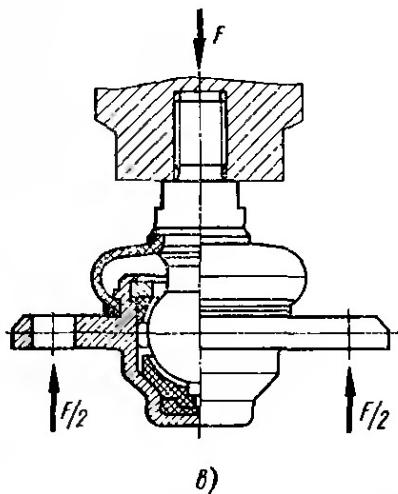
а)

Рис. 3.1.16, а. Перевернутый несущий шарнир фирмы «Эренрайх»; вертикальные силы воспринимает только кольцевая поверхность



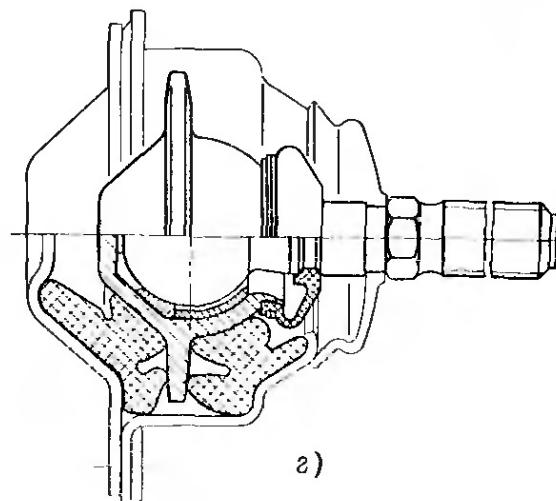
б)

Рис. 3.1.16, б. Несущий шарнир нижнего поперечного рычага передней подвески автомобиля «Порше-928» имеет два удлиненных отверстия: поперечное относительно корпуса данного шарнира, предназначенное для регулировки продольного наклона оси поворота, продольное — для корректировки раз渲ала. В качестве материала для штампованного корпуса шарнира изготавитель (фирма «Эренрайх») применяет сплав AlMgSiF32 со следующими показателями прочности: $\sigma_b \geq 315$ МПа, $\sigma_{0,2} \geq 245$ МПа, $\delta_5 \geq 6\%$



в)

Рис. 3.1.16, в. Несущий шарнир фирмы «Эренрайх», служащий для опоры стойки гидропневматической подвески в автомобиле «Мерседес 450 СЕЛ», имеющем двигатель рабочим объемом 6,9 л



г)

Рис. 3.1.16, г. Несущий шарнир фирмы «Эренрайх», содержащий дополнительные виброизоляционные элементы и обладающий определенной продольной упругостью для компенсации жесткого качения радиальных шин, применяется фирмой «Даймлер-бенц» в качестве опорного шарнира, способного воспринимать тормозные силы, на нижних рычагах передней подвески семейства «малых» автомобилей выпуска 1976 г.

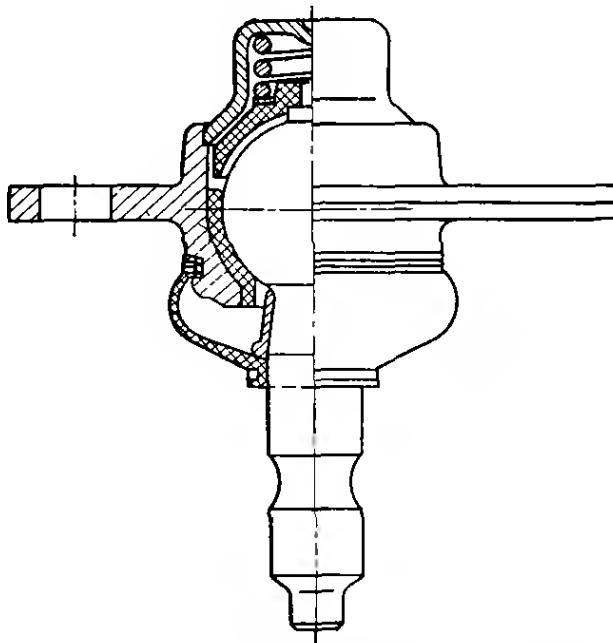


Рис. 3.1.17. Прямой направляющий шарнир фирмы «Эренрайх», пригодный для передачи продольных и боковых сил (по осям X и Y). Фиксирование положения шарнира по высоте и зажим его осуществляются сквозным болтом (см. отверстие 2 на рис. 4.10.1)

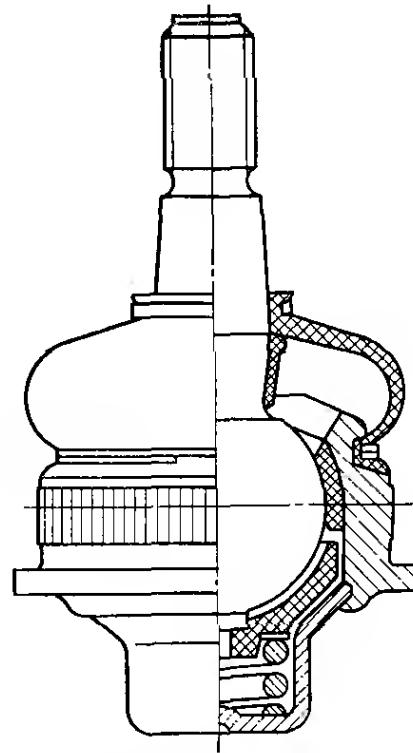


Рис. 3.1.18. Перевернутый направляющий шарнир фирмы «Эренрайх». В этом положении шарнир не имеет никаких недостатков (см. рис. 3.1.16, а)

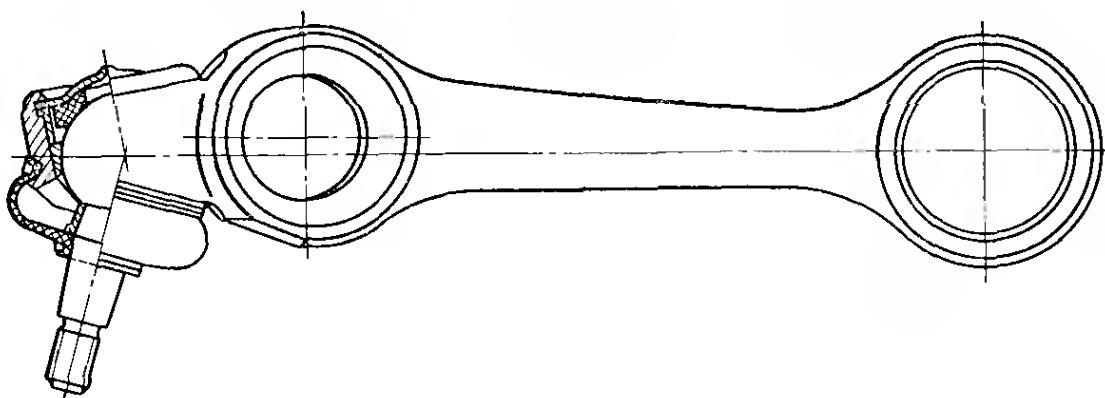


Рис. 3.1.19. Направляющий шарнир фирмы «Эренрайх», непосредственно встроенный в поперечный рычаг из алюминиевого сплава AlMgSiLF32 (см. рис. 3.1.3, 3.1.16, б и 3.5.22, в)

3.1.4. Трансмиссионные валы и шарниры

На автомобилях классической компоновки для передачи крутящего момента от коробки передач к главной передаче служит карданный вал (см. рис. 3.2.4, б и 3.2.13, е). На рис. 3.1.20 показан вал обычной конструкции со скользящим шлицевым соединением и с двумя карданными шарнирами. Угол между соединяемыми валами в шарнирах карданного вала, применяемых для легковых автомобилей, может составлять на каждом шарнире до $\alpha/2 = \pm 15^\circ$ (т. е. всего 30°), а для грузовых — соответственно до $\alpha/2 = \pm 9^\circ$ или $\alpha/2 = \pm 7,5^\circ$.

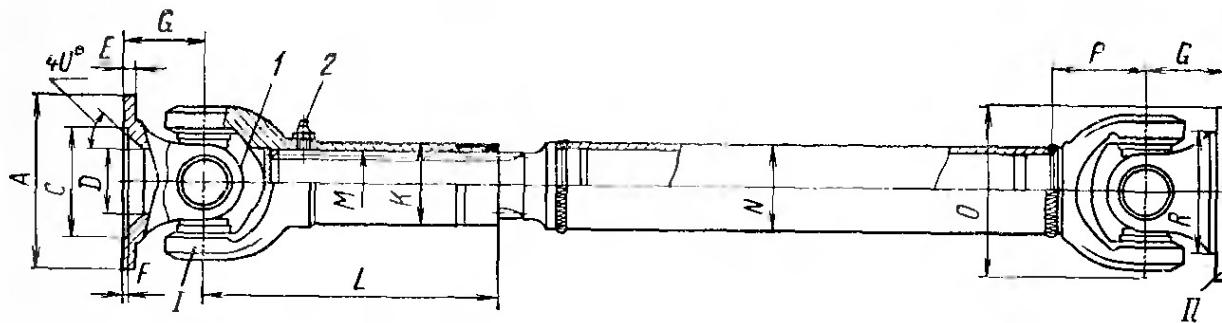


Рис. 3.1.20. Смазываемый карданный вал средних размеров, предназначенный для установки на грузовых автомобилях:

1 и 2 — пресс-масленки соответственно С8 ДИН 71412 и А10 ДИН 71412; I и II — шарниры соответственно со шлицевой и приварной вилками

Частота вращения карданного вала на прямой передаче равна частоте вращения двигателя и при современных двигателях нередко достигает 6000 об/мин. По этой причине угол α , показанный на рис. 3.1.23 и 3.1.24, в нормальном положении (т. е. при конструктивном весе автомобиля, см. рис. 1.4.5) должен быть возможно меньшим, чтобы не иметь больших значений на границах диапазона изменения указанного угла. Это позволит уменьшить не только массу вала, но и его стоимость. Значение крутящего момента, который может передавать шарнир длительное время, падает с увеличением угла α выше значения 3° следующим образом: на 20 % при $\alpha = 6^\circ$; на 30 % при $\alpha = 9^\circ$; на 37 % при $\alpha = 12^\circ$; на 42 % при $\alpha = 15^\circ$ и т. д.

Для сохранения долговечности, равной не менее 100 тыс. км, с ростом угла α потребовалось бы усиление обоих карданных шарниров. К тому же угловое ускорение массы карданного вала возрастает с увеличением угла α . Для предварительного определения размеров шарниров при длине валов до $L = 1600$ мм в качестве ориентировочного значения можно использовать условие $n \cdot \alpha \leq 35\,000$ об/мин. Это означает, что шарниры валов такой длины, вращающиеся с частотой до 6000 об/мин, могут иметь углы между соединяемыми валами не более $5,8^\circ$, причем это условие должно соблюдаться при обоих предельных нагрузочных состояниях автомобиля: первое, когда в автомобиле находится только водитель и имеется почти пустой топливный бак, второе соответствует полностью нагруженному автомобилю.

На легковых автомобилях классической компоновки ход подвески от положения в снаряженном состоянии до положения при допустимой нагрузке на ось составляет около 80 мм, что при указанной выше длине карданного вала $L = 1600$ мм соответствует углу $\alpha = 2,9^\circ$, если главная передача перемещается вместе с балкой зависимой подвески. Далее необходимо обеспечить, чтобы максимально возможная частота вращения карданного вала (которую следует принять в 1,1—1,2 раза больше номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя) оставалась хотя бы на 15 % ниже критической частоты n_k (об/мин). Для сплошных валов $n_k = 1,085 \cdot 10^7 (D/L^2)$, а для полых (трубчатых) валов $n_k = 1,085 \times$

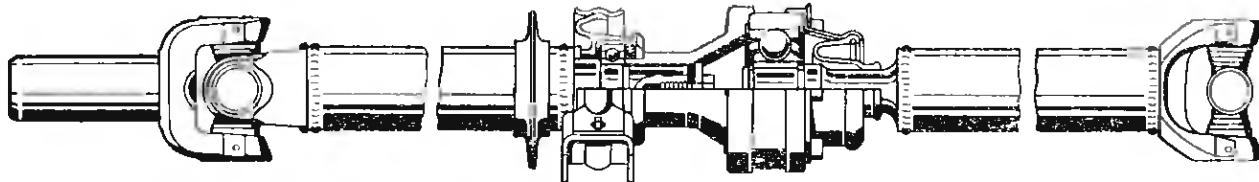


Рис. 3.1.21. Составной карданный вал автомобиля «Опель-рекорд» с двумя карданными шарнирами на наружных концах, с брызговиком перед опорой первого вала и с центральным подвижным шарниром равных угловых скоростей фирмы «Лер унд Бромкамп». Этот шарнир обеспечивает требуемую плавность работы высокоскоростной карданной передачи, нагруженной большими крутящими моментами, во время совершения ходов зависимой задней подвеской и возникающих при этом относительных перемещениях валов

$\times 10^7 \frac{D}{L^2} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2}$, где D — наружный диаметр вала, см; d — внутренний диаметр трубы, см; L — длина вала, см. Длина L стоит в знаменателе в квадрате, следовательно, длина оказывает наибольшее влияние на значение критической скорости; вследствие этого в настоящее время все быстроходные легковые автомобили в основном имеют короткие расчлененные карданные валы с промежуточной опорой (рис. 3.1.21). В целях предотвращения возникновения дополнительных нагрузок в результате угловых пульсаций в середине вала иногда устанавливают шарнир равных угловых скоростей, одновременно компенсирующий изменения длины вала (рис. 3.1.22). Для обеспечения правильного расположения карданного вала важно, чтобы выходной фланец коробки передач и входной фланец главной передачи были взаимно параллельны (схема Z, рис. 3.1.23), иначе между ними могут возникнуть колебания угловой скорости, которые приведут к увеличению диапазона колебаний крутящего момента.

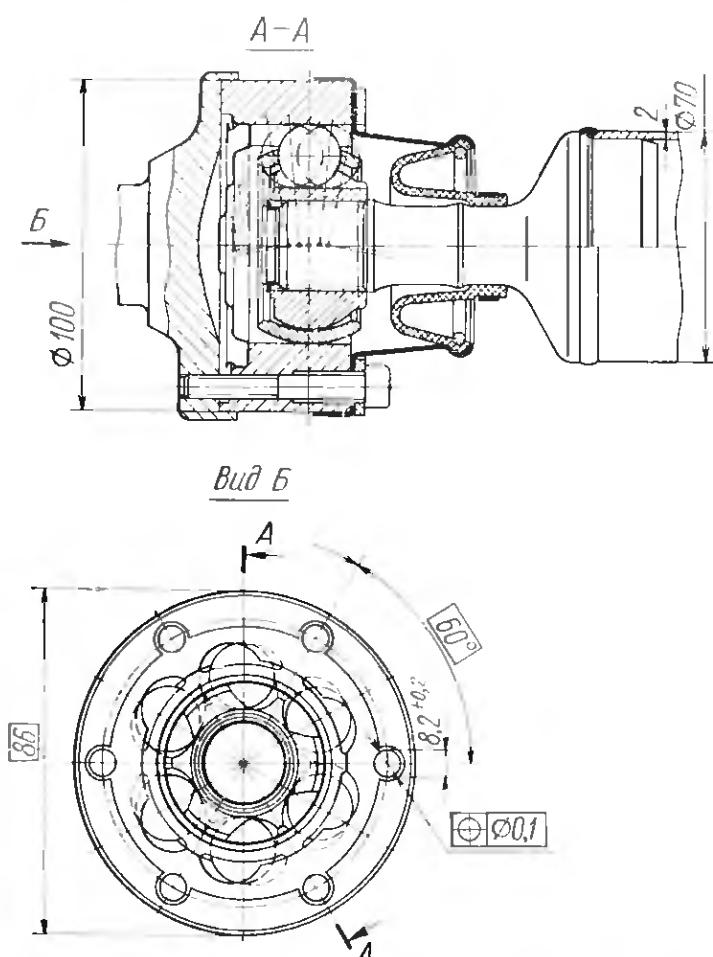


Рис. 3.1.22. Подвижный шарнир равных угловых скоростей, разработанный фирмой «Лер унд Бромкамп», предназначенный для установки на карданные валы, имеющие следующие максимальные значения параметров: частота вращения 9000 об/мин, осевое перемещение 40 мм и угол между соединяемыми валами 10°. В связи с высокой частотой вращения и в целях предотвращения повреждений уплотнительный чехол шарнира размещен в стакане; фирма «Фольксваген» применяет такой шарнир на автомобиле высокой проходимости «Ильтис». На виде Б фланец и крышка сняты

Если имеется разность углов $\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$ или

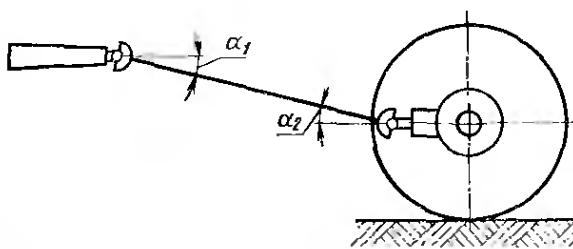


Рис. 3.1.23. Расположение карданного вала по схеме *Z*. Для предотвращения возникновения различия между частотами вращения выходного вала коробки передач и входного вала главной передачи должно соблюдаться условие $\alpha_1 = \alpha_2$, а вилки шарниров должны располагаться в одной плоскости (как показано)

и максимальное значение $n_{2\max} = n_1/\cos \Delta\alpha$. Тогда суммарное колебание частоты вращения составит

$$\Delta n_2 = n_1 (n_{2\min}/n_{2\max}) = n_1 (1 - \cos^2 \Delta\alpha) = n_1 \sin^2 \Delta\alpha.$$

Это уравнение наглядно показывает, от чего зависит колебание частоты Δn_2 .

Компоновка карданной передачи по схеме *W* (рис. 3.1.24) позволяет получить одинаковые угловые скорости на валах *1* и *2*, однако только при соблюдении следующих условий.

1. Углы α_1 и α_2 имеют одинаковую величину.

2. Обе вилки карданного вала должны быть расположены в одной плоскости (как показано), если вилки приварены к трубе вала, то опасность их относительного смещения исключается. Часто одна вилка установлена на конце шлицевого соединения, необходимого для компенсации изменения длины вала, а другая вилка приварена к трубе. Если шлицевая вилка была снята и вновь поставлена со смещением на несколько шлицев (например, для устранения люфта), то указанное выше условие нарушается и возможно появление неравномерности вращения.

3. Как показано в плане на рис. 3.1.24, концы соединяемых валов и карданный вал должны находиться на одной прямой *. Любое боковое отклонение приводит к появлению разницы в угловых скоростях соединяемых валов, если разница угловых скоростей не компенсируется взаимным угловым смещением вилок карданного вала. Если на легковом автомобиле классической компоновки главную передачу крепят к поперечине или к кузову (в случае независимой задней подвески или подвески Де-дион, см. рис. 3.0.2, 3.2.35, 3.10.13 и 3.10.16), то выходной вал коробки передач и входной вал главной передачи располагают соосно, либо между валами существует постоянное небольшое угловое отклонение. Однако, несмотря на

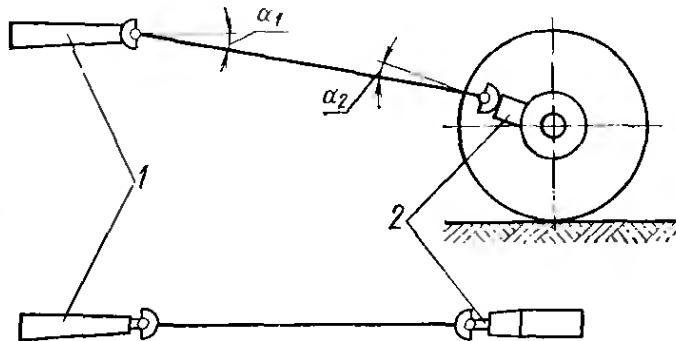


Рис. 3.1.24. Расположение карданного вала по схеме *W*

$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1$, то при постоянной частоте вращения двигателя n_1 частота вращения главной передачи n_2 в течение одного оборота будет дважды принимать минимальное значение $n_{2\min} = n_1 \cdot \cos \Delta\alpha$

и максимальное значение $n_{2\max} = n_1/\cos \Delta\alpha$. Тогда суммарное колебание частоты вращения составит

$$\Delta n_2 = n_1 (n_{2\min}/n_{2\max}) = n_1 (1 - \cos^2 \Delta\alpha) = n_1 \sin^2 \Delta\alpha.$$

Это уравнение наглядно показывает, от чего зависит колебание частоты Δn_2 .

Компоновка карданной передачи по схеме *W* (рис. 3.1.24) позволяет получить одинаковые угловые скорости на валах *1* и *2*, однако только при соблюдении следующих условий.

1. Углы α_1 и α_2 имеют одинаковую величину.

2. Обе вилки карданного вала должны быть расположены в одной плоскости (как показано), если вилки приварены к трубе вала, то опасность их относительного смещения исключается. Часто одна вилка установлена на конце шлицевого соединения, необходимого для компенсации изменения длины вала, а другая вилка приварена к трубе. Если шлицевая вилка была снята и вновь поставлена со смещением на несколько шлицев (например, для устранения люфта), то указанное выше условие нарушается и возможно появление неравномерности вращения.

3. Как показано в плане на рис. 3.1.24, концы соединяемых валов и карданный вал должны находиться на одной прямой *. Любое боковое отклонение приводит к появлению разницы в угловых скоростях соединяемых валов, если разница угловых скоростей не компенсируется взаимным угловым смещением вилок карданного вала. Если на легковом автомобиле классической компоновки главную передачу крепят к поперечине или к кузову (в случае независимой задней подвески или подвески Де-дион, см. рис. 3.0.2, 3.2.35, 3.10.13 и 3.10.16), то выходной вал коробки передач и входной вал главной передачи располагают соосно, либо между валами существует постоянное небольшое угловое отклонение. Однако, несмотря на

* Это относится и к схеме *Z*. — Прим. ред.

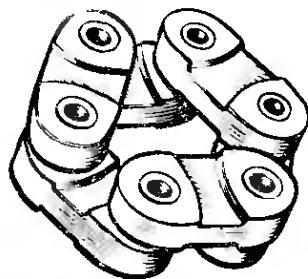
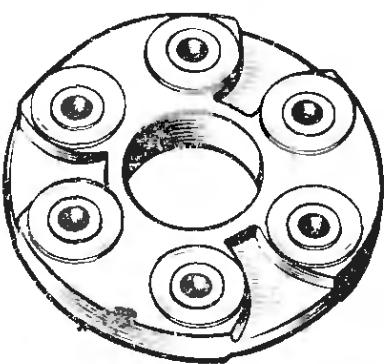
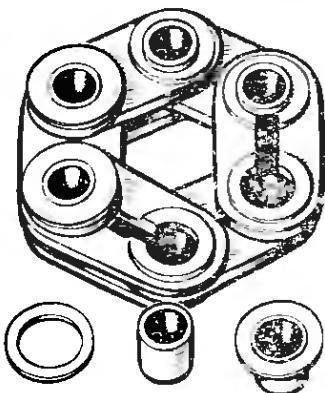


Рис. 3.1.25. Цельная упругая дисковая муфта фирмы «Юрид», допускающая лишь небольшие углы между соединяемыми валами и малое осевое перемещение. Как показано в левой части рисунка, крепежные втулки соединяются нейлоновыми серьгами, которые могут передавать большие крутящие моменты при малых размерах диска

Рис. 3.1.26. Составная упругая дисковая муфта фирмы «Юрид», обладающая большой податливостью в окружном и осевом направлениях и допускающая увеличенные углы между соединяемыми валами

это, кроме эластичных опор главной передачи и двигателя требуется наличие податливых соединений на обоих концах карданного вала. Для этой цели подходят упругие дисковые муфты и муфты Гуибо (Guibo). В упругих дисковых муфтах, изготавляемых фирмой «Юрид» («Jurid»), передача крутящего момента осуществляется высокопрочными искусственными нитями, заложенными в резину и связывающими крепежные втулки (рис. 3.1.25 и 3.1.26).

Муфта Гуибо фирмы «Гетце» состоит из предварительно напряженных сжатых резиновых сегментов, которые привулканизованы к радиально расположенным пластинам, используемым для крепления шарнира (рис. 3.1.27). Так муфта отличается особенно хорошим демпфированием крутильных колебаний, структурных шумов и, кроме того, обладает следующими характерными свойствами.

1. Высокая эластичность при скручивании, т. е. эластичное восприятие толчков, и связанная с этим возможность целенаправленного смещения диапазона критической частоты вращения путем изменения жесткости резины и коэффициентов демпфирования.

2. Осевая податливость, т. е. возможность компенсации изменения расстояния. Это позволяет иногда отказаться от скользящего шлицевого соединения.

3. Угловая податливость, которая может компенсировать не только угловые отклонения валов, но и их боковые смещения, обусловленные погрешностями сборки, а также несоосность, возникающую при работе. Последнее возможно лишь на малой частоте вращения, когда не требуется точного центрирования.

4. Отсутствие необходимости в обслуживании С применением такой муфты на высокооборотных карданных валах появляется потребность в центрирующем элементе (рис. 3.1.28 и 3.1.29). Стяжную ленту, показанную на рис. 3.1.27, после монтажа снимают. Муфты Гуибо иногда устанавливают на полуосях.

На автомобилях, имеющих двухшарнирную заднюю подвеску с качающимися полуосями (например, как на заднемоторном автомо-

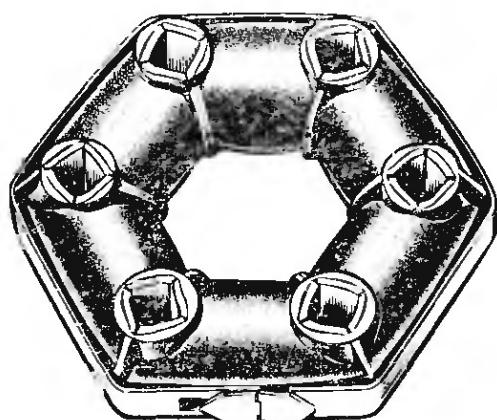


Рис. 3.1.27. Резиновая муфта Гуибо фирмы «Гетце» при использовании на карданных валах и полуосях допускает следующие максимальные значения параметров: продолжительный крутящий момент 800 Н·м, угол между соединяемыми валами $\pm 8^\circ$ и осевое перемещение ± 12 мм. Муфта должна устанавливаться в обжатом состоянии, а после установки муфты стальная лента должна быть снята

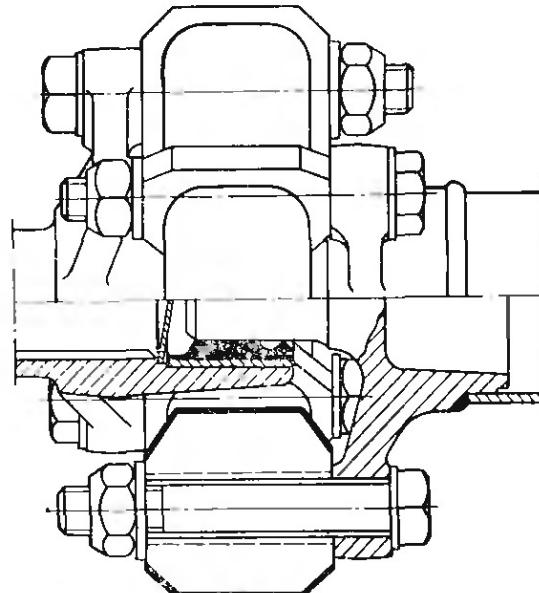


Рис. 3.1.28. При повышенных частотах вращения (например, на карданных валах легковых автомобилей) для муфты Гуибо требуется центрирование валов, которое в более простом исполнении достигается установкой резинового подшипника с уплотнителем

бile «Фольксваген-кэфер»), для передачи крутящего момента требуется установка на каждой полуоси по одному шарниру (со стороны главной передачи) с угловой и осевой подвижностью. В этом случае достаточно иметь на полуоси поверхность закаленную штампованную цапфу, скользящую в сухаре, имеющем возможность поворота (рис. 3.1.30). Недостатками такого шарнира являются большое давле-

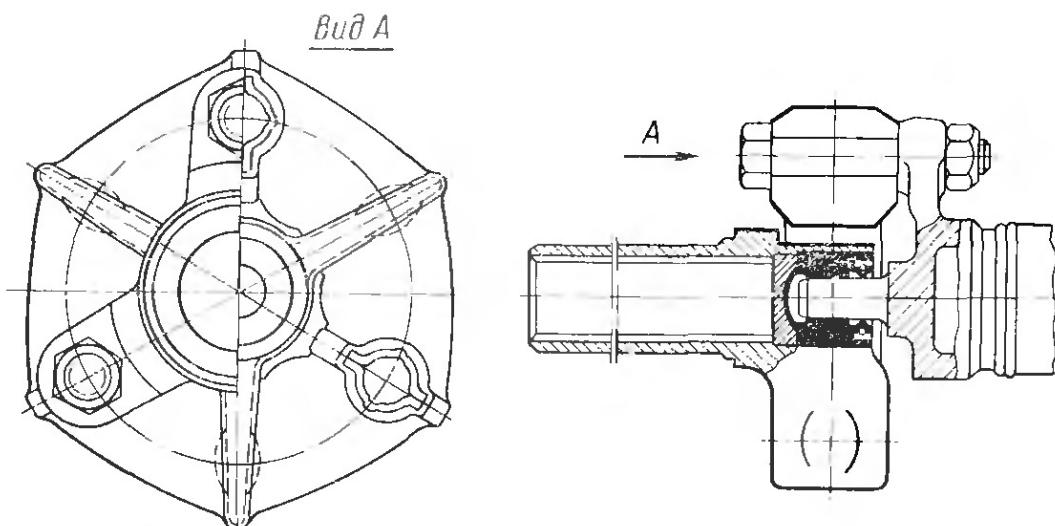


Рис. 3.1.29. Объединенная муфта Гуибо с привулканизированной звездочкой ступицы, изготовленной как одно целое со скользящей втулкой, видимой в разрезе. Центрирование муфты осуществляется цапфой, защищенной уплотняющим элементом и имеющей эластичную резиновую опору. Эта конструкция фирмы «Гетце» отличается малой стоимостью, компактностью и малым моментом инерции

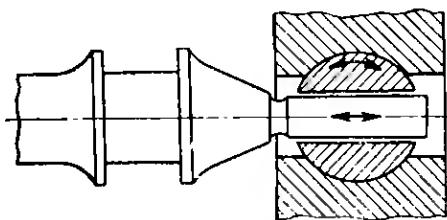


Рис. 3.1.30. Шарнир с сухарем, имеющий малую осевую и угловую подвижность, обычно размещают внутри главной передачи

вращения. Шарниры не вызывают изменения угловой скорости с изменением угла между соединяемыми валами и положения валов в пространстве. Кроме того, эти шарниры имеют малое трение при действии нагрузки. Современные серийные конструкции шарнира допускают осевое перемещение его на 13—24 мм и углы между соединяемыми валами до $\pm 18^\circ$.

На рис. 3.1.31 и 3.1.53 показан шарнир такого типа, выпускаемый фирмой «Лер унд Бромкамп», в котором шарики, разделенные сепаратором, передают крутящий момент, перекатываясь в закаленных канавках внутренней звездочки и наружного корпуса. Другая конструкция шарнира — шарнир типа трипод фирмы «Гленсер-спайсер», который изображен в сборе на рис. 3.1.32 и в разобранном виде на рис. 3.1.33. Новая конструкция шарнира фирмы «Уни-кардан» (рис. 3.1.34) допускает большие углы между валами (до $\alpha = \pm 34^\circ$) и может быть размещена внутри главной передачи (рис. 3.1.35, а) взамен шарнира, показанного на рис. 3.1.30. Изменение угла между валами в этом шарнире происходит в результате скольжения сферических поверхностей, а осевое перемещение (величина которого зависит от длины наружного корпуса) — в результате перекатывания шариков. Фирма «Даймлер-бенц» применяет на задних полуосях



Рис. 3.1.31. Часто применяемая на современных легковых автомобилях конструкция полуоси переднего колеса фирмы «Лер унд Бромкамп» имеет на левом конце неподвижный шарнир равных угловых скоростей, а на правом конце — подвижный. Последний компенсирует изменение длины полуоси. Крутящий момент передают в обоих шарнирах шесть шариков, которые можно видеть на рис. 3.1.22 и 3.1.53—3.1.55

легковых автомобилей шарниры несколько иной конструкции, показанные в разрезе на рис. 3.10.24.

Если легковой автомобиль классической или заднемоторной компоновки имеет в задней части независимую подвеску или подвеску Де-дион, то на главной передаче и на колесе целесообразно устанавливать подвижные шарниры равных угловых скоростей (рис. 3.1.35, б; 3.10.16 и 3.2.34).

Если полуоси задних колес должны участвовать в передаче боковых сил, как это имеет место на автомобилях «Ягуар» (см. рис. 3.4.13, а) и «Фиат-130» (см. рис. 3.5.31), то экономически выгодным и технически удачным представляется решение использовать по два карданных шарнира с каждой стороны; при этом должны быть соблюдены условия, указанные на рис. 3.1.23.

Передние ведущие колеса, кроме того, должны поворачиваться, следовательно, на наружных концах полуосей должны быть шарниры, допускающие поворот колес без изменения скорости их вращения. Этому условию удовлетворяют два карданных шарнира, объединенные в один сдвоенный шарнир (рис. 3.1.36) по схеме W. В случае использования сдвоенного шарнира в зависимых передних подвесках центрирование в нем не обязательно; как видно на рис. 3.1.37, наружная и внутренняя части полуоси установлены в игольчатых подшипниках. Такая конструкция еще имеет преимущество в том, что вал колеса работает только на кручение. Изгибающие моменты, вызываемые вертикальными и боковыми силами, воспринимаются ступицей колеса, которая опирается на шейку корпуса шарнира через два конических роликовых подшипника. Гайка и стопорная гайка, расположенные на наружном конце шарнира, служат для регулировки осевого зазора, которую выполняют после снятия наружной крышки. Внутренний диаметр уплотнительной манжеты, отделяющей полость подшипников от полости тормозного механизма и помеченной на рисунке крестиком, выбран таким образом, чтобы при снятии ступицы манжета проходила без повреждений над оставшимися роликами внутреннего подшипника.

Сдвоенные шарниры описанной выше конструкции допускают поворот до угла, равного 40° , усиленные — 48° ; фирма «Геленквелленбау» выпускает шарниры с максимальным углом поворота, равным 60° . Если подвеска зависимая, то наличие консоли *a* между центром карданного шарнира и точкой *B* опоры полуоси приводит к прогибам f_1 и f_2 (рис. 3.1.38). Поэтому полуось должна иметь диаметр, достаточный для того, чтобы эти прогибы, которые уменьшают срок службы игольчатых подшипников, не превышали определенных границ. При независимых подвесках, когда требуется осевое центрирование (рис. 3.1.39), реакция *B* воспринимается центрирующей опорой *I*, т. е. в середине шарнира.

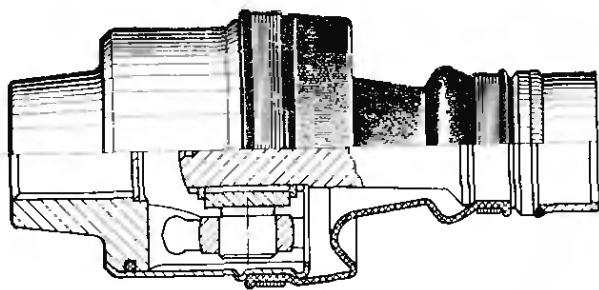


Рис. 3.1.32. Подвижный шарнир три-под фирмы «Гленсер-спайсер», обладающий осевой и угловой подвижностью. Крутящий момент передают три ролика

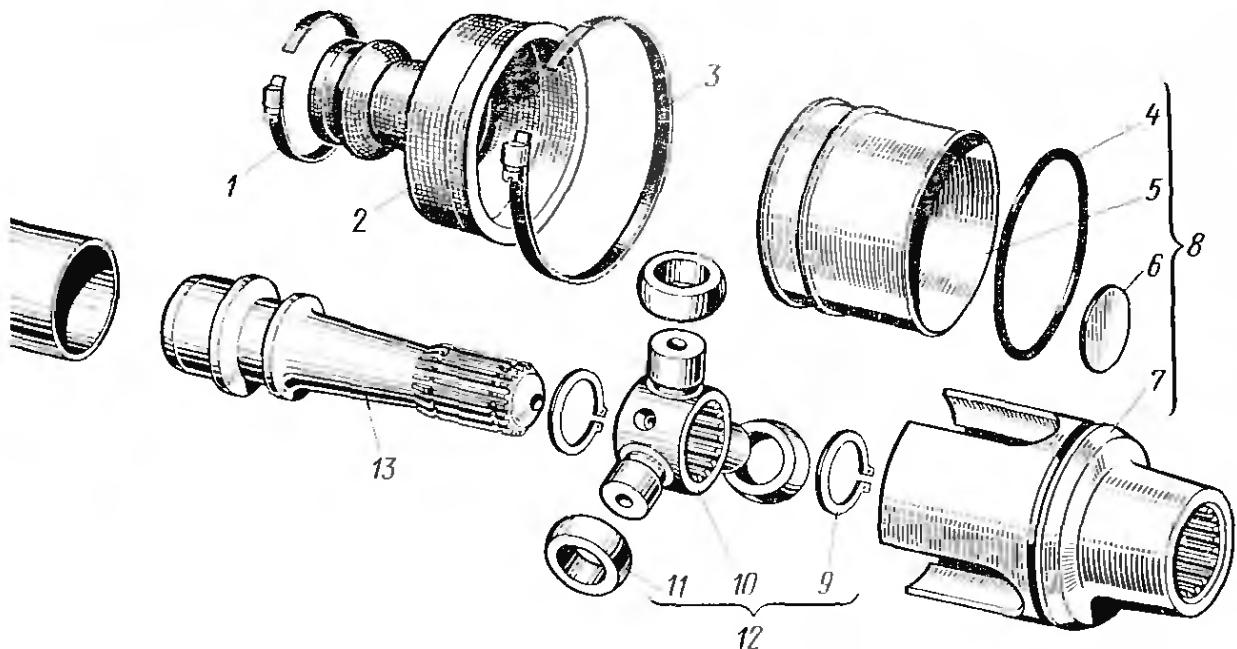


Рис. 3.1.33. Детали подвижного шарнира трипод фирмы «Гленсер-спайсер»:

1, 3 — хомутик; **2 — чехол;** **4 — уплотнительное кольцо;** **5 — гильза;** **6 — пробка;** **7 — корпус;** **8 — корпус в сборе;** **9 — стопорные кольца;** **10 — шарнир трипод;** **11 — рабочий ролик;** **12 — шарнир трипод в сборе;** **13 — хвостовик вала**

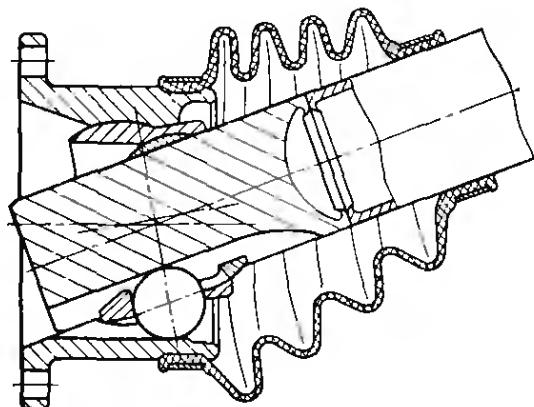


Рис. 3.1.34. Новая компактная конструкция подвижного шарнира равных угловых скоростей фирмы «Уни-кардан», допускающая углы между соединяемыми валами до $\alpha = \pm 34^\circ$

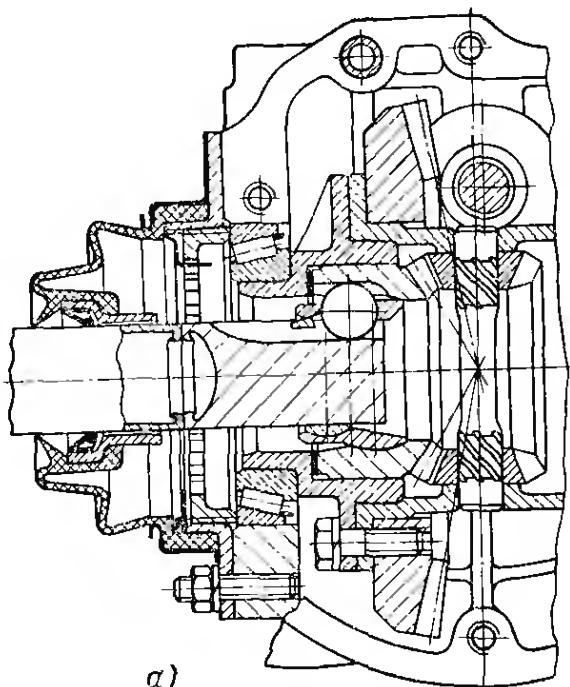


Рис. 3.1.35, а. Разработанный фирмой «Уни-кардан» подвижный шарнир равных угловых скоростей новой конструкции настолько компактен, что может быть размещен внутри главной передачи

Сдвоенные шарниры такой конструкции устанавливались раньше на некоторых легковых автомобилях, в настоящее время все европейские фирмы применяют только неподвижный шарнир равных угловых скоростей, называемый шарниром Рцеппа (см. рис. 3.1.31, 3.4.19 и 3.5.4). Шарнир обычного исполнения допускает угол между валами до 45° , в исключительных случаях — до 47° ; если для поворота передних колес автомобиля требуется больший угол, то можно, например, применить конструкцию, показанную на рис. 3.1.40.

Неподвижные шарниры равных угловых скоростей имеют преимущество перед сдвоенными шарнирами в том, что они короче и компактнее. Кроме того, они не вызывают осевого перемещения валов, вследствие чего не увеличивается усилие, действующее на рулевое колесо, даже при резком разгоне автомобиля на повороте. Передача крутящего момента в этих шарнирах осуществляется шестью шариками, которые располагаются в круглых канавках внутренней звездочки и корпуса, причем независимо от угла поворота шарики всегда остаются сцентрированными относительно центра шарнира. Это достигается в результате применения канавок специальной формы и направляющего сферического сепаратора, расположенного между звездочкой и корпусом.

Изготовитель этих шарниров — фирма «Лер унд Бромкамп» в качестве материала для внутренней полуоси преимущественно применяет улучшенную сталь Ск 45 В, имеющую $\sigma_b = 700-800$ МПа, т. е. сталь второй группы прочности. Приведенные там же более прочные улучшаемые стали, например, Ск 53 В или 41 Cr4 В, позволяют уменьшить диаметры валов. Лучше всего использовать сталь 50CrV4V,

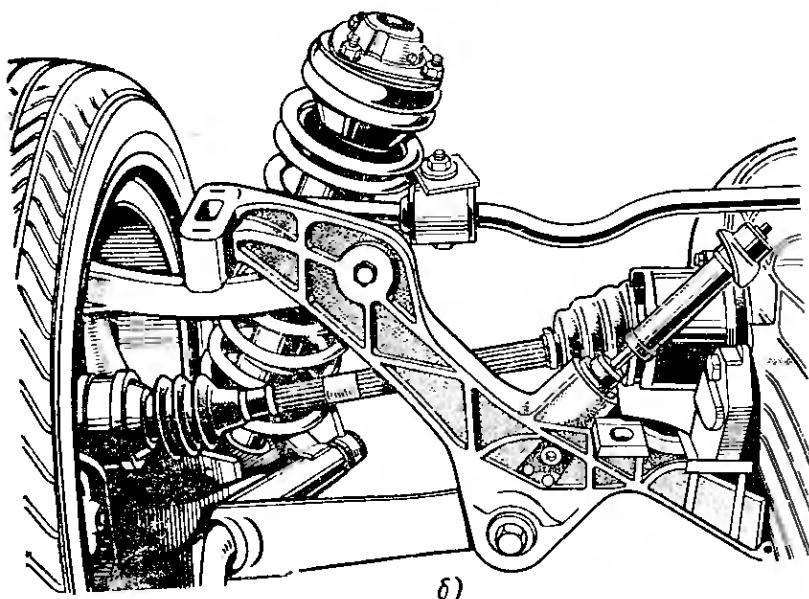


Рис. 3.1.35, б. Полуось, изготавляемая фирмой «Лер унд Бромкамп», имеет два подвижных шарнира равных угловых скоростей и устанавливается в задней подвеске Вайсах автомобилей «Порше-928» (см. рис. 3.4.13, б). Хорошо видна алюминиевая поперечина, на которой крепят рычаги подвески, опоры двигателя и амортизаторы, гасящие колебания двигателя

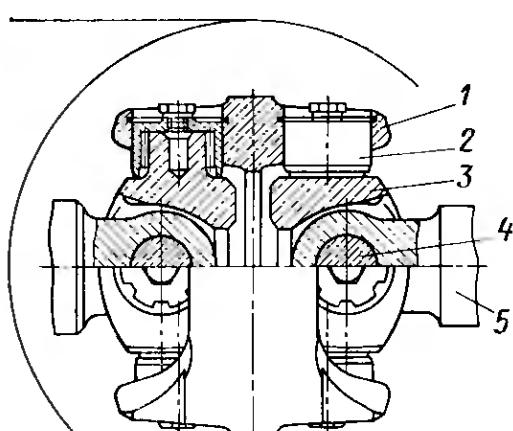


Рис. 3.1.36. Сдвоенный шарнир без осевого центрирования, пригодный для установки в зависимые передние подвески (фирма «Геленквелленбау»):

1 — поводок; 2 — игольчатый подшипник; 3 — крестовина; 4 — палец шарнира; 5 — ведущий или ведомый вал

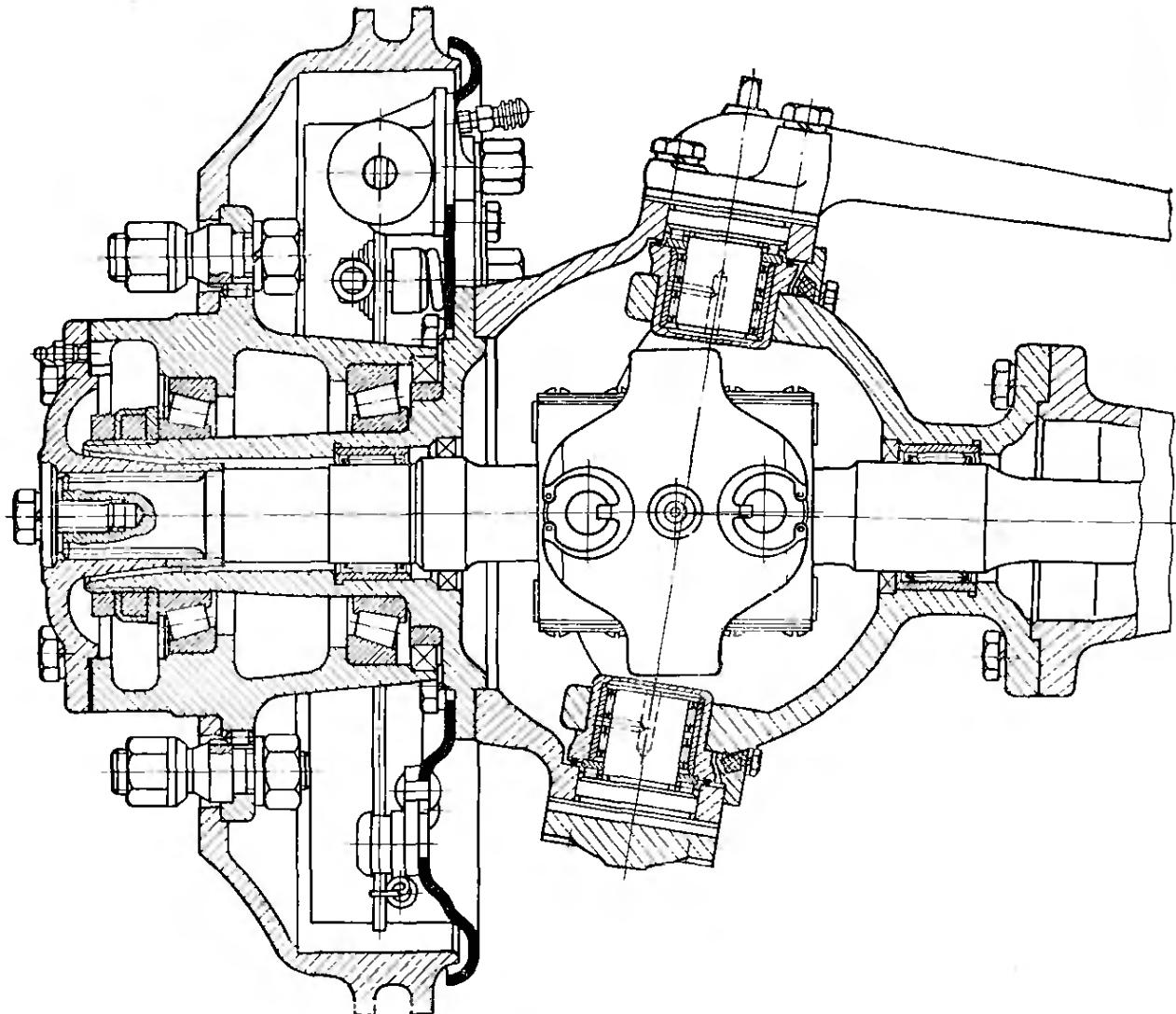


Рис. 3.1.37. Сдвоенный шарнир без осевого центрирования фирмы «Геленквелленбау», устанавливаемый в зависимой передней подвеске полноприводного грузового автомобиля высокой проходимости. Полуось и вал колеса опираются на игольчатые подшипники; центр шарнира должен находиться на осях поворота колеса *. Конические роликовые подшипники служат опорой ступицы в корпусе шарнира, вал колеса нагружается только крутящим моментом. Поворотный кулак установлен в компактных комбинированных игольчатых подшипниках фирмы ИНА, которые передают как осевые, так и радиальные силы (см. рис. 3.2.19)

* Указанное требование в случае использования сдвоенного шарнира выполняется не полностью, так как линия, соединяющая центры крестовин, при повернутых колесах не пересекается с осью поворота колес. — Прим. ред.

имеющую следующие показатели: $\sigma_b = 1,15-1,3 \text{ МПа}$, $\sigma_s \geq 950 \text{ МПа}$ и $\delta_5 \geq 8 \%$. Этот материал применяет фирма «Геленквелленбау».

После индуктивной поверхностной закалки предел текучести при кручении возрастает на 50 %, в результате диаметр вала можно уменьшить примерно на 13 %. Условием осуществления этого является твердость поверхности, которая должна быть не менее $HRC\ 48$ (по возможности $HRC\ 50$); для обеспечения достаточных прочностных качеств в поверхностных зонах требуется стали с содержанием углерода не менее 0,4 % и глубиной закаленного слоя 2—3,5 мм. Указанные выше марки стали удовлетворяют этому условию; на чертеже вала рядом с указанием твердости по Роквеллу должен быть приведен допуск, например $HRC\ 52 \pm 4$.

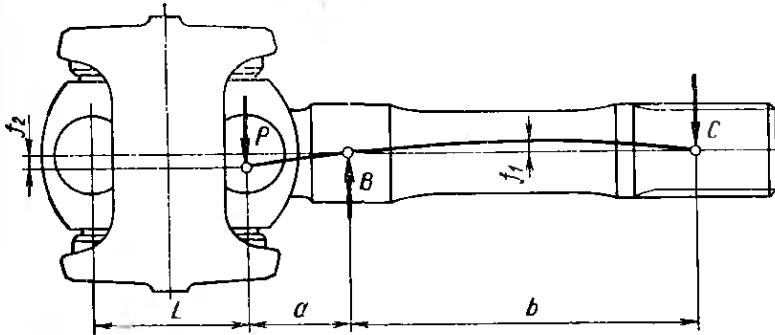


Рис. 3.1.38. Чем больше крутящий момент двигателя M_d и угол поворота управляемого колеса β , тем большая сила P возникает в центре крестовины. $P = [2M_d \sin(\beta/2)] L$, отсюда прогиб $f_1 = Pab^2/9\sqrt{3}EJ$ и $f_2 = [P(a + b)/a^2]/3EJ$. Согласно расчетным формулам величина прогиба f_1 полуоси зависит как от расстояния b между опорами, так и от момента инерции J сечения полуоси при изгибе. Прогиб f_2 в основном зависит от расстояния a

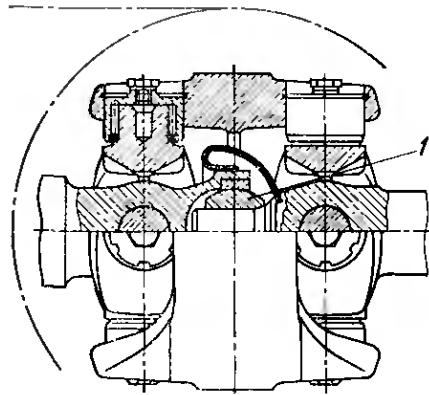


Рис. 3.1.39. Сдвоенный шарнир фирмы «Геленквелленбау», пригодный для установки в независимые подвески. В середине шарнира имеется механизм центрирования:
1 — центрирующая опора

Неподвижные шарниры, изображенные на рис. 3.1.31 и 3.1.40, снабжены долговечным смазочным материалом, в эксплуатации их не требуется обслуживать, а в качестве подвижного уплотнения шарниры имеют гофрированный чехол из хлорбутадиенового каучука или в большинстве случаев из полиуретана. Если чехол негерметичен или поврежден, то в шарнир попадают вода и пыль, которые могут вывести его из строя; на рис. 3.0.5 приведены показатели частоты дефектов, выявленных при осмотрах, и указаны их возможные последствия. По этой причине автомобили высокой проходимости имеют уплотнение в виде стального колпака (рис. 3.1.41), закрепленного на внутренней полуоси. Недостатком такой конструкции является то, что увеличивается на 15 мм диаметр вращения D и ограничивается угол между валами шарниров до 40° . Для обеспечения надежного уплотнения требуется определенный натяг радиальной манжеты, скользящей по гладкой поверхности сферического корпуса. Натяг можно регулировать с помощью накатанного резьбового кольца.

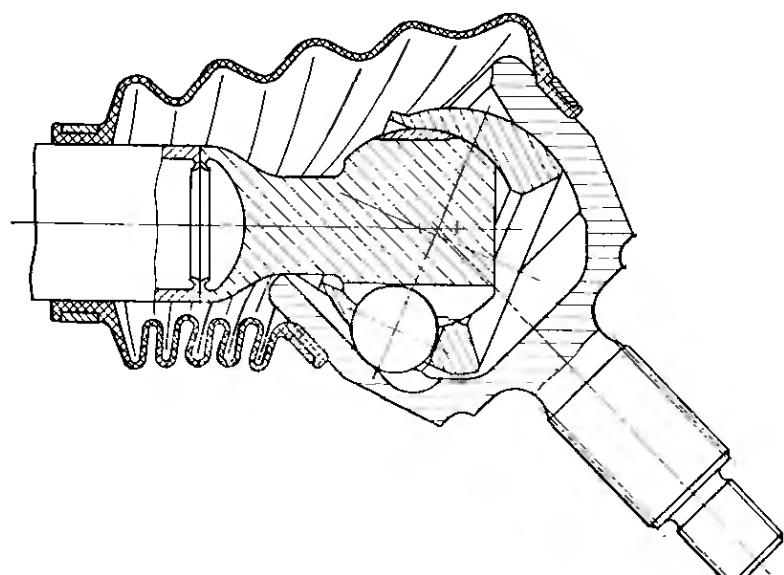


Рис. 3.1.40. Компактный неподвижный шарнир равных угловых скоростей новой конструкции фирмы «Уникардан», допускающий угол между соединяемыми валами до $\alpha = \pm 50^\circ$

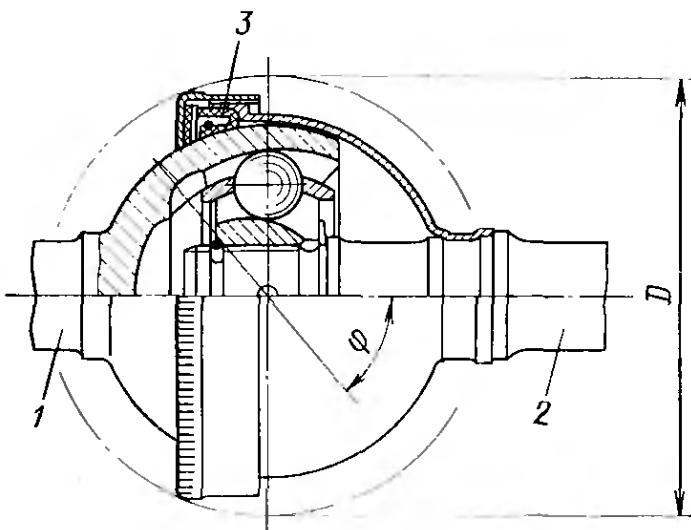


Рис. 3.1.41. Неподвижный шарнир равных угловых скоростей фирмы «Лер унд Бромкамп» с жестким уплотнением:
D — наружный диаметр шарнира; 1 — вал колеса; 2 — полуось; 3 — радиальная уплотнительная манжета

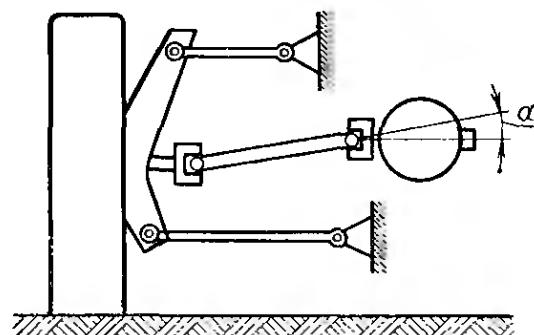


Рис. 3.1.42. Угол α между валами, соединяемыми внутренним шарниром полуоси переднеприводного автомобиля

Если длина и расположение полуоси выбраны в соответствии с параметрами рычагов и других элементов направляющего устройства подвески, то при ходе сжатия и отбоя колес практически не будет изменяться длина полуоси. Линия продолжения оси полуоси должна проходить через полюс P , а центр неподвижного шарнира лежать на оси поворота AB (см. рис. 4.10.2). Для рулевых тяг в этих условиях центр подвижного шарнира может быть определен нахождением полюса или с помощью шаблона. Определенное таким образом положение шарниров обеспечивает отсутствие изменения длины полуоси также при повороте колеса. Однако выполнить в процессе конструирования все кинематические требования очень трудно, к тому же в реальном автомобиле (в связи с податливостью опор рычагов) они вообще не могут быть соблюдены. Поэтому на главной передаче требуется устанавливать шарнир с осевой подвижностью, причем для достижения равномерности вращения на наружном шарнире применяют полуось, показанную на рис. 3.1.31.

Иногда на главной передаче устанавливают карданные шарниры со шлицевым соединением, компенсирующим изменения длины. В таких случаях преимущество наружного шарнира Рцеппа (высокая равномерность вращения) может обернуться недостатком, если полуось в плане будет отклоняться вперед или назад или от горизонтали на небольшой угол α (рис. 3.1.42). При этом во время прямолинейного движения по ровной дороге без каких-либо помех вследствие переменной частоты вращения могут возникнуть периодические колебания в передней подвеске и в рулевом управлении (см. рис. 3.1.23).

3.1.5. Подшипники ведомых колес и их уплотнения

Подшипники колеса передают на поворотную стойку или балку подвески силу, возникающую в пятне контакта колеса с дорогой. Эту силу можно разложить на вертикальную, боковую и продольную

силы (см. рис. 3.0.1). Опоры ведомых колес (как при зависимых, так и при независимых подвесках) преимущественно выполняют на цапфе в виде конических роликовых подшипников (рис. 3.1.43, см. рис. 3.4.6, 3.9.2 и 3.9.7, а). Длина L опорной базы — основной размер, определяющий способность узла воспринимать изгибающий момент от боковой силы F_s на радиусе r_d (рис. 3.1.44). Величина L больше расстояния l между центрами подшипников. При одной и той же динамической грузоподъемности такие подшипники имеют меньшие размеры, чем шариковые радиально-упорные подшипники, что способствует уменьшению массы. Осевой зазор можно регулировать гайкой с мелкой резьбой; после регулировки гайку следует стопорить шплинтом, специальной шайбой или стопорной гайкой. На рис. 3.1.45, а между гайкой и внутренним кольцом подшипника качения установлена шайба, внутренний выступ которой входит в паз, профрезерованный в резьбе. В целях стопорения в этот паз вдавливают тонкостенный хвостовик шестигранной гайки. На рис. 3.1.45, б показана клеммовая гайка, применяемая для регулировки зазора уже в течение нескольких лет фирмой «Даймлер-бенц». Поперечный винт с внутренним шестигранником, препятствующий самоотвинчиванию, создает натяг гайки.

Если подшипники затянуты слишком сильно, то они туго вращаются, что при повышенных скоростях движения вызывает нагрев подшипника и связанную с ним возможность заклинивания; слишком большой зазор ухудшает устойчивость и управляемость автомобиля, и, в частности, устойчивость автомобиля во время прямолинейного движения (см. табл. 3.0.5). Однако некоторая затрудненность вращения может быть вызвана уплотнительной манжетой с внутренней кромкой, если манжета неправильно установлена или ее рабочая кромка слишком

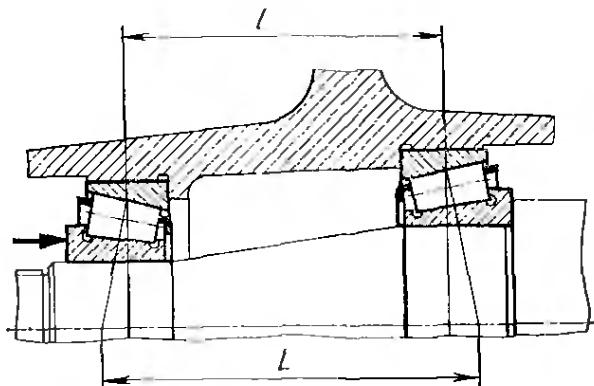


Рис. 3.1.43. В случае расположения двух конических роликовых подшипников на цапфе по схеме O опорная база L , связанная с расстоянием между центрами контактов роликов, больше, чем расстояние l между центрами подшипников. В результате при малом расстоянии между подшипниками могут восприниматься большие моменты, изгибающие цапфу

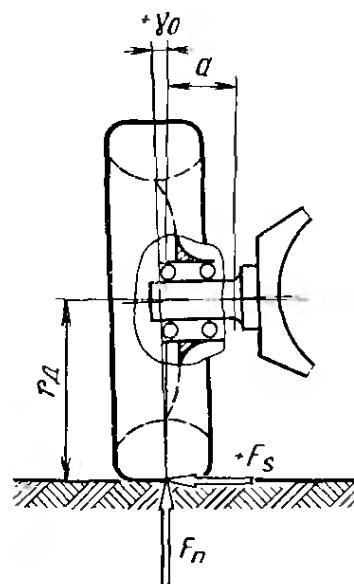
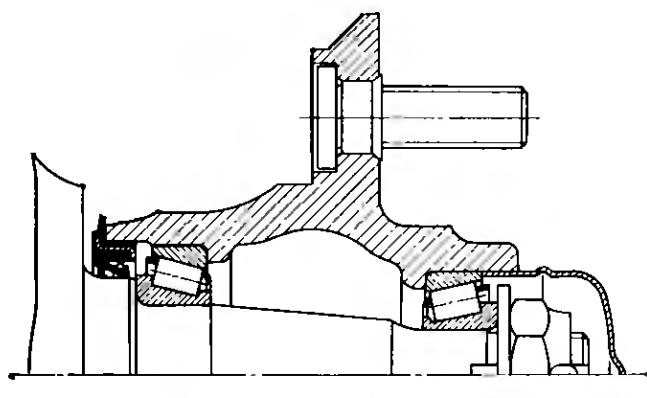


Рис. 3.1.44. При расчете опасного сечения цапфы необходимо учитывать действие двух совместно действующих изгибающих моментов: $M_1 = F_s r_d$ и $M_2 = F_n a$. Если с учетом угла γ_0 развала колес подшипники расположены не симметрично относительно средней плоскости колеса, то один из них будет в большей мере нагружен вертикальной силой F_n



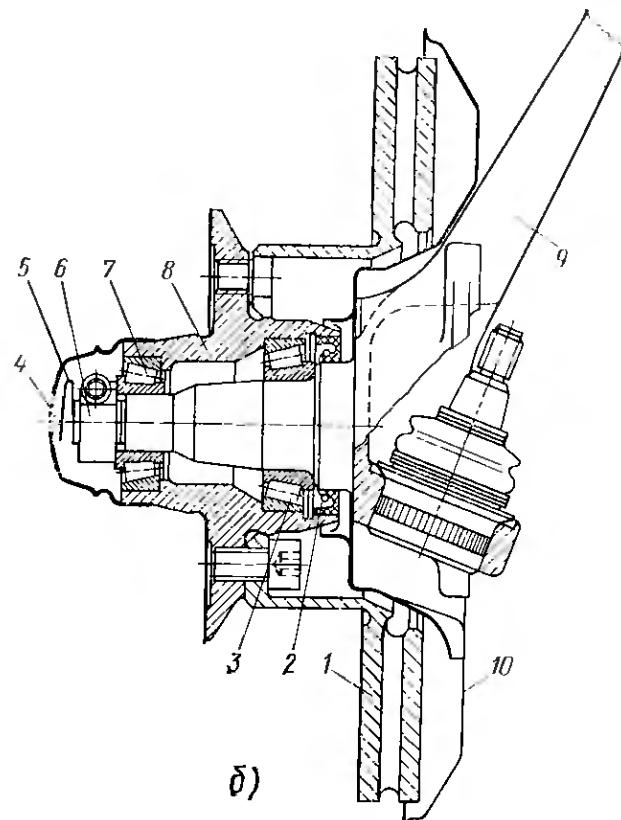
4)

Рис. 3.1.45, а. Обычная подшипниковая опора ведомого колеса автомобиля. Зазор в конических роликовых подшипниках регулируют корончатой гайкой, показанной в правой части рисунка. Между этой гайкой и внутренним кольцом подшипника, которое может поворачиваться на цапфе, установлена шайба, выступ которой входит в паз, профрезерованный по резьбе цапфы. Уплотнение узла осуществляется с наружного торца ступицы запрессованным в нее колпачком, а с внутренней (со стороны тормоза) — радиальной уплотнительной манжетой специальной конструкции фирмы «Гетце». Эта манжета имеет следующие преимущества:

I. Отогнутая в сторону подшипника защитная кромка позволяет увеличить радиус галтели и уменьшить вследствие этого концентрацию напряжений.

2. Выступающий резиновый буртик предотвращает просачивание воды к цапфе на стоящем автомобиле и образование там ржавчины при длительной стоянке, т. е. возникновение контактной коррозии.

3. Внутренний диаметр металлического каркаса манжеты меньше, чем наружный диаметр сепаратора подшипника. Вследствие этого при снятии ступицы сепаратор выталкивает манжету из гнезда, что исключает ее повреждение.



5

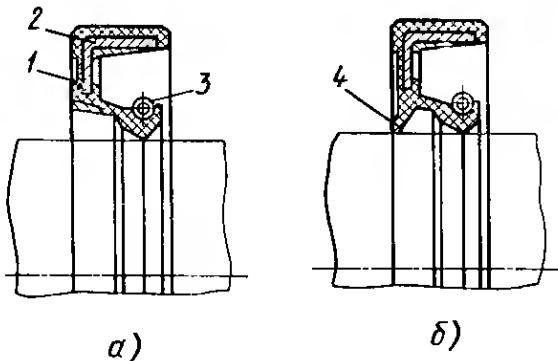
Рис. 3.1.45, б. На легковых автомобилях фирмы «Даймлер-бенц» ступица 8 переднего колеса опирается на поворотную стойку 9 подвески через конические роликовые подшипники 3 и 7. Для регулировки осевого зазора служит клеммовая гайка 6, а в качестве наружного уплотнения — колпачок 4, к которому прилегает контактная пружина 5, необходимая для устранения возникновения радиопомех. Проникновение грязи с внутренней стороны предотвращается уплотнительной манжетой 2 и щитом 10; последний одновременно прикрывает тормозной диск 1, имеющий внутреннее охлаждение (см. рис. 3.1.14 и 3.4.5)

плотно охватывает шейку цапфы. Как видно из рис. 3.1.46, уплотнительная кромка прижимается пружинкой к цапфе и предотвращает тем самым выход смазочного материала (форма A). Если простая манжета не исключает проникновения снаружи грязи и воды, то рекомендуется применять манжеты с дополнительной защитной кромкой формы AS. Эта кромка должна предотвращать загрязнение зоны уплотнения, размеры кромки таковы, что она касается поверхности вала почти под прямым углом. Если в условиях сильного загрязнения такой манжеты недостаточно, то можно применить уплотнительную манжету с двумя защитными кромками (рис. 3.1.47, а). Ее наружный металлический корпус препятствует проникновению твердых частиц к кромкам.

Для обеспечения долговечности уплотнения, т. е. малого износа уплотнительной кромки, важное значение имеет качество рабочей

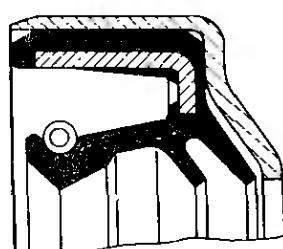
Рис. 3.1.46. Радиальные уплотнительные манжеты для валов по стандарту DIN 3760:

a — обычная конструкция формы А;
b — конструкция с дополнительной защитной кромкой формы AS; 1 — деталь из эластомера; 2 — каркас; 3 — пружинка; 4 — защитная кромка



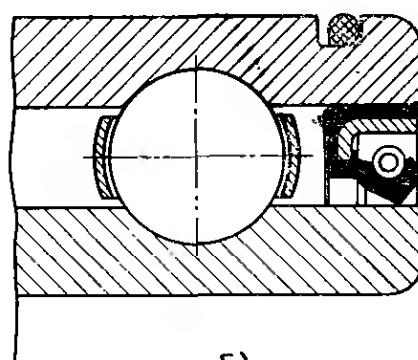
поверхности вала. В целях предотвращения возникновения насосного действия на этой поверхности не должно быть винтовых следов обработки, а параметр высоты микронеровностей R_t должен составлять 1—4 мкм, чтобы удерживать смазочный материал, необходимый для смазывания кромки. Если вращающийся вал, кроме того, перемещается в осевом направлении, то для создания герметичности уплотнения наружная поверхность должна иметь параметр $R_t \leq 1$ мкм. Допуск диаметра вала может составлять по стандарту ИСО $h11$; несоосность поверхности вала и посадочной поверхности для уплотнительной манжеты не должна превышать 0,15 мм, а радиальное биение при частоте вращения до 1500 об/мин допускается не более 0,18 или 0,3 мм (в зависимости от материала уплотнителя). Более подробные данные приведены в каталоге Уплотнительные манжеты для валов фирмы «Гетце».

Твердость поверхностного слоя рабочей поверхности также имеет значение. Например, для валов, имеющих окружную скорость до 4 м/с твердость, замеренная по шкале С Роквелла должна быть не менее $HRC 45$. Это соответствует пределу прочности $\sigma_b \geq 1,45$ МПа, который у легированных улучшаемых и пружинных сталей еще может быть достигнут без дополнительной обработки поверхности. При более высокой окружной скорости требуется твердость не менее $HRC 55$, которую можно получить только поверхностной закалкой



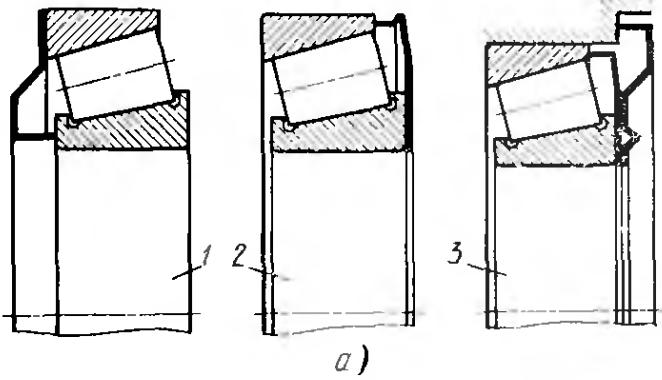
a)

Рис. 3.1.47, *a*. Уплотнительная манжета для валов типа 822 SS фирмы «Гетце» имеет две защитные кромки и металлический корпус. Последний является дополнительным средством для предотвращения попадания твердых частиц (песок и т. п.) и предупреждения возникновения подпленочной коррозии в местах работы уплотнительных кромок



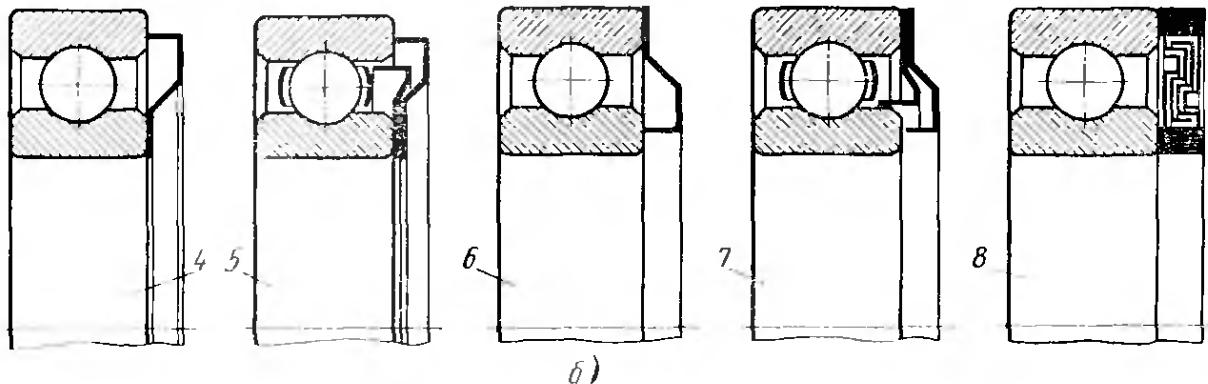
б)

Рис. 3.1.47, *б*. Смонтированная в наружном кольце шарикоподшипника радиальная манжета, уплотнительная кромка которой скользит по закаленной поверхности внутреннего кольца. По наружному диаметру подшипник уплотнен кольцом круглого сечения для предотвращения вытекания трансмиссионного масла фирмы «Гетце»



a)

Рис. 3.1.48. Кольца Нилос, выпускаемые фирмой «Циллер» с уплотнением по наружному или внутреннему кольцу подшипника. Кольцо типа LSTO шириной 4 мм представляет собой лабиринтное уплотнение, заполненное пластичным смазочным материалом, оно применяется в условиях чрезвычайно сильного загрязнения:



b)

a — конические роликовые подшипники; *б* — шариковые подшипники; 1 — контактный тип JV с уплотнением по внутреннему кольцу; 2 — тип AV с одинарным контактом и уплотнением по наружному кольцу; 3 — тип AK с двойным контактом и уплотнением по наружному кольцу; 4 и 5 — соответственно контактный тип AV и бесконтактный тип AKS с уплотнением по наружному кольцу; 6 и 7 — соответственно контактный тип JV и бесконтактный тип JKS с уплотнением по внутреннему кольцу; 8 — лабиринтный тип LSTO

цементируемых сталей по стандарту ДИН 17210 или улучшаемых сталей по стандарту ДИН 17200 с минимальным содержанием углерода 0,4 %. Изготовление детали из улучшаемых сталей экономически выгоднее. Если уплотнительная кромка скользит непосредственно по внутреннему (или наружному) кольцу подшипника, то требование, предъявляемое к твердости, будет выполнено, так как стали, используемые для подшипников, имеют поверхностную твердость более *HRC* 60. На рис. 3.1.47, б показана такая установка уплотнительной манжеты, изготовленной фирмой «Гётце».

Радиальные уплотнительные манжеты, устанавливаемые на валы, сохраняют герметизацию при любых видах смазочного материала. Если колесные подшипники заполнять пластичным смазочным материалом, то уплотнение можно осуществлять защитными кольцами (так называемые кольца Нилос), выпускаемые фирмой «Циллер» (рис. 3.1.48). Кольца представляют собой упругие шайбы толщиной 0,3—0,6 мм; преимущество колец заключается в том, что для их размещения требуется очень мало пространства по ширине. Внутренняя или наружная часть закрепляется соответственно на валу или ступице, а другая прилегает с небольшим нажимом к врачающемуся кольцу подшипника. После приработки контактной поверхности образуется тонкий лабиринт, предотвращающий как выход смазочного материала, так и проникновение грязи и воды в подшипник.

В бесконтактных конструкциях подшипников надежное уплотнение обеспечивается лабиринтом, создаваемым двумя или более кольцами.

Для опоры ведомого колеса можно принять вместо двух отдельных подшипников качения один двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник (рис. 3.1.49). Такой подшипник имеет угол контакта (между шариками и беговой дорожкой), равный 32° (от вертикали), и вследствие этого увеличенную базу и возможность воспринимать большие моменты, создаваемые боковыми силами. Рис. 3.5.22, в и 3.5.27, на которых показаны передняя подвеска автомобиля «Фиат-130» и задняя автомобиля «Фиат-128», демонстрируют преимущества этих подшипников, получивших название подшипников первого поколения фирмы СКФ (SKF): короткая, жесткая на изгиб цапфа с единой шлифованной поверхностью; крепление наружного кольца подшипника стопорным кольцом по стандарту ДИН 472 или простым резьбовым соединением, т. е. простота монтажа; отсутствие каких-либо регулировок.

Цапфа колеса оказывается настолько мало-нагруженной, что на ее конце можно выполнить технологическую проточку, вызывающую концентрацию напряжений. Посадка внутреннего кольца (*g6* по стандарту ИСО) соответствует общепринятой для подшипников качения; в противоположность этому, наружное кольцо имеет посадку *S7* с гарантированным натягом в отверстии ступицы. Гайка оси должна быть затянута крутящим моментом 130—140 Н·м.

На рис. 3.1.50 показана конструкция второго поколения двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников СКФ с фланцем на наружном кольце, а на рис. 3.1.51 — современная конструкция третьего поколения. Внутреннее и наружное кольца снабжены фланцами и имеют крепежные отверстия. Проникновение грязи и воды предотвращает с одного торца двухкромочная уплотнительная манжета, а с другого — упругая уплотнительная шайба. Большой диаметр подшипника обеспечивает широкую опорную базу *a* (см. рис. 3.1.49). Обе конструкции разработаны в целях снижения веса и применение их может быть экономически выгодным только при большой программе выпуска, типичной лишь для производства легковых автомобилей. Подшипниковый узел и поворотная стойка (или балка) подвески должны быть конструктивно согласованы между собой уже в процессе проектирования подвески.

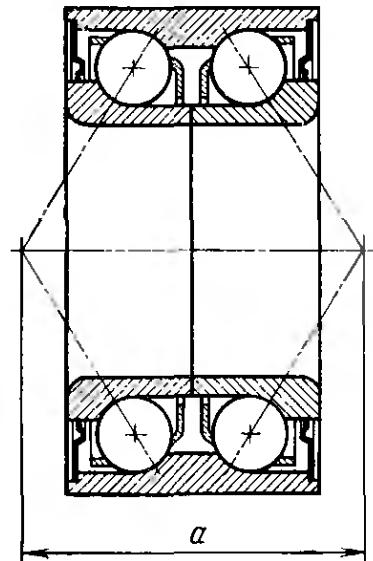


Рис. 3.1.49. Двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник первого поколения с разрезным внутренним кольцом, углом контакта 32° и с увеличенной в результате этого опорной базой *a*; особенно целесообразен для использования в опорах ведущих колес. Уплотнители встроены с обеих сторон подшипника

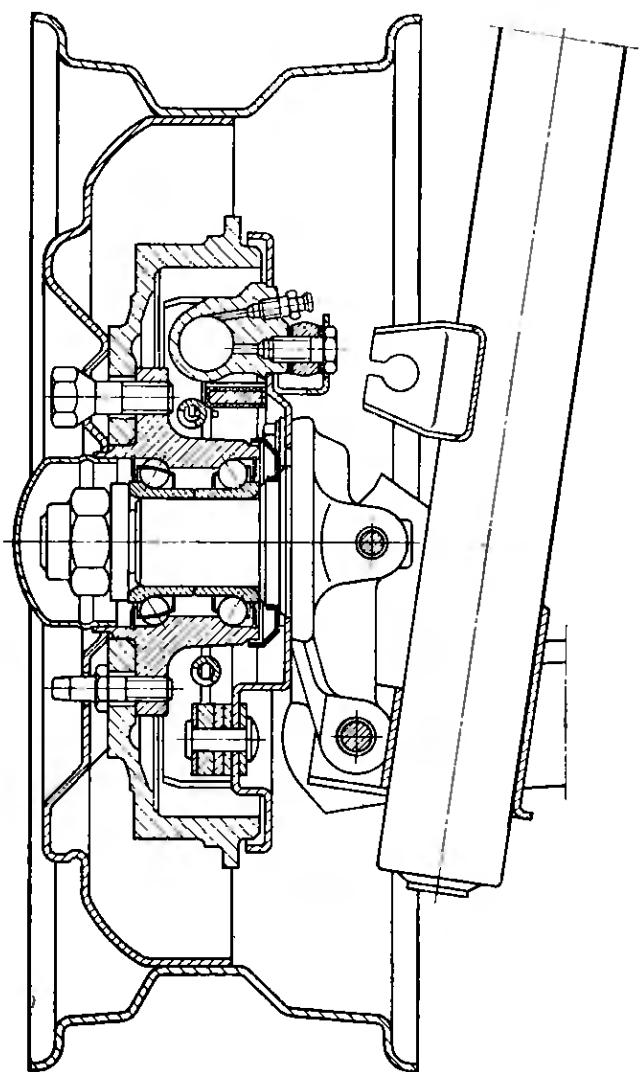


Рис. 3.1.50. Двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник второго поколения фирмы СКФ, установленный на стойке подвески Макферсон. Наружное кольцо служит одновременно ступицей. В разрезе видны два болта, служащие для крепления поворотной цапфы к стойке (см. разд. 3.5.5)

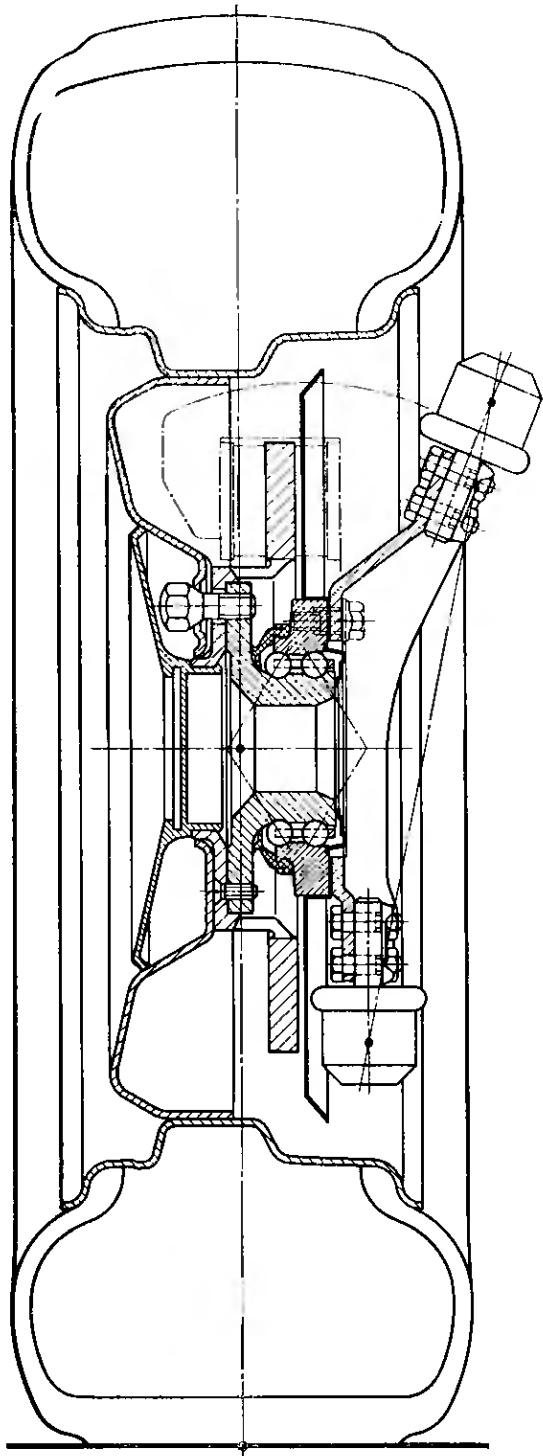


Рис. 3.1.51. Двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник третьего поколения фирмы СКФ, установленный в передней подвеске на двойных поперечных рычагах. Неразрезное внутреннее кольцо подшипника одновременно служит ступицей; наружное кольцо соединено болтами с поворотным кулаком, выполненным в виде штампованной детали из листового материала. Сбоку поворотного кулака закреплены несущий и направляющий шарниры, стопорение четырех болтов осуществляется отгибающимися пластинами

3.1.6. Подшипники ведущих колес с независимой подвеской

В независимых подвесках (и подвесках типа Де-дион) опора ведущего колеса может быть выполнена в виде двух разнесенных радиальных шариковых подшипников. При этом один из них фиксируют в осевом направлении по наружному и внутреннему кольцу, а второй выполняют плавающим с закрепленным только внутренним кольцом. На рис. 3.1.52 показана такая конструкция опоры переднего колеса автомобиля «Рено-5» (см. рис. 3.4.14). В такой конструкции боковые силы, действующие со стороны дороги, воспринимает фиксированный подшипник, находящийся около шарнира равных угловых скоростей и прижимаемый к поворотному кулаку шайбой. Между внутренними кольцами обоих подшипников установлена распорная втулка; момент затяжки гайки полуоси составляет 120 Н·м. Вал колеса нагружен крутящим моментом и (в результате затяжки гайки) растягивающими силами. Однако вал разгружен от изгибающих нагрузок, поскольку изгибающие моменты, действующие со стороны колеса, воспринимаются ступицей, установленной в двух подшипниках качения. В отличие от этой конструкции, на автомобиле БМВ гайка цапфы стягивает ступицу, внутренние кольца подшипников и расположенную между ними дистанционную втулку. Длина втулки определяется в соответствии с допусками на ширину наружных колец и расстоянием между торцами выточек в отверстии. В такой конструкции оба подшипника имеют осевую фиксацию по наружному и внутреннему кольцам. В этом случае не существует фиксированного и плавающего подшипников.

Взамен радиального шарикоподшипника в качестве плавающего может быть применен роликовый подшипник. На рис. 3.1.53 показана опора колес автомобилей «Фольксваген-транспортер» и «Порше-924» с компактной роликовой обоймой фирмы ИНА (подвеску см. рис. 3.10.16). Вал колеса работает на кручение, изгиб и растяжение; уплотнение осуществляется манжетами 2 и 4 с двумя защитными кромками.

Для размещения опоры такого типа требуется относительно много места, несущая способность опоры достаточна для легковых автомобилей. Преимущество опо-

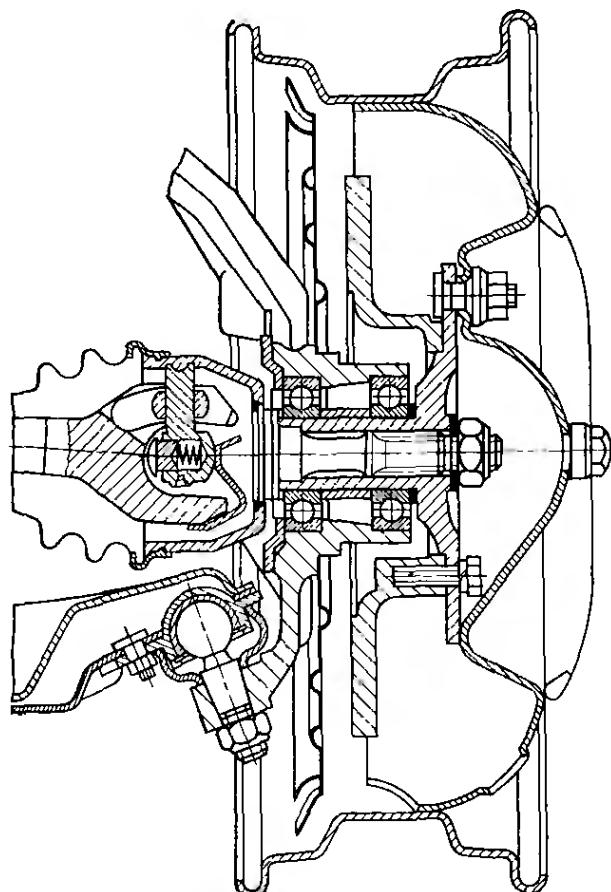


Рис. 3.1.52. Опора переднего колеса автомобиля «Рено-5» имеет два радиальных шарикоподшипника с уплотнением: неподвижный подшипник установлен слева, а свободный (по наружному кольцу) — справа

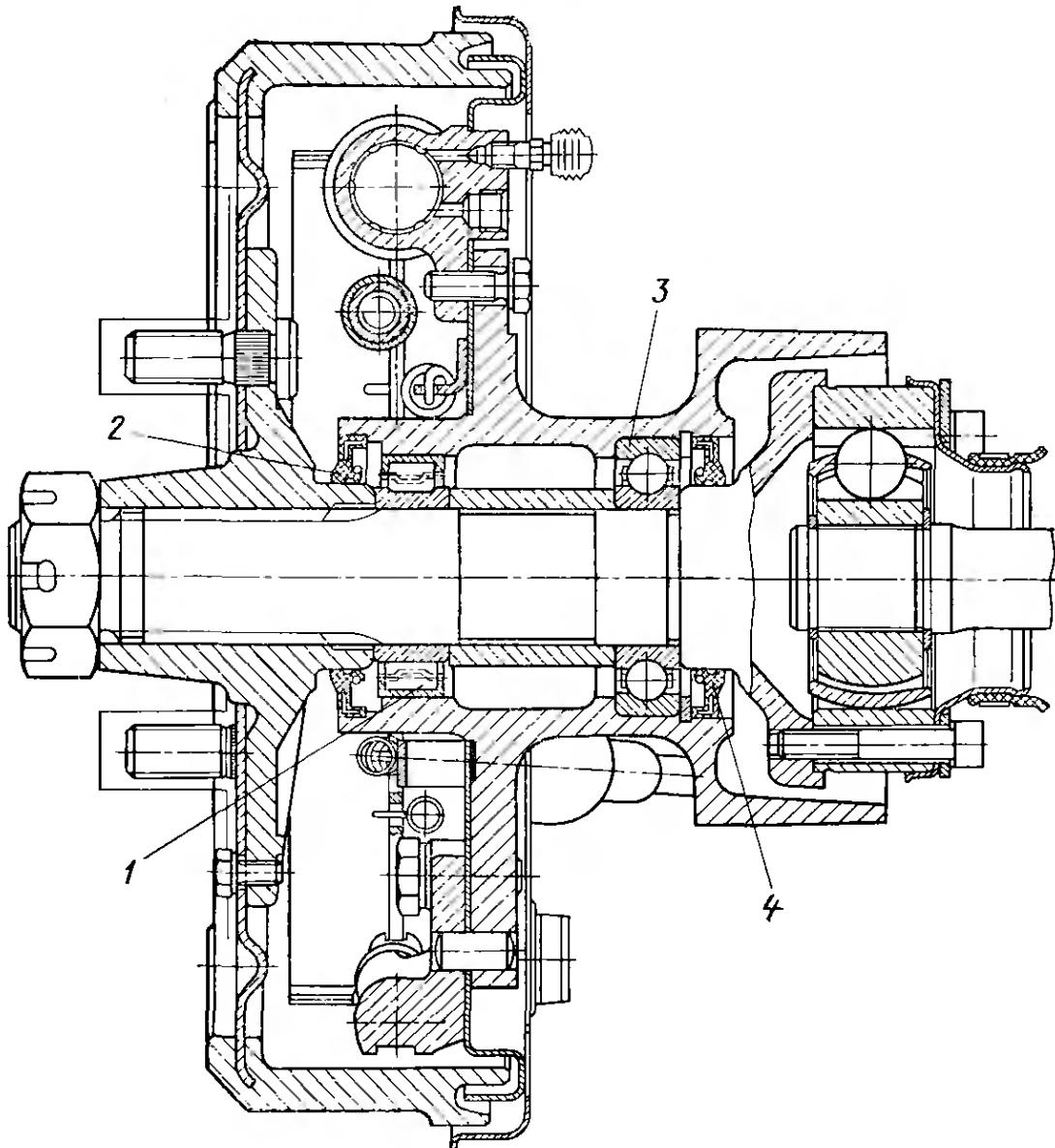


Рис. 3.1.53. Опора вала заднего колеса, используемая на автомобилях «Фольксваген-транспортер» и «Порше-924»; роликовый подшипник 1 со штампованным наружным кольцом (выпускаемый фирмой ИНА) является свободной опорой, а радиальный шарикоподшипник 3 — фиксированной. Уплотнение опоры осуществляется манжетами 2 и 4 с двойной защитной кромкой; хорошо видна конструкция подвижного шарнира равных угловых скоростей и барабанного тормоза

ры заключается в том, что не требуется ее регулировки, а недостаток (как отмечено выше) — в том, что при одних и тех же размерах опора может передавать меньшие силы и моменты, чем опора с коническими роликовыми подшипниками. Последний вид опоры применяет фирма «Даймлер-бенц» для ведущих колес легковых автомобилей и легких грузовых автомобилей. На рис. 3.10.24 показана в разрезе опора заднего колеса автомобиля мод. 450 СЕ, а на рис. 3.1.54 — очень схожая с ней по конструкции опора переднего колеса мод. L206 и L307. Требующаяся в этом случае регулировка зазора в обоих разнесенных подшипниках проводится с помощью круглой гайки, установленной на конце ступицы; деформируемая втулка, установленная между внутренними кольцами, обеспечивает определенное противодействие. Уплотнение осуществляется с наружной стороны (со стороны колесного тормоза) радиальной уплотнительной манжетой и отражательной шайбой, врачаю-

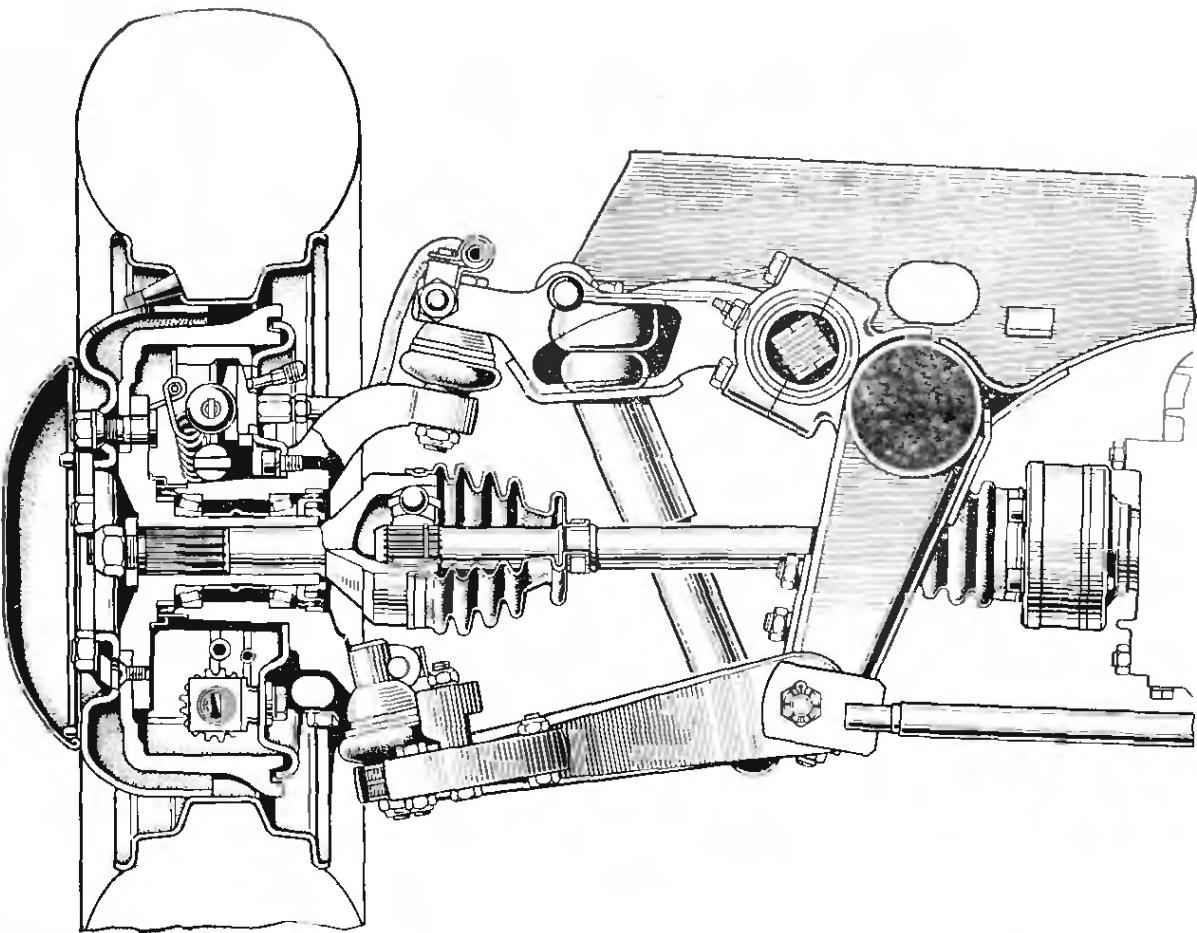


Рис. 3.1.54. Передняя независимая подвеска легких грузовых автомобилей мод. L206 и L307 фирмы «Даймлер-бенц» имеет шарниры равных угловых скоростей: неподвижный установлен на внешней стороне, а подвижный — на внутренней. Вал колеса работает на кручение и дополнительно (в результате затяжки гайки) — на растяжение; силы и моменты, действующие со стороны колеса, воспринимает шейка ступицы. Упругим элементом служит составной продольно расположенный торсионный вал, который имеет опоры с обеих сторон верхнего рычага. Рычаг является основным силовым элементом. В него упирается буфер сжатия, показанный на рисунке. Амортизатор прикреплен к верхнему рычагу, поэтому при ходе отбоя подвески он испытывает сжатие, а не растяжение. На амортизаторе находится буфер отбоя

щющейся вместе со ступицей, а с внутренней — одной манжетой, которая работает по кольцу уголкового сечения, охватывающему гайку.

Фирма «Ситроен» на легких грузовых автомобилях мод. C32—C35 применяет двухрядный подшипник 7 (рис. 3.1.55) другой конструкции: его внутреннее кольцо требуется лишь зажать гайкой 2. Наружное кольцо фиксируется стопорным кольцом 3, уплотнение происходит снаружи манжетой 4, а изнутри манжетой 1, скользящей по неподвижному шарниру равных угловых скоростей. Отходящий от этого шарнира короткий вал колеса вставляется в шейку ступицы 8 и закрепляется болтом с шестигранной головкой. Кроме тягового момента, ступица воспринимает вертикальные и боковые силы.

Аналогичную конструкцию применяют в зависимых передних подвесках полноприводных грузовых автомобилей (см. рис. 3.1.37 и 1.8.11) и, кроме того, в задней подвеске автомобилей «Фольксваген-411» и «Фольксваген-412», выпускавшихся с 1968 по 1974 г. (рис. 3.1.56). В этой конструкции усиленная шейка ступицы служит в качестве вала колеса и воспринимает действие изгибающего и

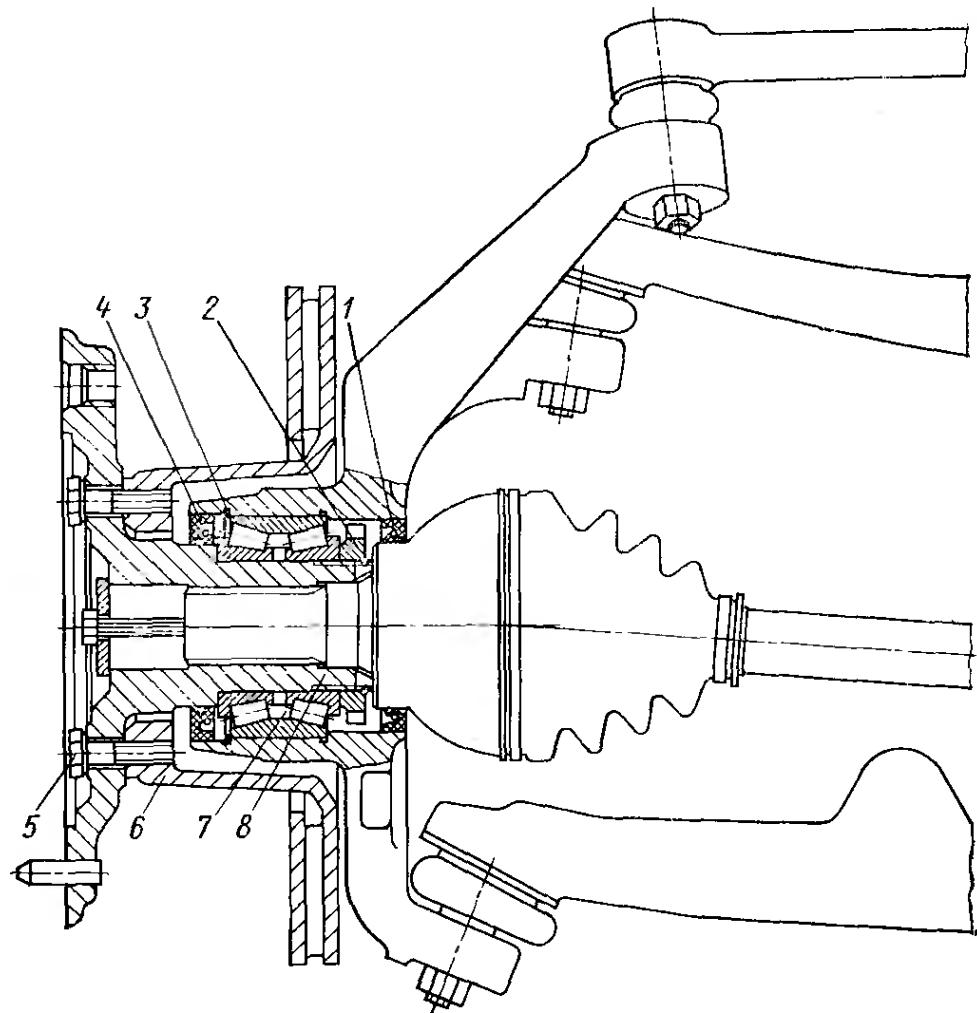


Рис. 3.1.55. Передняя подвеска на двойных поперечных рычагах легких грузовых автомобилей С32 и С35 фирмы «Ситроен» имеет неподвижный шарнир равных угловых скоростей, разгруженный от действия изгибающих нагрузок вал колеса и тормозной диск 6, в котором предусмотрена внутренняя вентиляция; тормозной диск прикреплен болтами 5 к ступице 8 с внутренней стороны. Для уменьшения нагрузки, действующей на диск колеса, ступица имеет большой наружный диаметр

крутящего момента; подвижный шарнир равных угловых скоростей, осуществляющий связь с главной передачей, крепится к показанному в правой части рисунка незаштрихованному фланцу. Болт с шестигранной головкой, проходящий через шейку ступицы, стягивает детали, передающие крутящий момент, и прижимает внутренние кольца конических роликовых подшипников к дистанционной втулке. Регулировка зазора в подшипниках такой конструкции невозможна. Раньше из втулок с различными полями допусков с помощью измерительного приспособления отбиралась втулка, соответствующая по длине данной паре подшипников. Однако расчетом, выполненным с использованием законов теории вероятности, можно доказать, что при выдерживании определенных допусков натяг подшипников качения или возникающий зазор остаются в допустимых границах, поэтому от подбора подходящих втулок можно отказаться. Такой вид монтажа используют для сборки опоры переднего колеса автомобиля «Форд-фиеста» (рис. 3.1.57, а), только в опоре при отсутствии дистанционной втулки внутренние кольца прижаты один к другому и поэтому наружные кольца обоих подшипников контактируют с перемычкой, имеющей малый допуск на ширину.

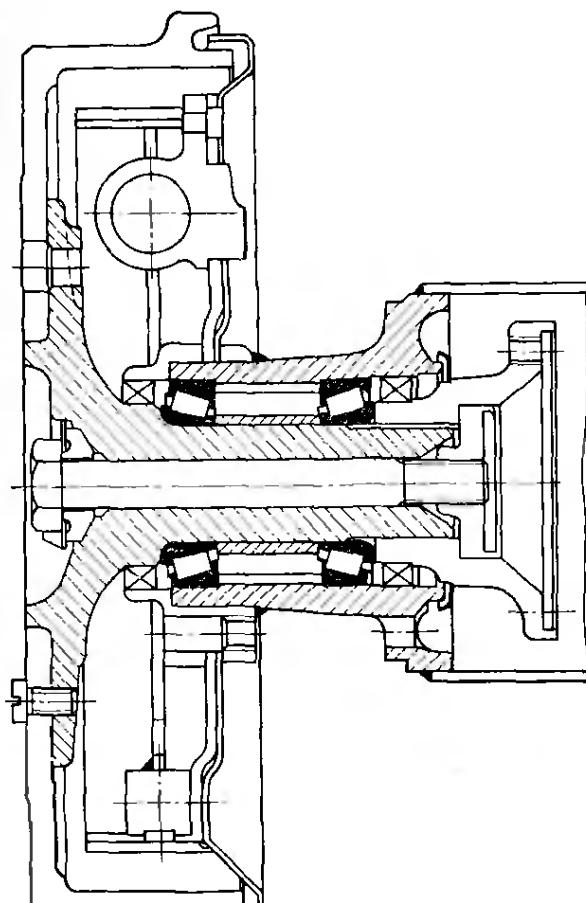


Рис. 3.1.56. Опора вала колеса, установленная на конических роликовых подшипниках в задней подвеске автомобиля «Фольксваген-411/412». Болт с шестигранной головкой ввернут в специальную гайку, вставленную во фланец, показанный в правой части рисунка. Фланец нажимает на внутренние кольца подшипников и дистанционную втулку, зазор в подшипнике не регулируется. Радиальные уплотнительные манжеты, служащие для уплотнения опоры с наружной и внутренней сторон, упрощенно показаны крестиками

ко в опоре используют однорядные подшипники большого диаметра, который обуславливает широкую опорную базу. Для уплотнения подшипника с обеих сторон предусмотрены врачающиеся вместе со ступицей отражатели, а также запрессованные в поворотный кулак и скользящие по внутренним кольцам упругие шайбы (см. рис. 3.1.48). Когда большой диаметр подшипника не требуется, для экономии средств и уменьшения занимаемого пространства можно применить показанный на рис. 3.1.49 более компактный двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник (вместо двух однорядных). Необходимость в проведении работ по регулировке подшипника отпадает, и гайка полуоси может быть затянута с крутящим моментом, требующимся для надежного соединения подшипника со ступицей. На рис. 3.1.58 показана выполненная таким образом опора переднего колеса, выпускавшегося с 1972 г.

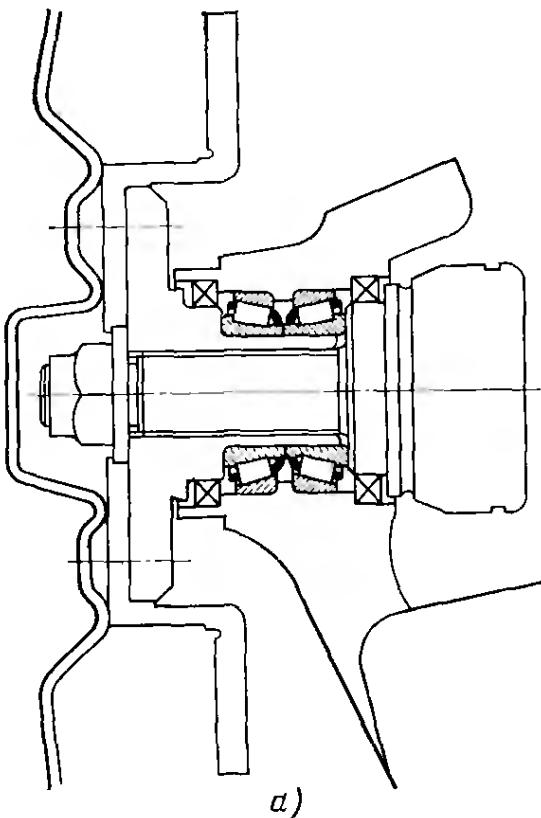
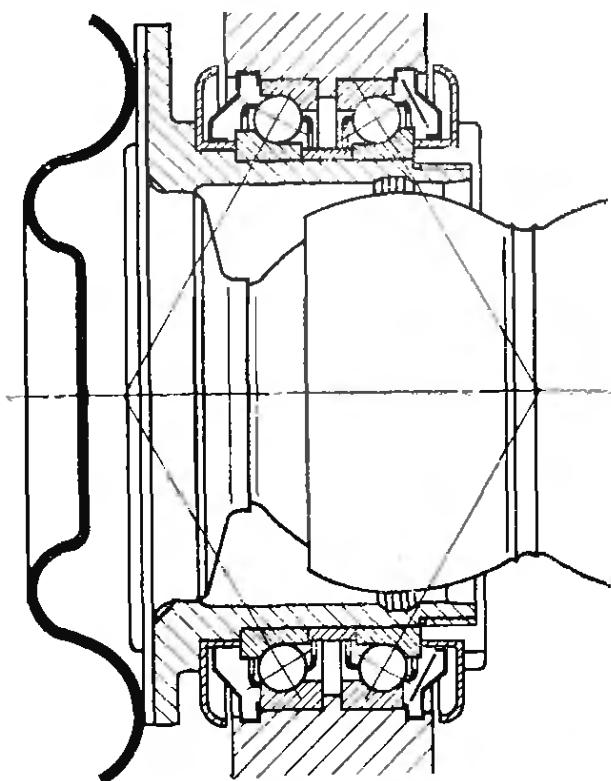


Рис. 3.1.57, а. Опора переднего колеса автомобиля «Форд-фиеста» имеет два стянутых по внутренним кольцам конических роликовых подшипника, в опоре не предусмотрена возможность выполнения какой-либо регулировки зазора в подшипниках

Аналогичную конструкцию имеет опора переднего колеса, разработанная фирмой «Ситроен», в которой шарнир равных угловых скоростей размещен внутри ступицы (рис. 3.1.57, б, см. рис. 3.4.20 и 3.4.21), только



б)

Рис. 3.1.57, б. Опора переднего колеса с двумя радиально-упорными шариковыми подшипниками большого диаметра и неподвижным шарниром равных угловых скоростей, размещенным внутри ступицы. Вал колеса имеет фланец, к которому крепят ступицу и диск колеса, обозначенный на рисунке жирной линией; тормоз расположен на главной передаче

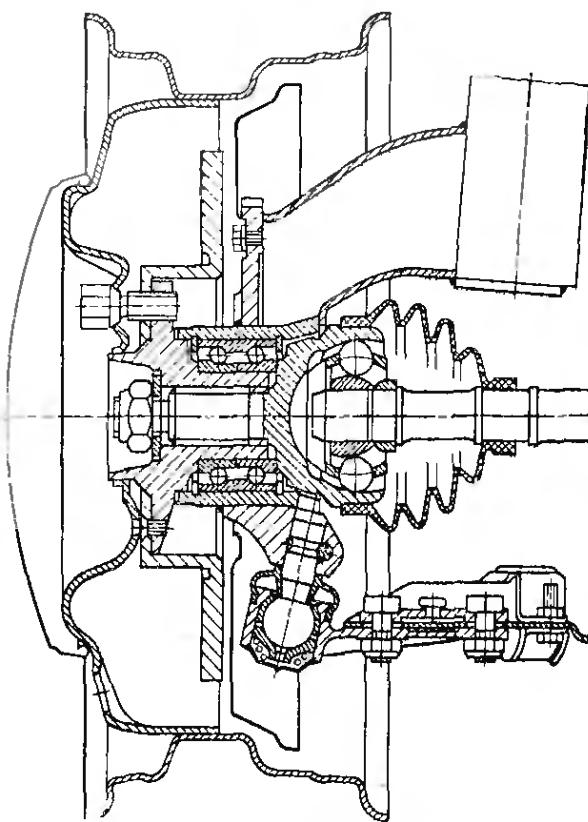


Рис. 3.1.58. Опора переднего колеса автомобилей «Ауди-80» и «Фольксваген-пассат». Хорошо видны поворотный кулак, приваренный к стойке, и нижний направляющий шарнир, который после ослабления затяжки двух болтов можно переместить относительно нижнего рычага в боковом направлении, чтобы отрегулировать развал колес. В связи с наличием отрицательного плеча обкатки диск колеса выполнен с большой глубиной

автомобиля «Ауди-80» и автомобиля «Фольксваген-пассат»; оба автомобили имеют отрицательное плечо обкатки, и в целях уменьшения занимаемого пространства для них требуются компактные подшипниковые узлы (см. рис. 3.5.4 и разд. 4.9). Подшипник первого поколения (рис. 3.1.49) уплотнен с обеих сторон и имеет наружное кольцо, установленное между двумя стопорными кольцами, что обеспечивает возможность шлифования отверстия на проход; применяется посадка Р7. Дополнительным уплотнением служит узость щелей, одна из которых образуется между наружной стороной ступицы и отверстием поворотного кулака, а вторая — между коническими поверхностями корпуса неподвижного шарнира равных угловых скоростей и поворотного кулака. К этому надо добавить определенный центробежный эффект, создаваемый большим по диаметру гофрированным чехлом и тормозным диском, привернутым с наружной стороны к ступице. Вал колеса работает на кручение и (в результате затяжки гайки $M18 \times 1,5$ с крутящим моментом 220–250 Н·м) на растяжение. Внутренние кольца подшипника установлены на шейке ступицы, имеющей диаметр 39 мм и посадку k6.

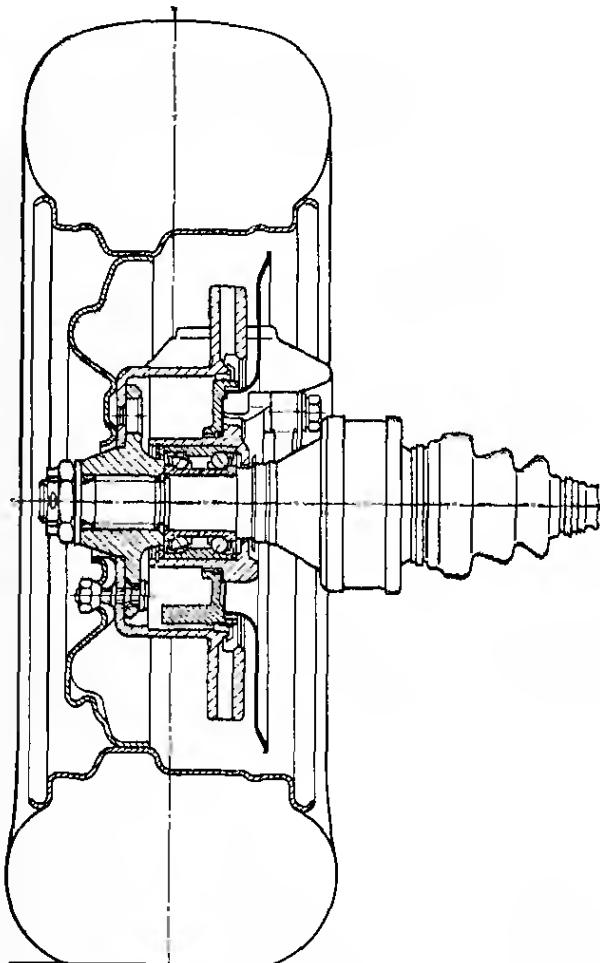


Рис. 3.1.59. Опора ведущих колес, используемая на мод. «Адмирал» и «Дипломат», имеющих подвеску Де-дион фирмы «Опель». Вал колеса опирается на двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник с двухсторонним уплотнением, который имеет допуск по стандарту ИСО $j6$, а отверстие в поворотном кулаке выполнено с резьбой М6

Аналогичная конструкция подшипников применена в задней подвеске Де-дион автомобилей мод. «Адмирал» и «Дипломат» (рис. 3.1.59), выпущенных фирмой «Опель» в 1969 г. Чтобы улучшить уплотнение вала колеса, перед щелью, образованной корпусом подшипника и ступенькой на валу, дополнительно установлен отражатель, который отбрасывает к периферии твердые частицы и воду, облегчая этим условия работы уплотнений, запрессованных в подшипник. Наружную сторону подшипника аналогичным образом уплотняет лабиринт, предусмотренный между торцевым выступом тормозного диска и охватывающим его неподвижным кольцом. Дополнительное уплотнение создается центробежным эффектом тормозного диска. Вал колеса

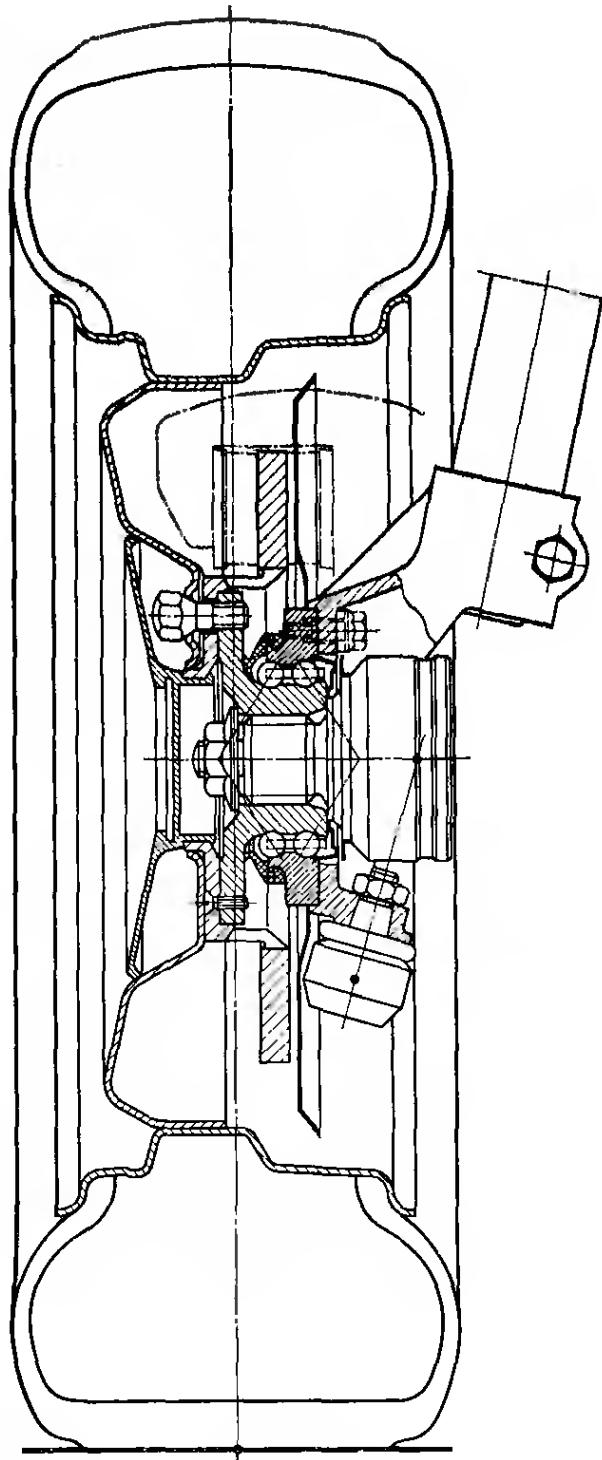


Рис. 3.1.60. Опора ведущего переднего колеса, используемая в подвеске Макферсон. Установлен подшипник третьего поколения фирмы СКФ, оба кольца подшипника (внутреннее и наружное) являются несущими деталями крепления. Плечо обкатки колеса, как показано на рисунке, равно нулю

и воду, облегчая этим условия работы уплотнений, запрессованных в подшипник. Наружную сторону подшипника аналогичным образом уплотняет лабиринт, предусмотренный между торцевым выступом тормозного диска и охватывающим его неподвижным кольцом. Дополнительное уплотнение создается центробежным эффектом тормозного диска. Вал колеса

работает на кручение, изгиб и растяжение; гайка вала должна быть затянута с крутящим моментом 300—400 Н·м (см. рис. 3.2.34).

Аналогично устроена опора заднего колеса автомобилей «Фиат-130» (см. рис. 3.5.31) и «Форд-гранада», а также передние опоры большинства переднеприводных легковых автомобилей (см. рис. 3.4.19, 3.4.21 и 3.5.25). Однако в этих конструкциях внутренние кольца подшипников установлены на шейку ступицы, в которую входит шлицеванный вал колеса. Конструкцию, показанную на рис. 3.1.50, в которой применены подшипники второго поколения двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников фирмы СКФ, можно использовать для опоры ведущих колес; в этом случае фланец, образующий одно целое с наружным кольцом, должен крепиться к поворотному кулаку. На рис. 3.1.60 изображена конструкция так называемого третьего поколения подшипников фирмы СКФ. К внутреннему кольцу подшипника, служащему ступицей, прикреплены колесо и глубокий тормозной диск. Наружное кольцо имеет форму, близкую к показанной на рис. 3.1.50. Короткий вал колеса работает только на кручение и растяжение и соединен со ступицей шлицами. Такая опора уменьшает вес, а при большой программе выпуска — и затраты. Опора имеет широкую опорную базу и обеспечивает легкий монтаж—демонтаж. Другими преимуществами опоры являются возможность расположения центра неподвижного шарнира равных угловых скоростей на оси поворота и возможность более экономичного изготовления корпуса этого шарнира.

Таким образом, для опоры ведущего колеса применяют либо один двухрядный шариковый подшипник, либо два отдельных подшипника, установленных на определенном расстоянии друг от друга. Регулировка зазора, возникающего в подшипнике во время эксплуатации, возможна лишь в немногих современных конструкциях. В остальных конструкциях при обнаружении повышенного зазора (см. рис. 3.0.5) требуется замена подшипника.

Иначе выполнена опора полуосей в подвесках с качающимися полуосями. В таких подвесках внутренние концы полуосей имеют опору на главной передаче, поэтому опора кожуха полуоси воспринимает нагрузку от момента вертикальной силы F_n на плече a , а также от момента боковой силы F_s на плече радиуса шины r_d (см. рис. 3.1.44, 3.8.3, 3.8.4). Фиксированный подшипник (в большинстве случаев радиальный шариковый) установлен на наружном конце полуоси.

3.1.7. Подшипники полуосей, применяемые при зависимой подвеске ведущих колес

В случае зависимой подвески внутренние концы полуосей легковых автомобилей имеют опору, аналогичную опоре при качающихся полуосях, т. е. через полуосевые шестерни на корпус дифференциала и его подшипники. При этом в точке A (рис. 3.1.61) возникают силы, которые будут тем меньше, чем длиннее полуось.

Шлицевой профиль, показанный на правом конце полуоси и необходимый для соединения полуоси с шестерней, допускает осевое сме-

щение, поэтому правый конец полуоси является свободной опорой. В качестве фиксированной опоры на легковых автомобилях обычно применяют радиальные шарикоподшипники, устанавливая их на наружных концах полуосей в картере моста. Эти подшипники могут воспринимать силы как радиальные, так и осевые (т. е. во всех трех направлениях, см. рис. 3.0.1), и (при увеличенном радиальном зазоре) на их работе не отражается отрицательно прогиб полуоси. На рис. 3.1.62 показана область разброса угла γ , на который может отклоняться конец полуоси под действием статически приложенных боковых сил, а на рис. 3.1.63 — типичная наружная опора. Внутреннее кольцо подшипника, снабженного двухсторонним уплотнением (см. рис. 3.1.47, б), упирается в напрессованное кольцо уголкового сечения; наружное удерживается фланцем, прижимающим одновременно тормозной щит. Перед этим фланцем на полуоси расположен отражатель, который предотвращает попадание продуктов изнашивания тормозов в подшипник.

Радиальные шарикоподшипники имеют преимущество перед обычными коническими роликовыми подшипниками, которое заключается в возможности передачи осевых сил в обоих направлениях. Однако фирма «Тимкен», совершившая конические подшипники наиболее распространенного типа TS, нашла решение, допускающее двухстороннее осевое нагружение роликов (рис. 3.1.64). С этой целью наружное кольцо подшипника дополняют кольцом с буртиком, которое для облегчения сборки приклеивают. Ролики имеют допуск на длину ± 12 мкм и шлифуются по торцам. Осевой зазор составляет до сборки 0,18—0,46 мм, а в собранном состоянии 0,03—0,38 мм. Кроме того, на большем диаметре внутреннего кольца отсутствует направляющий буртик (на подшипнике типа TS — слева), он заменен буртиком на малом диаметре беговой дорожки (на подшипнике серии UNIT справа). На рис. 3.1.65 показан смонтированный подшипник. В осевом направлении подшипник удерживается на полуоси напрессованным кольцом 1, которое имеет ширину 12 мм и толщину 6,5 мм и должно быть изготовлено из улучшенной стали с пределом текучести не менее $\sigma_s = 685$ МПа (например, сталь 34Cr4V третьей группы прочности). Прессовая посадка должна иметь натяг не менее 0,13 мм. Фланец 2, обладающий определенной упругостью, давит на каркас

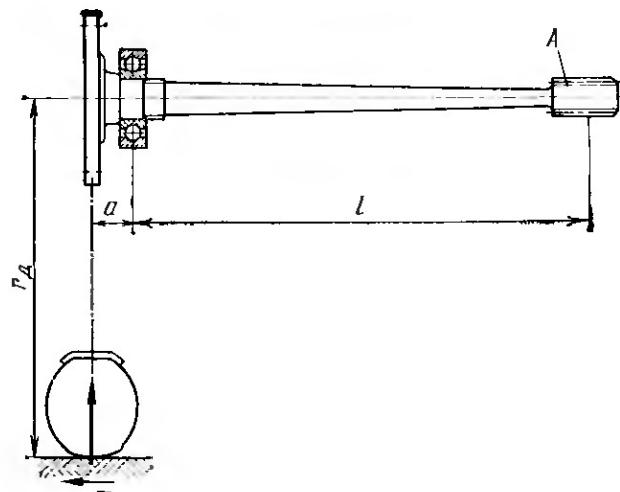


Рис. 3.1.61. Радиальные шарикоподшипники, устанавливаемые на внешних концах полуосей в картере моста, при зависимой подвеске ведущих колес должны передавать вертикальные, боковые и продольные силы. Под действием этих сил возникают реакции, которые через внутренний конец полуоси нагружают подшипник, расположенный в корпусе дифференциала *

* Необходимо отметить, что на данные подшипники, кроме указанных сил действуют силы со стороны главной передачи. — Прим. ред.

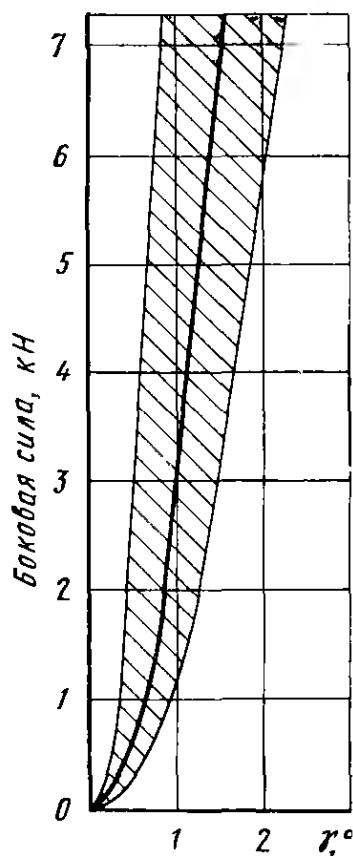


Рис. 3.1.62. Зависимость угла изгиба γ наружных концов полуосей различных легковых автомобилей среднего класса от боковых сил, возникающих во время движения на повороте. Приведены область разброса и кривая средних значений угла

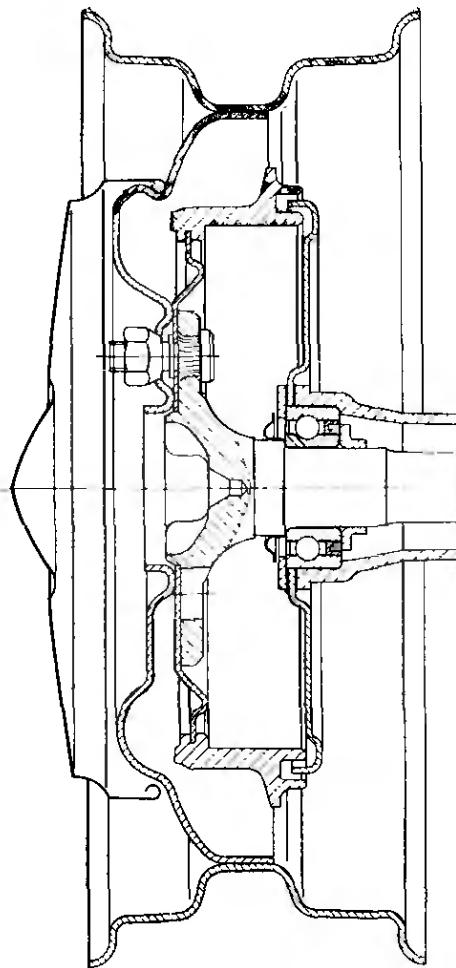


Рис. 3.1.63. Внешняя опора полуоси легкового автомобиля с радиальным подшипником фирмы СКФ, имеющим двухстороннее уплотнение

манжеты 3 с силой $F \geq 3,65$ кН, обеспечивая тем самым надежную посадку наружного кольца подшипника в осевом направлении. Фирма «Даймлер-бенц» применяет подшипники серии UNIT фирмы «Тимкен» на фургонах 207D/308 малой грузоподъемности выпуска 1977 г. На американских автомобилях применяют цилиндрические роликовые подшипники. Подшипники имеют буртики с обеих сторон как на наружном, так и на внутреннем кольце, благодаря чему могут воспринимать осевые силы в обоих направлениях и функционально соответствуют подшипникам серии UNIT фирмы «Тимкен».

Большие нагрузки на заднюю ось и сдвоенные шины не позволяют использовать на грузовых автомобилях приведенные выше опоры полуразгруженных полуосей. Как уже было показано на рис. 3.1.37, для них применяют почти исключительно два разнесенных конических роликовых подшипника, которые устанавливают на сужающейся части балки моста. На рис. 3.1.66 изображена опора такого конструктивного решения. После демонтажа полуоси можно регулировать зазор в подшипниках с помощью двух гаек, имеющих взаимное стопорение.

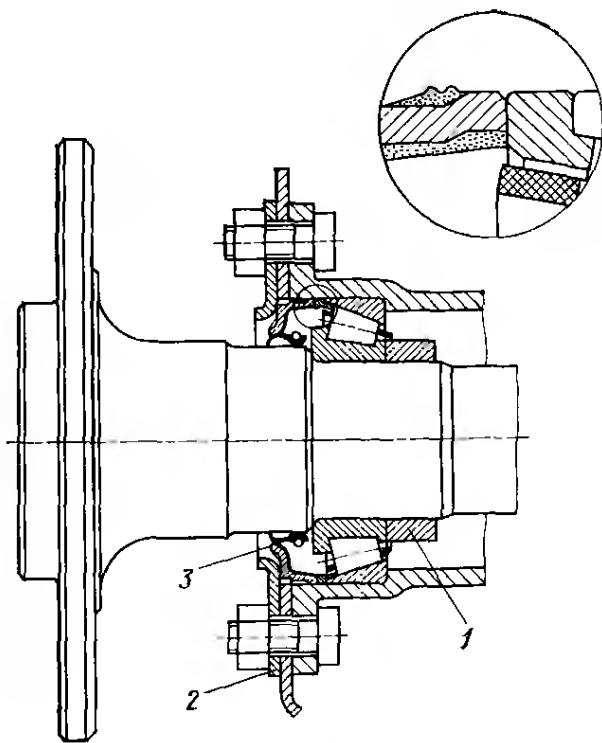


Рис. 3.1.65. Наружная опора полуоси с подшипником UNIT фирмы «Тимкен»; уплотнение опоры осуществляется радиальная манжета с защитной кромкой. Фирма «Даймлер-бенц» применяет такую конструкцию на малых фургонах 207, D/308 выпуска 1977 г.

Рис. 3.1.64. Конические роликовые подшипники фирмы «Тимкен»:

1 — подшипник ЮНИТ (UNIT), который может передавать силы, действующие в двух направлениях; 2 — подшипник TS обычной конструкции, воспринимающий боковые силы, действующие только в одном направлении

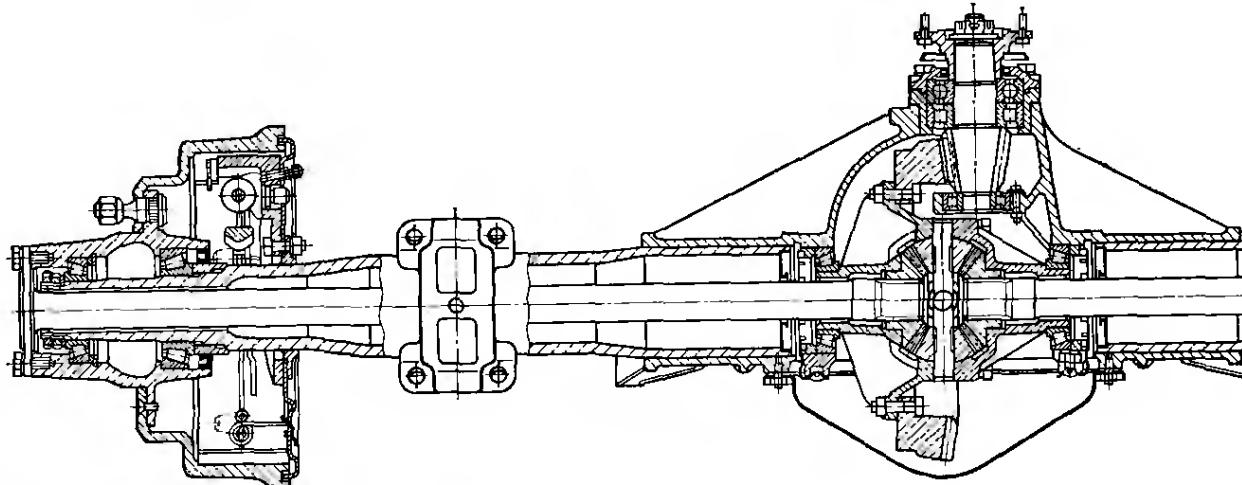
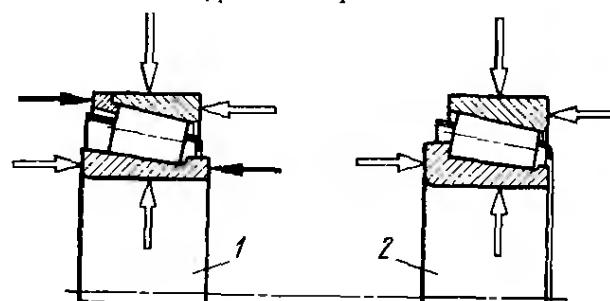


Рис. 3.1.66. Задний мост грузового автомобиля с двумя коническими роликовыми подшипниками, используемыми для опоры ступицы на картер моста. Две наружные круглые гайки позволяют осуществлять регулировку осевого зазора в подшипниках. С помощью фланца, показанного в левой части рисунка, полностью разгруженная полуось соединяется со ступицей

3.2. ЗАВИСИМЫЕ ПОДВЕСКИ

3.2.1. Преимущества и недостатки

Зависимая подвеска является самым старым из известных типов подвески, которую до сих пор преимущественно используют на грузовых автомобилях и автобусах. Несмотря на возникающие вместе с ее применением следующие проблемы:

большая масса балки, если главная передача находится в ней; склонность к уводу на дороге, имеющей «поперечные волны»; взаимосвязанность положений колес (рис. 3.2.1, а);

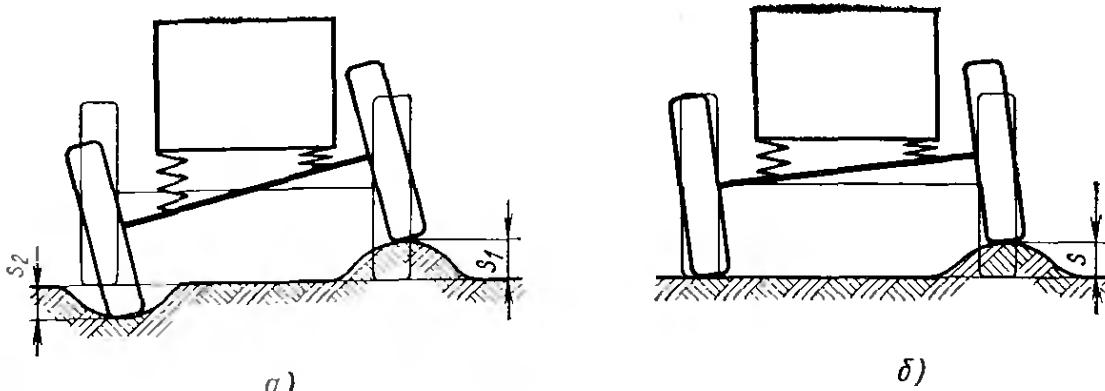


Рис. 3.2.1, а. Положение, занимаемое колесами зависимой подвески при переезде дорожных неровностей, соответствует разноименному ходу колес подвески
Рис. 3.2.1, б. При «одностороннем» ходе колес зависимой подвески положение одного колеса также влияет на положение другого

возможность поворота оси в плане во время прямолинейного движения по дороге с выбоинами, т. е. при разностороннем или одностороннем ходе подвески (рис. 3.2.1, б);

необходимость свободного пространства над осью, соответствующего ходу сжатия подвески (уменьшение объема багажника).

Зависимую подвеску по-прежнему применяют на ведущих задних колесах легковых автомобилей, причем не только на крупносерийных, но и на малосерийных скоростных итальянских и английских спортивных автомобилях. В качестве передней подвески зависимую подвеску используют лишь на полноприводных легковых автомобилях высокой проходимости (см. рис. 1.8.8); установка зависимой подвески на обычные автомобили не допускается по той причине, что для ее размещения требуется свободное пространство под двигателем, а в настоящее время автомобили делают все ниже по высоте.

Путем совершенствования деталей подвески и конструкции упругого элемента постоянно улучшают показатели зависимых подвесок ведущих колес. Только при движении по неровным дорогам зависимая подвеска по уровню параметров уступает независимой подвеске.

Совсем другое положение на переднеприводных автомобилях; у них зависимая подвеска задних колес имеет скорее преимущества, чем недостатки. Например, по весу зависимая подвеска не тяжелее обычных независимых подвесок (см. рис. 1.6.9) и, кроме того, имеется возможность получения высокого центра крена, что желательно для автомобилей этого типа. Другими преимуществами, справедливыми и для ведущих осей, являются следующие:

простота и экономичность изготовления;

отсутствие изменений колеи, схода и развала при ходе подвески, что обуславливает уменьшение изнашивания шин и улучшение устойчивости автомобиля на обледенелой и скользкой дорогах;

восприятие момента боковых сил $M = T \cdot n$ поперечной тягой, положение которой относительно оси колес можно изменять в широких пределах (тяга Панара на рис. 3.2.1, в), и связанная с этим воз-

можность влияния на высоту центра крена и поворачиваемость, определяемую действием боковых сил;

отсутствие изменения развала колес при крене кузова во время движения на повороте, т. е. сохранение величины бокового усилия, которое может передать шина.

Кроме того, ведомым колесам можно придать отрицательный развал, что позволит повысить сопротивление боковому уводу, однако отрицательно отразится на износе шин.

Основной недостаток (склонность к уводу автомобиля на волнистой дороге) может быть в значительной мере устранен установкой однотрубных амортизаторов большого объема (к сожалению, более дорогостоящих). Амортизаторы такой конструкции позволяют без заметного ухудшения плавности хода создавать большое усилие сжатия, которое при ходе сжатия подвески будет более эффективно противодействовать отрыву оси от дороги. Эта мера является простой (и, пожалуй, самой экономичной) для улучшения свойств зависимой подвески.

Неразрезной задний мост может быть установлен на наклонных (относительно горизонтали) продольных рычагах или продольных рессорах таким образом, что при движении на повороте ось повернется (в плане) на небольшой угол относительно продольной оси автомобиля (рис. 3.2.2, *a* и см. рис. 3.2.11, *a*); точнее, с наружной стороны база немногого уменьшится, а с внутренней — соответственно увеличится. Это явление вызывает увеличение радиуса поворота автомобиля, т. е. подвеска способствует появлению недостаточной поворачиваемости у автомобиля под действием крена (рис. 3.2.2, *b*). Хотя такая установка оси при движении по плохой дороге проявляет себя с отрицательной стороны, тем не менее ослабляется нежелательная на повороте избыточная поворачиваемость. Зависимым подвескам ведущих колес (при любой схеме подвески) присуща реакция на изменение подачи топлива, однако не в той мере, как подвескам на косых рычагах (см. разд. 3.10.4). Радиальные шины со стальным кордом серии 70, по-видимому, усиливают это явление.

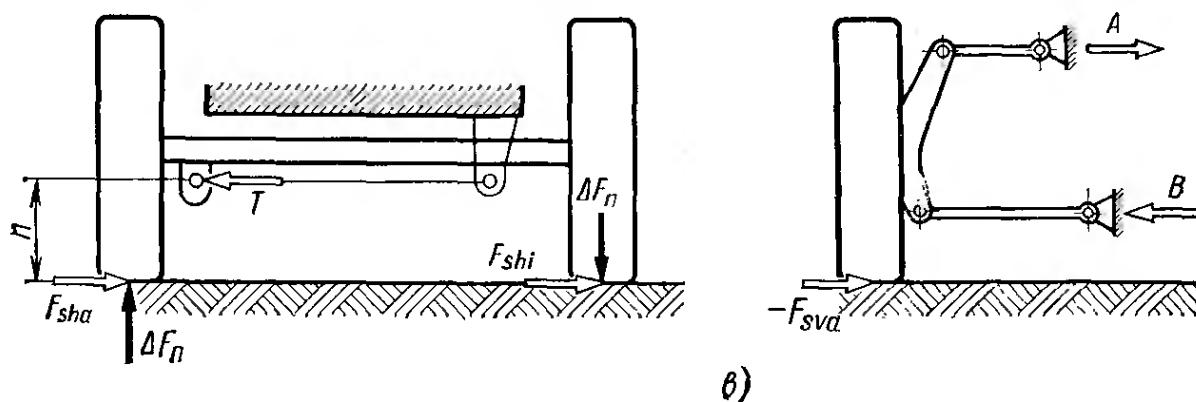
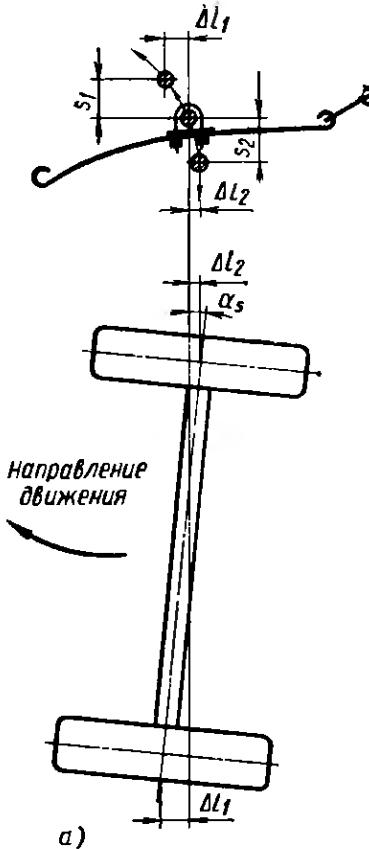
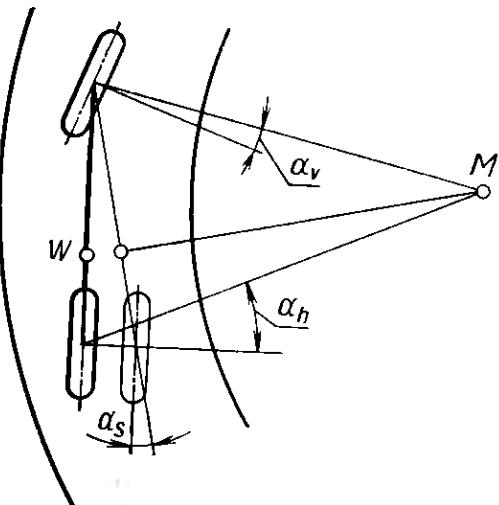


Рис. 3.2.1, *b*. Балки зависимых задних подвесок воспринимают изгибающие моменты, возникающие от боковых сил. Следовательно, между осью и кузовом существует только боковая сила T , величина которой примерно соответствует боковым силам F_{sha} и F_{shi} (возникают в пятне контакта колес с дорогой). В передних независимых подвесках, не имеющих балки, боковая сила F_{svd} вызывает появление сил A и B в рычагах, вследствие чего на кузов с обеих сторон действуют изгибающие моменты



a)

Рис. 3.2.2, а. Наклонные продольные рессоры с опущенной передней точкой опоры снижают тенденцию к избыточной поворачиваемости автомобиля классической компоновки при боковом крене кузова. Наружное (относительно центра поворота) колесо, перемещаясь на ход сжатия s_1 , одновременно смещается вперед на Δl_1 , а внутреннее колесо, перемещаясь на ход отбоя s_2 , одновременно смещается назад на Δl_2



б)

Рис. 3.2.2, б. Если в результате попечного крена кузова происходит поворот задней оси в горизонтальной плоскости на угол α_s в сторону, соответствующую недостаточной поворачиваемости автомобиля, то задняя часть автомобиля меньше смещается к внешней стороне поворота, поэтому водитель получает ощущение наличия у автомобиля более нейтральной поворачиваемости. В целях упрощения рисунка колеса каждой оси изображены в виде одного колеса, расположенного посередине

3.2.2. Подвески на продольных рессорах

Существует много способов присоединения неразрезной задней балки к кузову или к раме. Часто в качестве единого несущего и одновременно упругого связующего звена применяют листовые рессоры, поскольку они способны воспринимать действие сил во всех трех направлениях, а также тяговые и тормозные реактивные моменты (рис. 3.2.3). Кроме того, этот экономически самый выгодный тип подвески имеет то преимущество, что рама на грузовом автомобиле, а кузов на легковом могут опираться в двух точках задней части: под задним сиденьем и под багажником (рис. 3.2.4, а). В результате этого снижаются напряжения, действующие в задней части кузова при большой загрузке багажника легкового автомобиля или в раме грузового автомобиля при полной нагрузке (рис. 3.2.4, б). На легковых автомобилях малого и среднего класса, а также на грузовых автомобилях рессоры успешно выполняют функции направляющего устройства. Применение рессор на тяжелых легковых автомобилях высшего

класса связано с серьезными трудностями. Они связаны с тем, что рессоры (в связи с требованием высокой плавности хода) вынуждены делать длинными, а значит, и податливыми в боковом направлении, что ухудшает устойчивость автомобиля во время движения на повороте. Другой недостаток «мягких» рессор — так называемый S-образный изгиб (рис. 3.2.5). Продольные силы, действующие в контакте колес на режимах торможения и разгона, вызывают поворот задней оси, что приводит к увеличению изгибных напряжений, действующих в центре рессоры; по этой причине едва ли возможно применение однолистовых рессор без дополнительных направляющих элементов в зависимой подвеске ведущих колес.

Несколько листов, соединенных хомутами (что необходимо, так как иначе на разгруженной стороне листы разойдутся), представляют собой пакет с заделкой и создают большой момент сопротивления изгибу.

При зависимой подвеске ведущих колес тяговые силы, действующие в контакте колеса с дорогой, колеблются вследствие дорожных неровностей и «подскакивания» моста, что может вызвать крутильные колебания моста относительно оси колес (рис. 3.2.6). Эти колебания вряд ли могут быть погашены амортизаторами, так как их устанавливают с небольшим вылетом относительно оси колес.

Задние подвески переднеприводных автомобилей должны воспринимать только тормозные силы, которые могут вызвать подобные крутильные колебания лишь при весьма неблагоприятных условиях. В связи с тем, что тормозной момент прикладывается более плавно, чем тяговый, колеса затормаживаются более равномерно, к тому же они не подвержены влиянию колеблющихся агрегатов (например, двигателя, установленного на подвеске). Амортизаторы целесообразно располагать так: один перед осью, а другой позади нее (рис. 3.2.7 и 3.2.8, а). Тогда при равносторонних ходах отбоя или

сжатия можно будет предотвратить поворот балки путем приблизительно вертикальной установки амортизаторов с вылетом относительно оси колес.

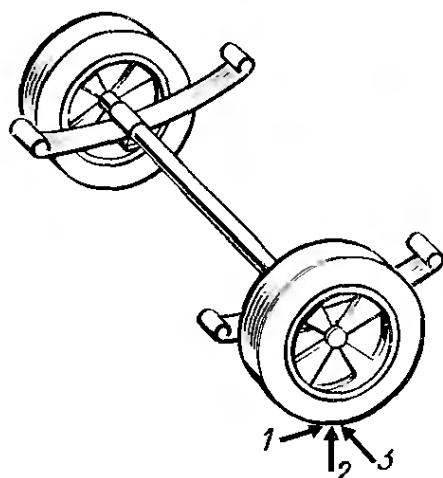


Рис. 3.2.3. Продольные листовые рессоры могут воспринимать силы, действующие во всех направлениях, а также тормозной и тяговый моменты:
1, 2, 3 — соответственно продольная, вертикальная, боковая сила

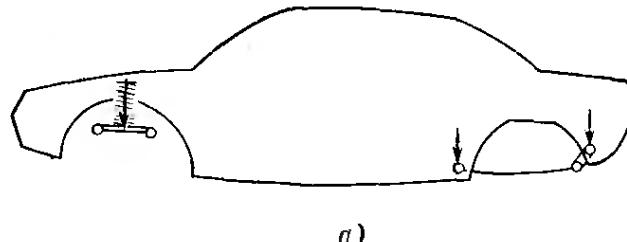


Рис. 3.2.4, а. Продольные задние рессоры поддерживают кузов легкового автомобиля в двух точках, расположенных под задним сиденьем и под задней частью кузова, что обуславливает возникновение малых напряжений в элементах кузова

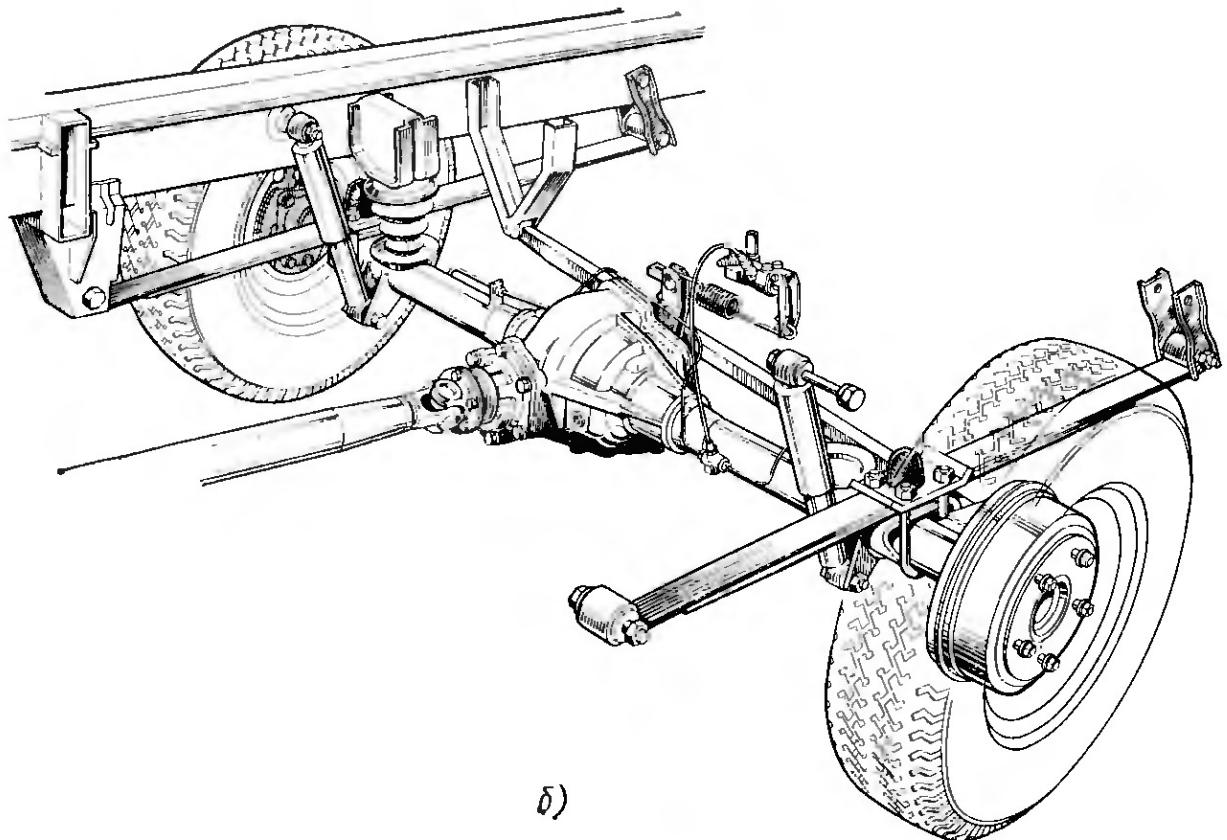


Рис. 3.2.4, б. Задняя подвеска легкого грузового автомобиля «Фольксваген ЛТ», показанного на рис. 1.1.7. Длинные однолистовые рессоры обеспечивают хорошую опору для рамы и имеют прогрессивную характеристику в связи с увеличением длины контакта коренного листа с подрессорником (второй прямой лист). Позади правого амортизатора на рисунке виден один из двух дополнительно устанавливаемых резиновых пустотелых упругих элементов. Буферы сжатия расположены под рессорами по оси колес. Боковые силы воспринимает тяга Панара, расположенная позади оси

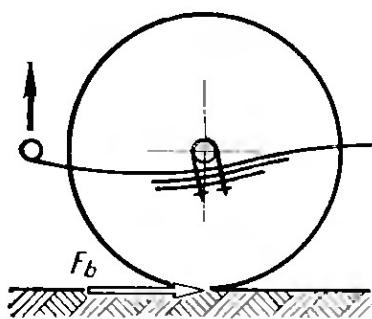


Рис. 3.2.5. S-образный изгиб рессоры, вызванный действием тормозных сил F_b , приводит к увеличению изгибных напряжений, действующих в задних концах обеих продольных рессор

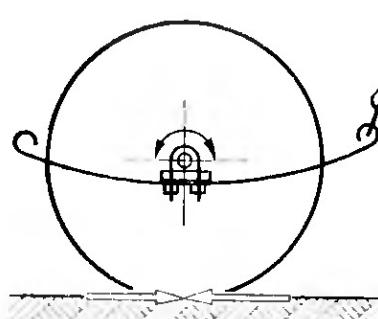


Рис. 3.2.6. Крутильные колебания относительно оси колес, вызываемые изменением тяговых сил

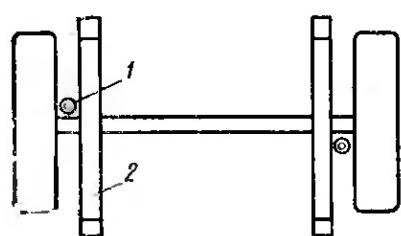
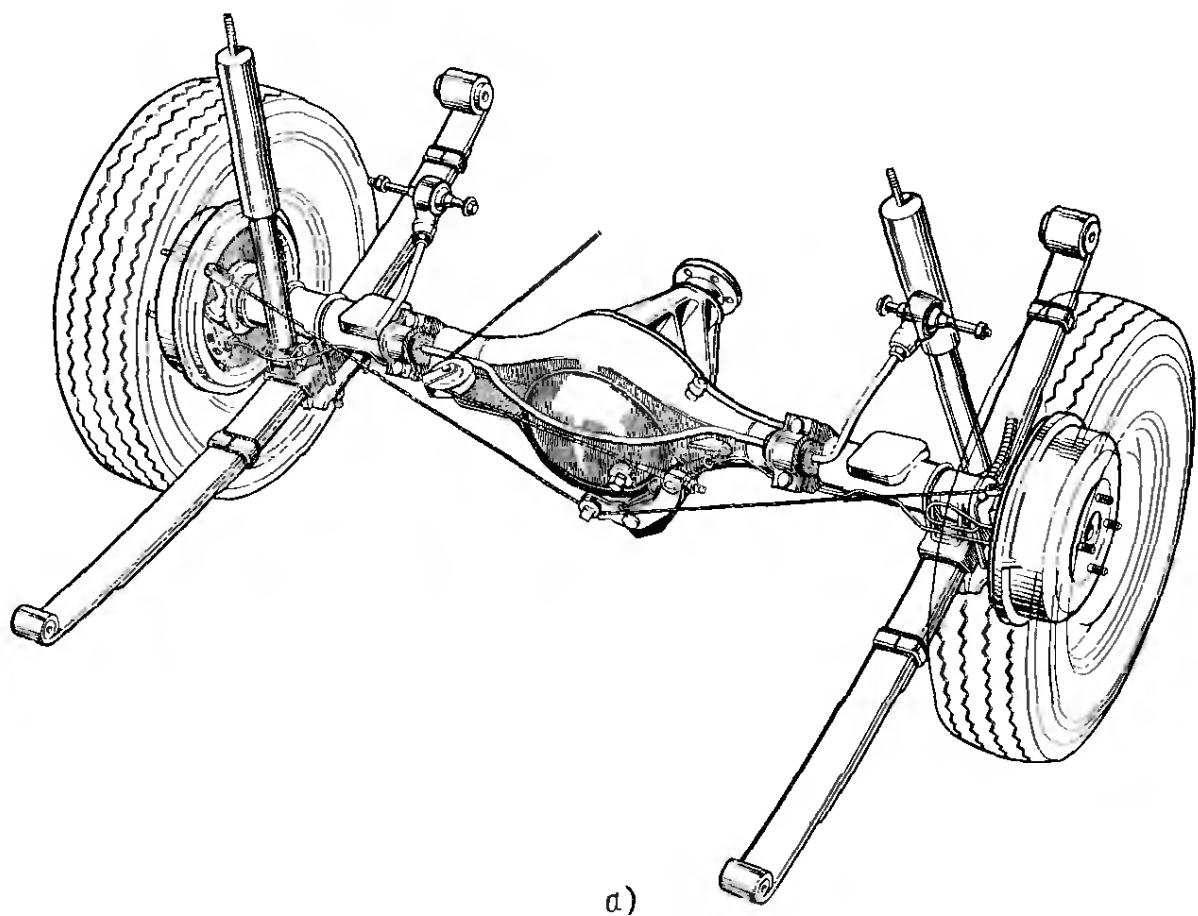


Рис. 3.2.7. Удачное расположение амортизаторов. С одной стороны автомобиля амортизатор установлен перед балкой, а с другой — позади нее. Такая конструкция используется на автомобилях «Эскорт» и «Капри» фирмы «Форд» и мод. Р-Икс-3 и 818 фирмы «Мазда»:

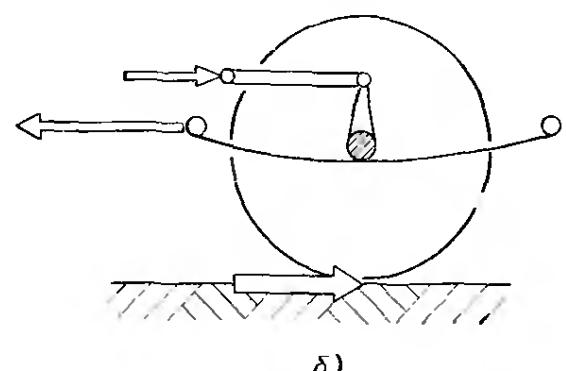
1 — амортизаторы; 2 — листовые рессоры



а)

Рис. 3.2.8, а. Ведущий задний мост автомобиля «Форд-капри II» выпуска 1972 г. имеет продольные рессоры и стабилизатор, расположенный над балкой моста; направленные вперед плечи стабилизатора выполняют роль продольных штанг и вследствие упругости резиновых элементов шарниров обладают продольной податливостью, необходимой для компенсации жесткого качения радиальных шин со стальным кордом

Чтобы воспрепятствовать появлению S-образного изгиба и крутильных колебаний, фирма «Форд» применяет на автомобилях «Эскорт» и «Капри» две продольные штанги над ведущим мостом (рис. 3.2.8, а), которые при торможении работают на сжатие (и продольный изгиб), а при разгоне — на растяжение. Вследствие этого продольные рессоры нагружаются почти исключительно силами сжатия или растяжения (рис. 3.2.8, б), которые без осложнений воспринимаются корейными листами или однолистовыми рессорами (рис. 3.2.8, в). Показанное на рис. 3.2.5 действие изгибающего момента в этом случае будет наблюдаться (в связи с податливостью резиновых опор), но в значительно меньшей мере.



б)

Рис. 3.2.8, б. Опорные штанги подвески воспринимают продольно направленные реактивные силы. Поэтому в рессорах, нагружаемых при разгоне торможения продольными усилиями, почти не происходит увеличения напряжений изгиба в противоположность тому, что показано на рис. 3.2.5

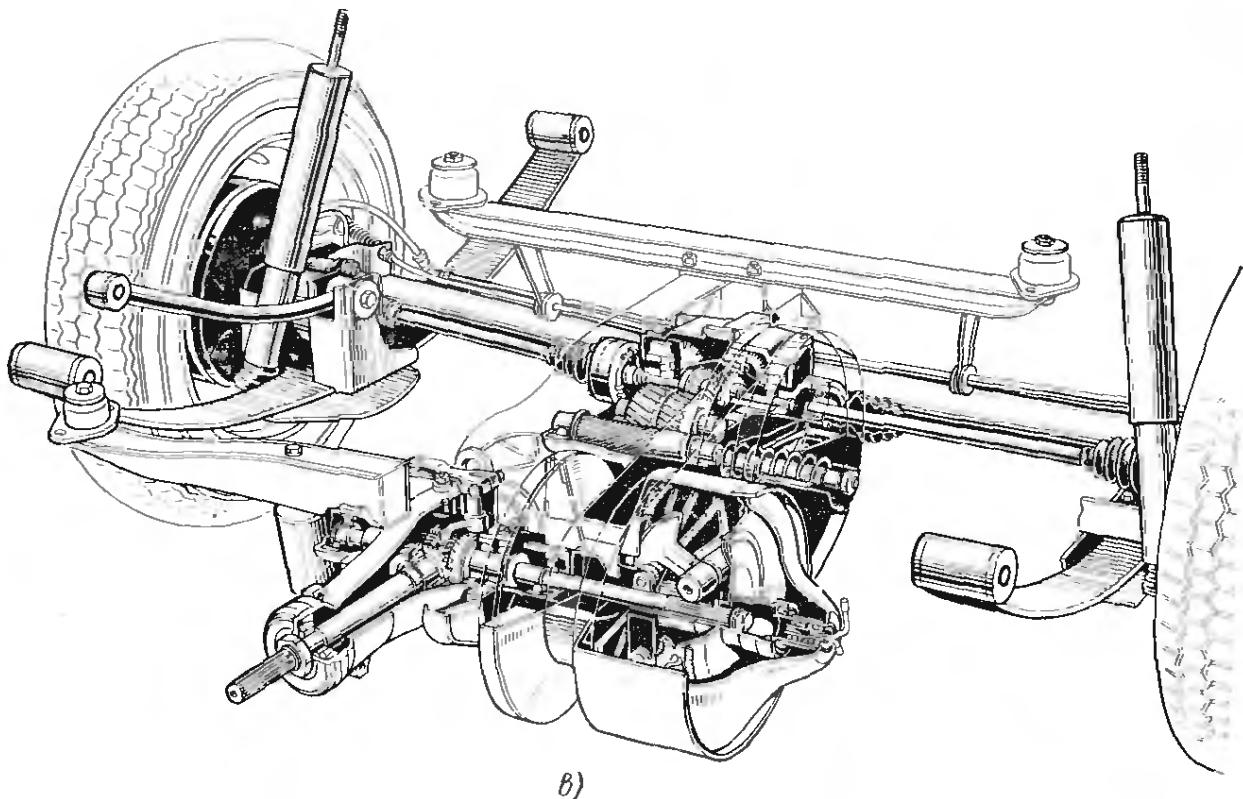
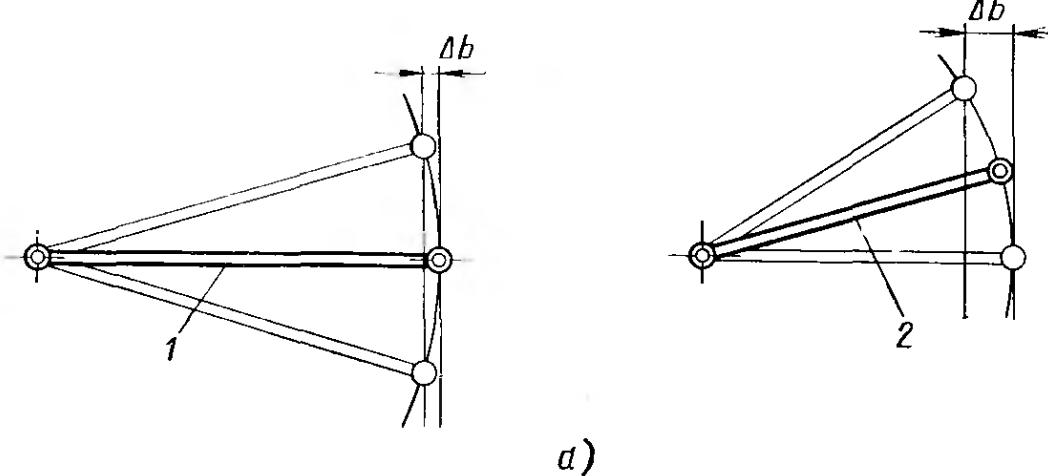


Рис. 3.2.8, в. Подвеска Де-дион автомобиля «Вольво-343» выпуска 1975 г., имеющего трансмиссию Вариоматик, расположенная отдельно от балки моста с главной передачей, и однолистовые рессоры, предназначенные для восприятия вертикальных, боковых и продольных сил. Тормозной момент воспринимают рессоры и продольная штанга, показанная в левой части рисунка; реактивный момент, возникающий при разгоне, воспринимают опоры главной передачи и передачи Вариоматик, показанные тонкими линиями. Для получения малого момента инерции трубу карданного вала изготавливают из алюминиевого сплава AlMgSi0,5

3.2.3. Подвески с направляющими парными рычагами

Описанные выше конструкции улучшают устойчивость и управляемость автомобиля, однако технически правильнее (хотя это увеличивает расходы) передавать вертикальные силы винтовыми пружинами, не обладающими собственным трением, а боковые (как было показано на рис. 3.2.1, в и 3.2.4, б) — тягой Панара. Вокруг точки крепления к кузову эта тяга описывает дугу (рис. 3.2.9, а), т. е. во время ходов подвески кузов получает небольшое боковое смещение Δb , которое тем больше, чем короче тяга и чем больше она наклонена к горизонтали. Кроме того, надо учитывать наклон тяги Панара во время движения на повороте (который зависит от длины тяги), приводящий к тому, что при поперечном крене в одну сторону центр крена хотя и перемещается вверх (рис. 3.2.9, б), тем не менее сила $-T_z$ увеличивает крен кузова. Если центробежная сила F_{cf} направлена в другую сторону (рис. 3.2.9, в), то центр крена снижается, однако возникает составляющая $+T_z$, поддерживающая кузов, и тяга Панара воспринимает часть приращения усилия, нагружающего правую пружину. По изложенным причинам при расчете поведения автомобиля во время движения на повороте требуется учитывать изменение положения тяги Панара.

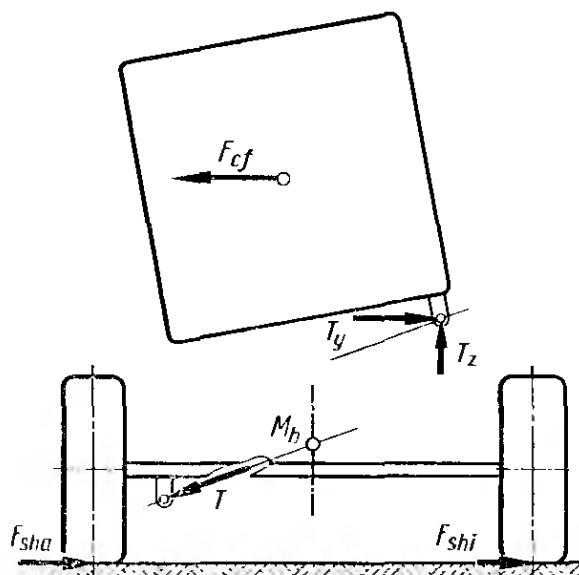


a)

Рис. 3.2.9, *a*. Чем больше наклонена тяга Панара к горизонтали и чем она короче, тем большее боковое смещение Δb при вертикальном перемещении кузова. Это приводит к смещению колес и отклонению автомобиля от заданного направления движения:

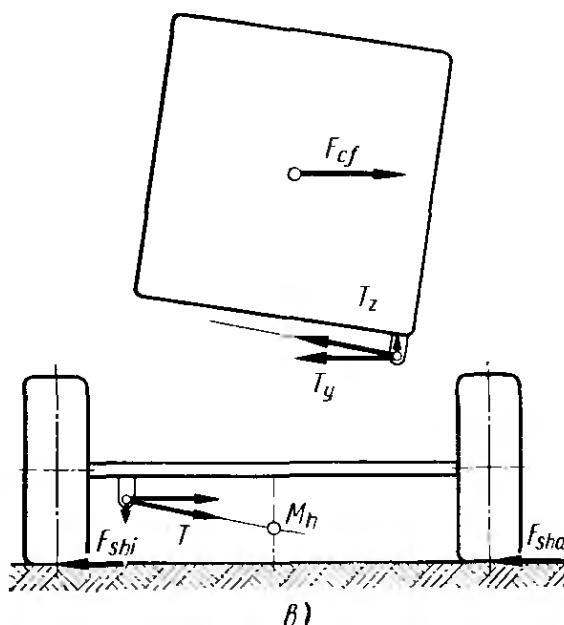
1 и 2 — тяги Панара, расположенные соответственно горизонтально и наклонно

Если тяга Панара расположена за осью колес (рис. 3.2.9, *г* и 3.2.10, *а*, мод. «Опель-рекорд»), то при движении на повороте возникает пара сил, которая воспринимается продольными рычагами и обуславливает там появление сил $\pm F_x$ (рис. 3.2.10, *б*). Вследствие упругой податливости резиновых элементов в шарнирах ось может повернуться в плане на угол α_s , что вызовет увеличение радиуса



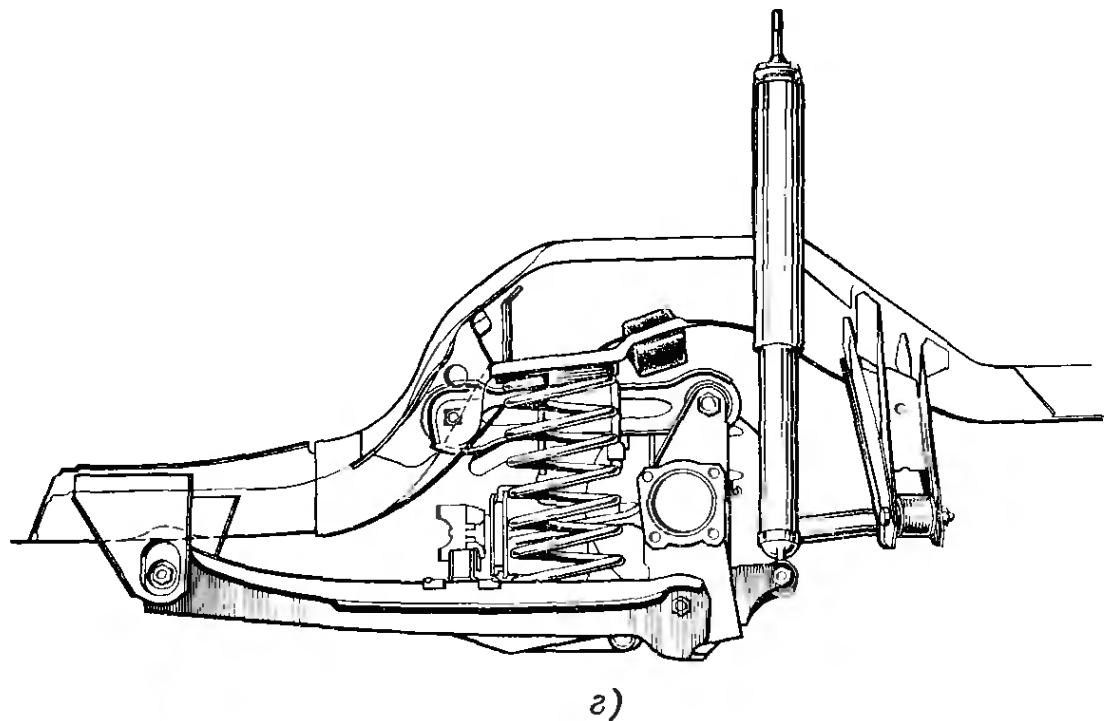
б)

Рис. 3.2.9, *б*. Тяга Панара, занимающая во время прямолинейного движения примерно горизонтальное положение, при поперечном крене кузова наклоняется; центр крена M_h при выполнении правого поворота смещается вверх, поэтому плечо крена уменьшается (см. рис. 4.4.3). Однако возникающая при этом составляющая T_z усиливает поперечный крен кузова



в)

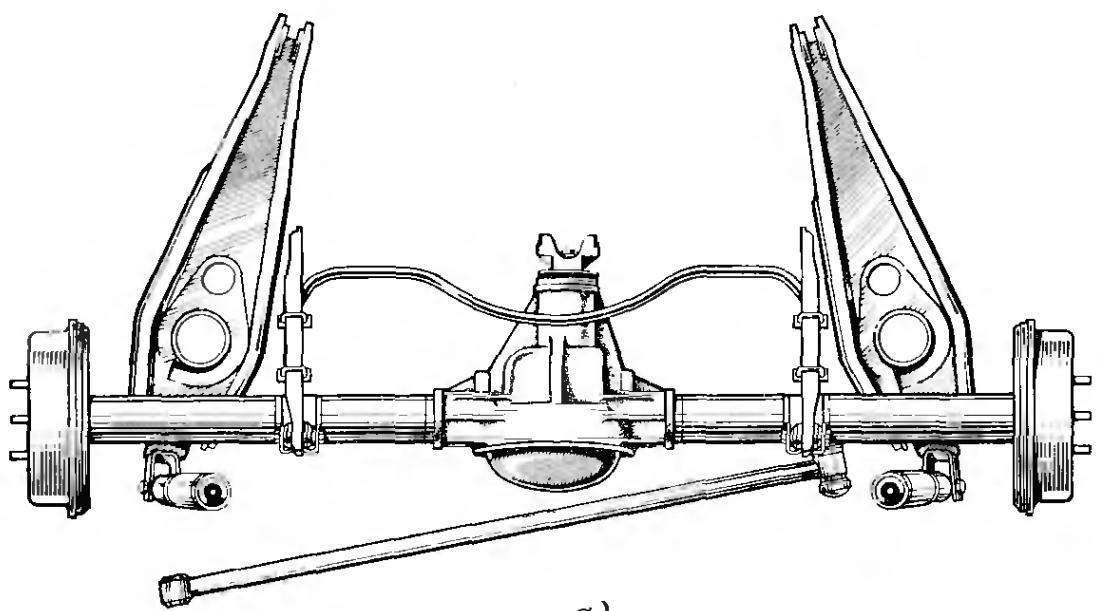
Рис. 3.2.9, *в*. При выполнении левого поворота центр крена M_h смещается вниз; однако в результате действия составляющей T_z кузов получает дополнительную опору, поэтому поперечный крен уменьшается



г)

Рис. 3.2.9, г. Вид сбоку на пятирычажную подвеску мод. 78 автомобиля «Опель-рекорд». Хорошо видны профиль нижних рычагов, пружины, опирающиеся на эти рычаги, и тяга Панара, расположенная примерно на высоте оси

поворота автомобиля. В этом случае подвеска способствует возникновению недостаточной поворачиваемости у автомобиля под действием боковых сил, т. е. осуществляется статически обусловленное снижение тенденции к избыточной поворачиваемости, присущее заднеприводным легковым автомобилям (см. рис. 3.2.2, б). Расположение поперечной тяги перед осью способствовало бы соответственно избыточной поворачиваемости, т. е. уменьшению склонности к недостаточной поворачиваемости переднеприводного автомобиля (см. рис. 3.2.13, г, 3.2.28). Естественно, что тяга Панара, расположенная



а)

Рис. 3.2.10, а. Пятирычажная подвеска ведущего моста мод. 78 автомобиля «Опель-рекорд» имеет косо направленные вперед нижние рычаги, стабилизатор, прикрепленный к верхним рычагам, и косо расположенную тягу Панара, прикрепляемую к правой стороне балки; амортизаторы размещены за балкой

над осью или под ней, не оказывает никакого влияния на поворачиваемость (рис. 3.2.10, в). В принципе тяга Панара должна иметь возможно большую длину и при «конструктивном» положении автомобиля занимать примерно горизонтальное положение.

Чтобы передать продольные силы, возникающие в контакте колеса с дорогой, на кузов, по обеим сторонам балки предусмотрена пара рычагов (как видно на рис. 3.2.10, а и в), причем нижние рычаги часто выполняют таким образом, чтобы на них могли опираться пружины. Тормозные и тяговые моменты вызывают силы растяжения и сжатия в рычагах. Как и при наклонных рессорах, на подвеске с парными рычагами можно получить поворот оси колес в плане во время движения на повороте, если рычаги будут иметь соответствующее взаимное расположение и различную длину (рис. 3.2.11, а, см. рис. 3.2.2, а). Происходящее при этом изменение расстояний между точками крепления рычагов должно компенсироваться резиновыми элементами шарниров рычагов, в результате этого усиливается стабилизирующий эффект. Кроме того, положением рычагов можно влиять на положение центра продольного крена O_h , что позволяет уменьшить поднятие задней части кузова в процессе торможения. На автомобиле «Опель-рекорд» с малой нагрузкой точка O_h располагается в 40 м перед осью; при максимальной нагрузке это расстояние уменьшается до 0,8 м, что сказывается положительно (рис. 3.2.11, б, см. рис. 4.12.1).

Фирма «Сааб» на мод. 99 выпуска 1969 г. оба продольных верхних рычага крепит к кузову за осью, а нижние — перед осью (см. рис. 3.2.10, в). Преимуществом такой схемы крепления является нагружение всех рычагов растягивающими усилиями во время торможения автомобиля и параллельное перемещение оси колес в одной плоскости, в том числе во время крена кузова (рис. 3.2.11, в). Измерения, проведенные на автомобиле, подтвердили это. Если рычаги при малой нагрузке расположены примерно параллельно, то во время движения на повороте как на наружной стороне, имеющей ход сжатия s_1 , так и на внутренней, переместившейся в сторону отбоя на s_2 , происходит поворот балки примерно на одинаковый угол, без деформирования опорных элементов, как показано на рис. 3.2.11, в.

Недостатком такой схемы является большое смещение центра продольного крена, положение которого зависит от нагрузки. Как видно на рис. 3.2.11, г, при нагрузке, равной массе двух человек,

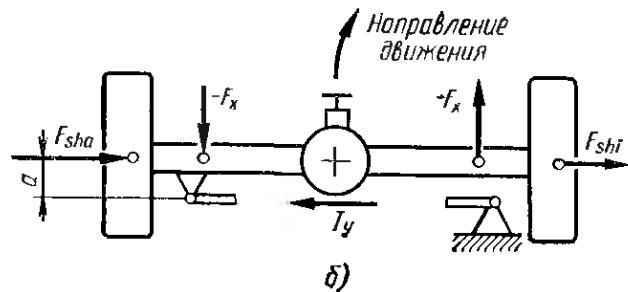


Рис. 3.2.10, б. Наличие плеча a между направлением действия боковых сил F_{sha} и F_{shi} , возникающих в пятне контакта обоих задних колес с дорогой, и силой T_y , действующей в тяге Панара, приводит к появлению пары сил, которая вызывает силы $\pm F_x$, действующие в продольных рычагах, и (вследствие податливости резиновых опор) снижает тенденцию подвески к созданию избыточной поворачиваемости автомобиля (см. рис. 3.2.2, б). В результате косого расположения тяги Панара недостаточная поворачиваемость автомобиля при действии боковых сил может возрасти (см. рис. 3.2.10, а и 3.2.31, б)

повороте, если рычаги будут иметь соответствующее взаимное расположение и различную длину (рис. 3.2.11, а, см. рис. 3.2.2, а). Происходящее при этом изменение расстояний между точками крепления рычагов должно компенсироваться резиновыми элементами шарниров рычагов, в результате этого усиливается стабилизирующий эффект. Кроме того, положением рычагов можно влиять на положение центра продольного крена O_h , что позволяет уменьшить поднятие задней части кузова в процессе торможения. На автомобиле «Опель-рекорд» с малой нагрузкой точка O_h располагается в 40 м перед осью; при максимальной нагрузке это расстояние уменьшается до 0,8 м, что сказывается положительно (рис. 3.2.11, б, см. рис. 4.12.1).

Фирма «Сааб» на мод. 99 выпуска 1969 г. оба продольных верхних рычага крепят к кузову за осью, а нижние — перед осью (см. рис. 3.2.10, в). Преимуществом такой схемы крепления является нагружение всех рычагов растягивающими усилиями во время торможения автомобиля и параллельное перемещение оси колес в одной плоскости, в том числе во время крена кузова (рис. 3.2.11, в). Измерения, проведенные на автомобиле, подтвердили это. Если рычаги при малой нагрузке расположены примерно параллельно, то во время движения на повороте как на наружной стороне, имеющей ход сжатия s_1 , так и на внутренней, переместившейся в сторону отбоя на s_2 , происходит поворот балки примерно на одинаковый угол, без деформирования опорных элементов, как показано на рис. 3.2.11, в.

Недостатком такой схемы является большое смещение центра продольного крена, положение которого зависит от нагрузки. Как видно на рис. 3.2.11, г, при нагрузке, равной массе двух человек,

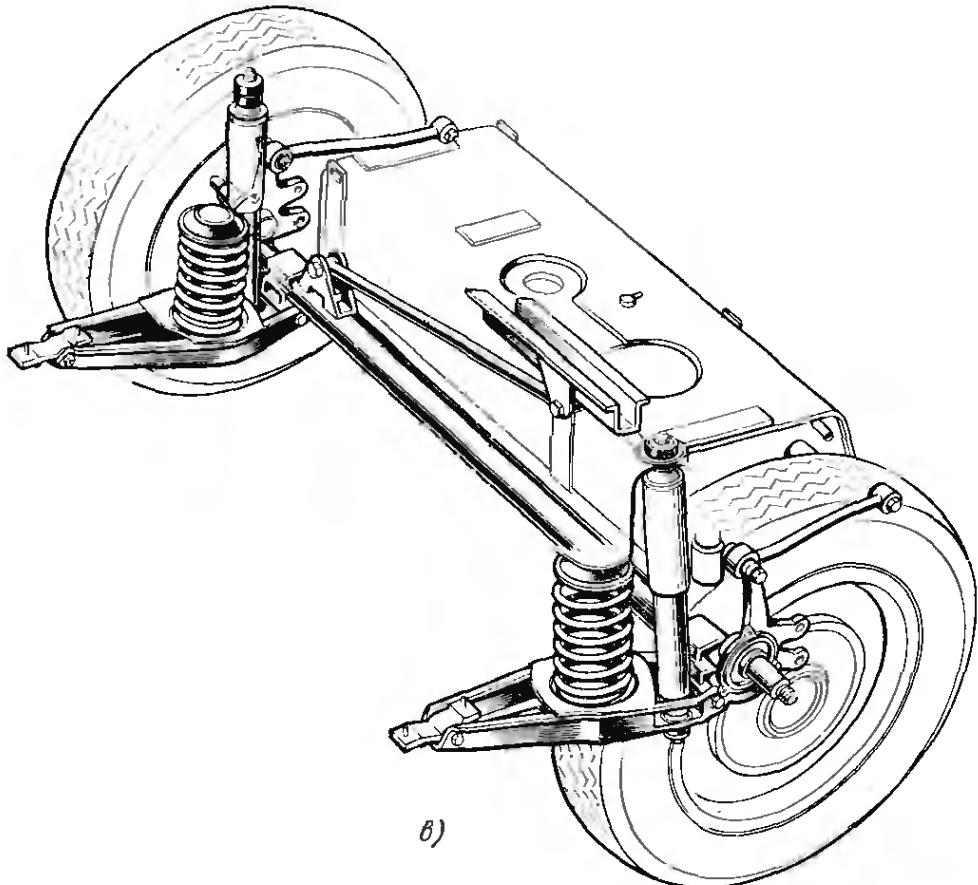


Рис. 3.2.10, в. Задняя подвеска автомобиля «Сааб-99» имеет тягу Панара, расположенную над осью, которая не вызывает изменения поворачиваемости автомобиля. Кроме того, такая конструкция подвески обеспечивает высокое расположение центра крена (что желательно иметь у переднеприводного автомобиля). Продольные силы и тормозные моменты воспринимает пара рычагов, расположенных с обеих сторон автомобиля по схеме механизма Уатта

точка центра ($O_{1,2}$) расположена перед осью колес, а при максимальной нагрузке — за осью, вследствие чего тормозная сила отжимает заднюю часть кузова вверх (вместо того, чтобы притягивать ее вниз). Такое расположение рычагов применила фирма «Альфа-ромео» на автомобиле «Альфасуд» выпуска 1972 г., только на этом передне-

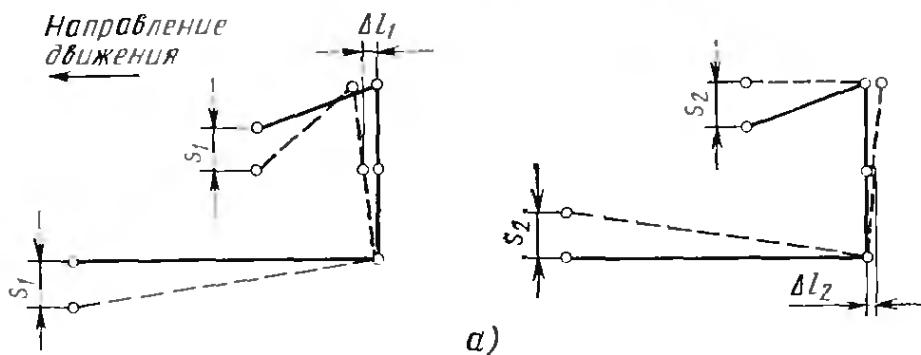
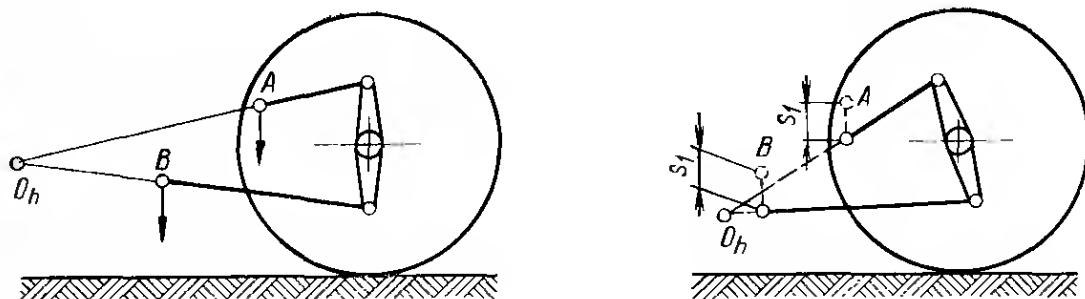


Рис. 3.2.11, а. Если наружная относительно центра поворота сторона кузова перемещается на ход сжатия s_1 , то неодинаковость длии продольных рычагов и расположение их под углом один к другому обуславливают небольшое смещение оси колес вперед на величину Δl_1 (левая часть рисунка); перемещение внутренней стороны кузова на ход отбоя s_2 вызывает смещение оси назад на величину Δl_2 . Происходящий в результате этого поворот оси в горизонтальной плоскости способствует созданию недостаточной поворачиваемости у автомобиля при действии поперечного крена кузова, снижая тем самым имеющуюся у автомобиля склонность к избыточной поворачиваемости (см. рис. 3.2.2, б)

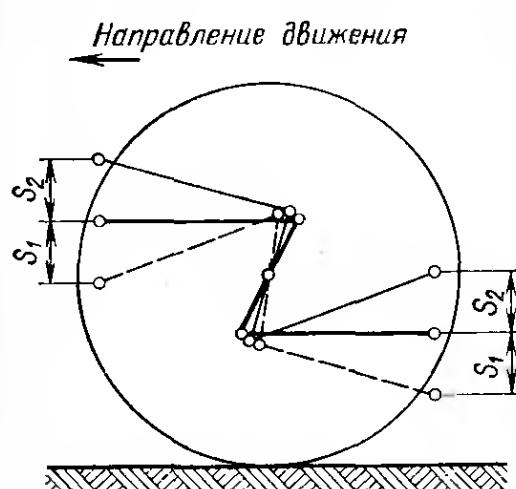


δ)

Рис. 3.2.11, б. На обеих сторонах автомобиля центры продольного крена O_h подвески находятся на виде сбоку в точке пересечения прямых, проходящих через отрезки, соответствующие продольным рычагам направляющего устройства зависимой подвески. При нагружении автомобиля, т. е. опускании кузова на величину s_1 , указанный центр смещается в сторону колес. Величина смещения точки O_h зависит от длин рычагов и их взаимного расположения

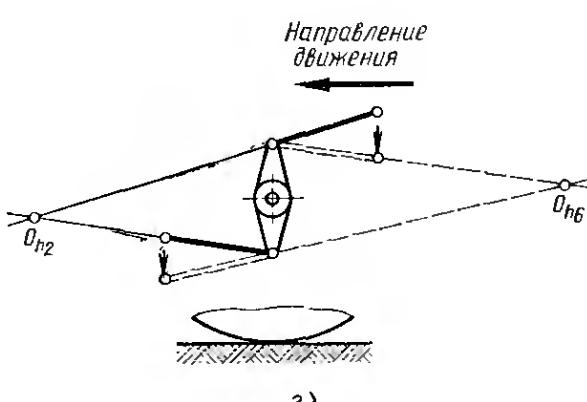
приводном автомобиле пружины и амортизаторы удачным образом опираются на балку подвески (рис. 3.2.11, δ).

По-другому происходит восприятие тормозных сил в автомобиле «Форд-фиеста» выпуска 1976 г. (рис. 3.2.12, а, см. рис. 4.12.9). У него имеются лишь два нижних рычага с шарнирами на обоих концах, которые могут передавать только продольные силы. Тормозной момент воспринимают два амортизатора, расположенные за балкой подвески, диаметр штока которых в связи с этим увеличен с 11 до 17 мм, а кронштейны направлены вперед (как видно на рис. 3.2.12, б).



δ)

Рис. 3.2.11, в. Механизм Уатта, который управляет с двух сторон перемещениями неразрезной балки подвески в продольном направлении автомобиля, имеет то преимущество, что во время движения на повороте балка перемещается перпендикулярно продольной оси автомобиля (т. е. без поворота в горизонтальной плоскости), причем независимо от того, нагружен автомобиль полностью (как показано) или частично (два человека)



ε)

Рис. 3.2.11, г. При использовании механизма Уатта верхние продольные рычаги располагают сзади оси, в результате чего центр продольного крена O_h6 при нагрузке автомобиля оказывается за осью, что приводит к подъему задней части кузова во время торможения с небольшой интенсивностью:

сплошная прямая — нагрузка, созданная массой двух человек; штрихованная — максимальная нагрузка

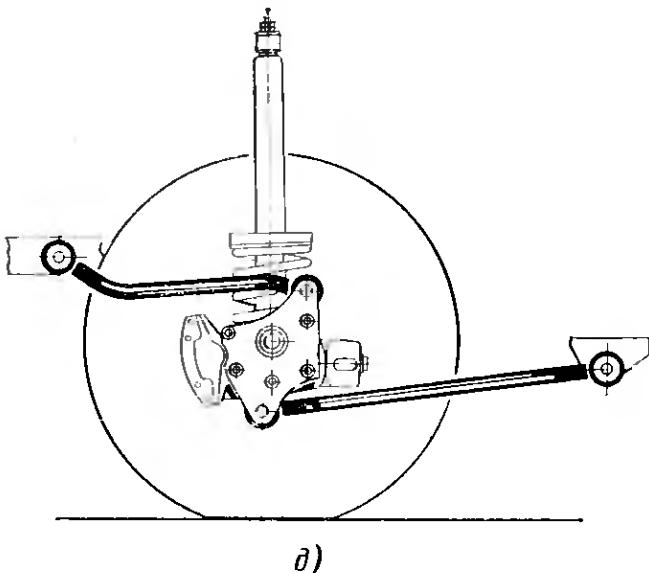


Рис. 3.2.11, д. Вид сбоку на заднюю подвеску автомобиля «Альфа-суд». Хорошо видны механизм Уатта, а также пружины и амортизаторы, опирающиеся на балку

ством. В этой подвеске тоже имеются два нижних продольных рычага, однако сверху использован только один треугольный рычаг (рис. 3.2.13, б). Этот рычаг (установленный над балкой таким образом, что имеет возможность поворота и углового перекоса) воспринимает продольные и боковые силы, а также тормозные моменты. В балке подвески при этом действуют большие напряжения. Фирмы «Рено» и «Опель» (см. рис. 3.2.35) приняли такое решение для некоторых своих моделей в целях обеспечения перемещения оси в вертикальной плоскости (без бокового смещения), а также для получения более высокого положения центра крена и уменьшения вследствие этого поперечного крена кузова. На переднеприводных автомобилях принятие этой меры оказывается достаточным для того, чтобы ослабить склонность автомобиля к недостаточной поворачиваемости. Положительное действие на поведение автомобиля во время движения на повороте оказывает наклонное положение нижних продольных рычагов *BD* при нагрузке, равной массе двух человек (рис. 3.2.13, в). Балка моста, имеющая в середине опору в точке *A*, в результате хода сжатия *s₁* в процессе поворота на наружной стороне отжимается назад на величину Δl_1 , а на внутренней стороне подтягивается вперед на величину Δl_2 . Как показано на рис. 3.2.13, г, задняя ось отклоняется на угол α_s в сторону, противоположную повороту, что способствует возникновению избыточной поворачиваемости у автомобиля под действием поперечного крена (рис. 3.2.13, д). Однако такой поворот может оказаться на поведении автомобиля отрицательно, если при быстрой смене полосы движения мост «довернется» и сместит наружу заднюю часть автомобиля на неожиданно большую для водителя величину.

Взамен одного треугольного рычага в верхней части могут применяться две косые штанги, как на автомобилях «Форд-таунус» (рис. 3.2.13, е) с 1970 г. и «Фиат-132» с 1971 г. Косые штанги выпол-

Концы кронштейнов, выполненные в виде проушин, через резиновые втулки соединены с верхней стороной балки подвески. Поскольку амортизаторы установлены с наклоном, центр продольного крена расположен вблизи оси (см. рис. 4.12.9).

Две пары продольных рычагов, установленных по краям неразрезной балки, воспринимают все моменты, преимуществом этого является то, что при торможении средняя часть балки не нагружается крутящим моментом. Конструкция подвески, показанная на рис. 3.2.13, а и примененная фирмой «Рено» на мод. 12 выпуска 1970 г., не обладает указанным преимуществом.

На рис. 3.2.13, б показана конструкция подвески, предложенная

няют ту же задачу, но в связи с косым расположением более нагружены. Кроме того, такое расположение имеет преимущество, заключающееся в том, что ось под действием боковых сил может перекаиваться на угол α_s , т. е. способствовать недостаточной поворачиваемости под действием боковых сил (см. рис. 3.2.2, б). Недостатком принятого расположения является возможность ухудшения устойчивости при прямолинейном движении автомобиля на дорогах с выбоинами вследствие такого «самоповорота».

На грузовых автомобилях функции направляющего и упругого элементов в зависимой подвеске передних и задних колес обычно выполняют листовые рессоры. Если вместо них применяют пружины или пневмобаллоны, то необходимы направляющие рычаги, из которых верхние могут быть объединены в треугольник (рис. 3.2.14). Другое решение, примененное на грузовых автомобилях и автобусах фирмы «Даймлер-бенц», предусматривает только одну верхнюю продольную штангу (рис. 3.2.15), которая, расположаясь посередине, воспринимает тяговые и тормозные моменты (см. рис. 3.1.2, в, г). Боковые силы передает тяга Панара, расположенная за осью.

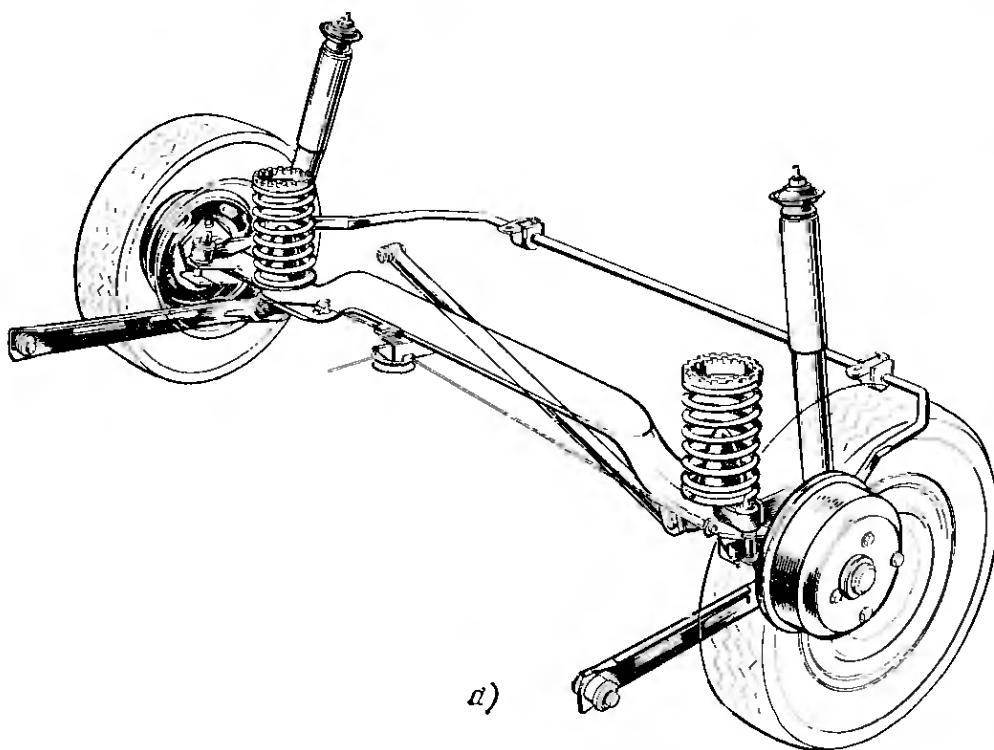


Рис. 3.2.12, а. Задняя подвеска автомобиля «Форд-фиеста»; в средней части балка изогнута вверх, чтобы под ней можно было пропустить выпускную трубу. Продольные силы воспринимают два рычага, а боковые — тяга Панара, направленная косо назад от балки. Тормозной момент воспринимают амортизаторы. Стабилизатор устанавливают только на модификациях S с более жесткой подвеской

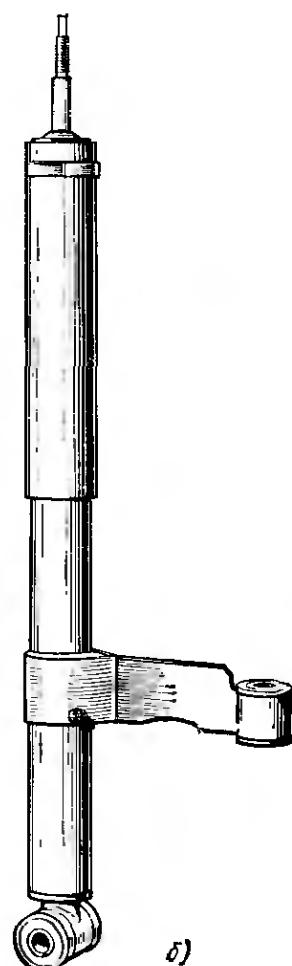
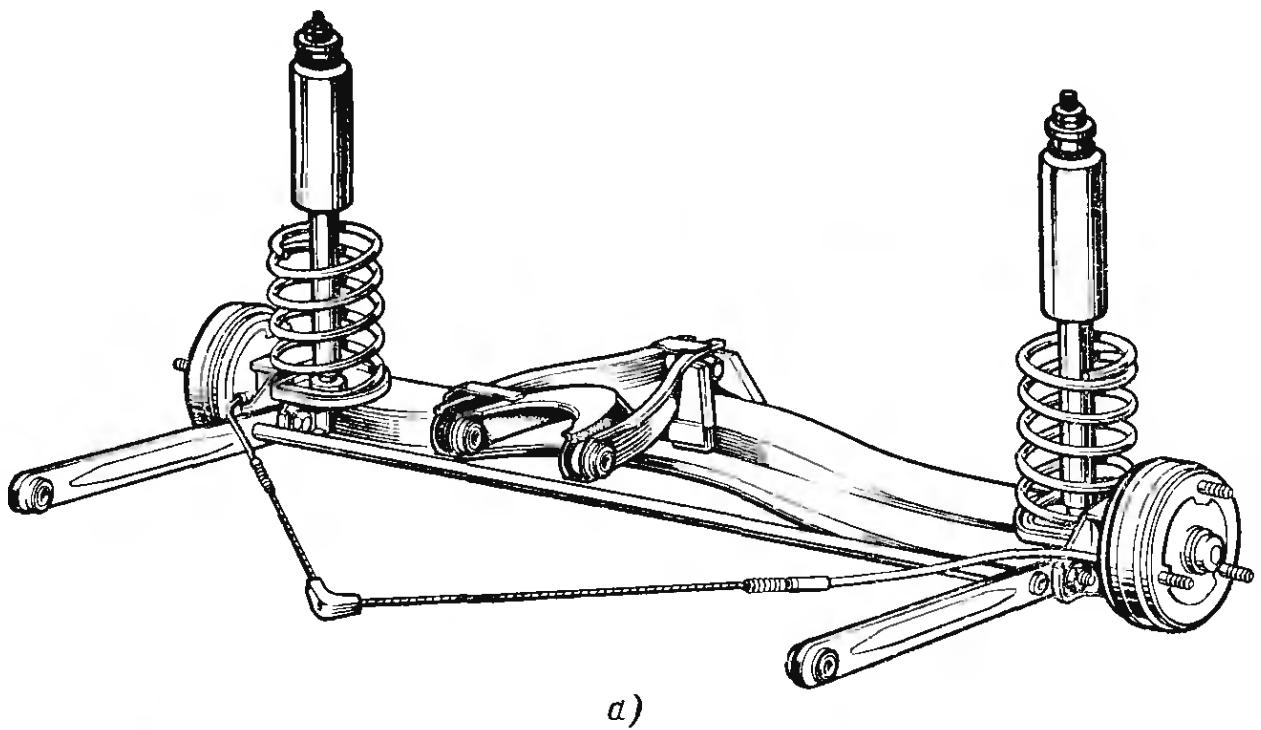
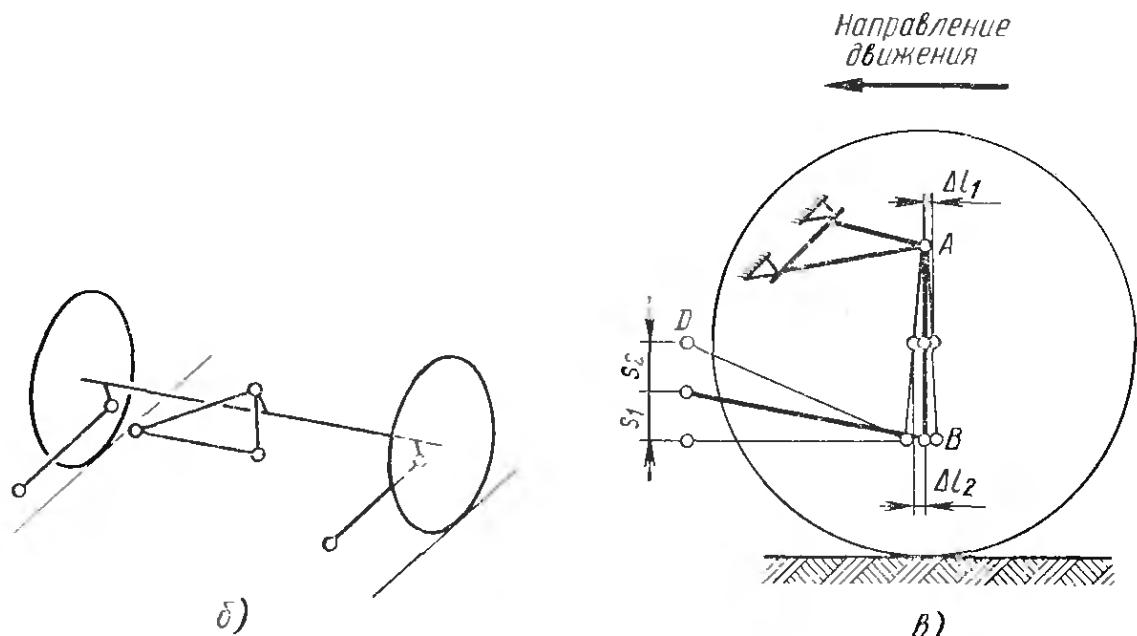


Рис. 3.2.12, б.
Амортизатор фирмы «Фихтель инд Закс» с направленным вперед кронштейном, необходимым для восприятия тормозного момента, устанавливают в задней подвеске автомобиля «Форд-фиеста»



a)

Рис. 3.2.13, а. Задняя подвеска ведомых колес автомобиля «Рено-18» выпуска 1978 г. представляет собой дальнейшую разработку применяемой на мод. 12, 15 и 17 конструкции с верхним треугольным рычагом, передающим на кузов боковые и продольные силы. Концы стабилизатора соединены с нижними продольными рычагами вблизи балки



б)

Рис. 3.2.13, б. Один треугольный рычаг может заменить пару верхних рычагов и тягу Панара; кроме того, середина оси автомобиля будет перемещаться прямолинейно (без бокового смещения)

Рис. 3.2.13, в. В задней подвеске автомобиля «Рено» оба нижних продольных рычага расположены наклонно таким образом, что во время движения на повороте наружная сторона кузова отжимает ось назад на величину Δl_1 при ходе сжатия подвески s_1 , а внутренняя подтягивает ось вперед (смещение Δl_2) при ходе отбоя s_2 . Высота расположения верхней опорной точки А, находящейся в средней плоскости автомобиля, остается неизменной

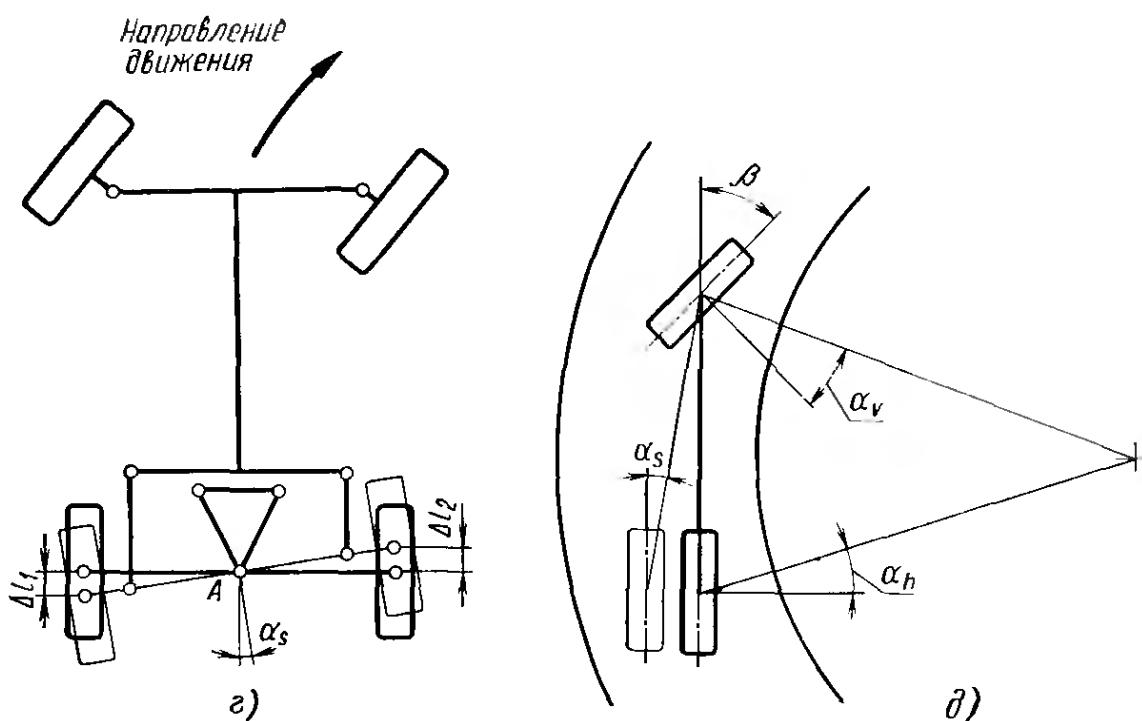


Рис. 3.2.13, а. В результате крена кузова задняя ось автомобиля «Рено» отклоняется на угол α_s в сторону, соответствующую избыточной поворачиваемости

Рис. 3.2.13, б). В результате показанного на рисунке перекоса задней оси угол поворота колес β уменьшается примерно на величину α_s , а управляемость автомобиля улучшается. Для упрощения рисунка колеса осей показаны в виде одного колеса, расположенного в середине оси

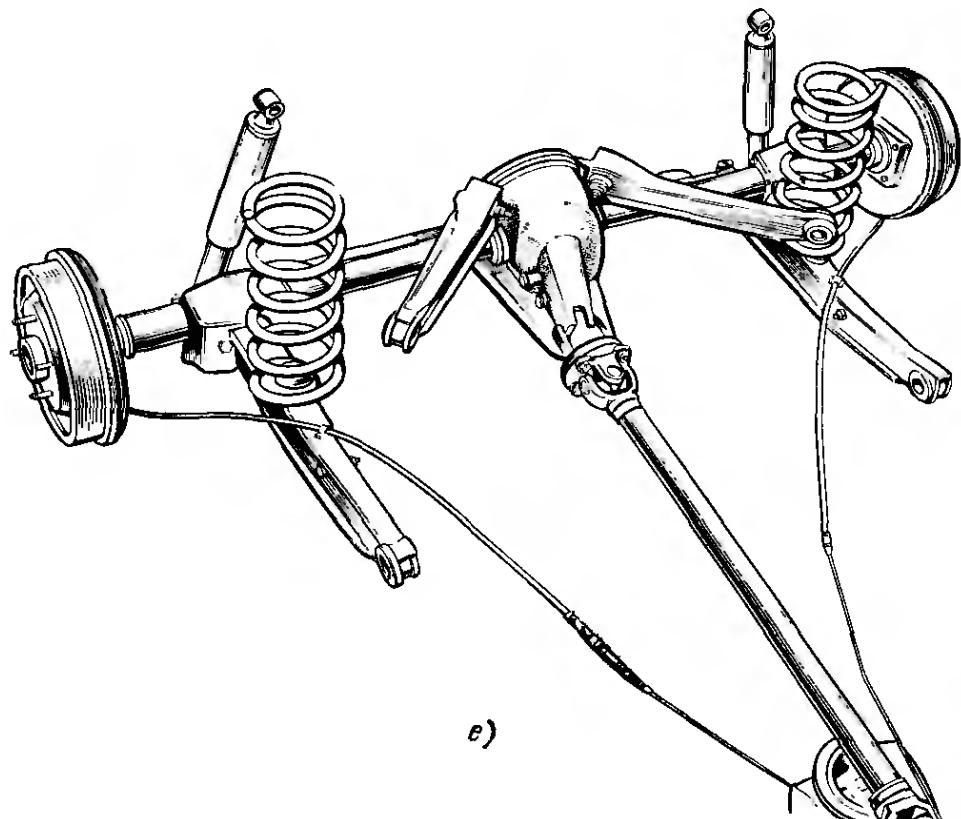


Рис. 3.2.13, в. Задняя подвеска ведущих колес автомобиля «Форд-таунус» имеет верхние косые рычаги. Нижние концы пружин, имеющие уменьшенный диаметр, привернуты к рычагам

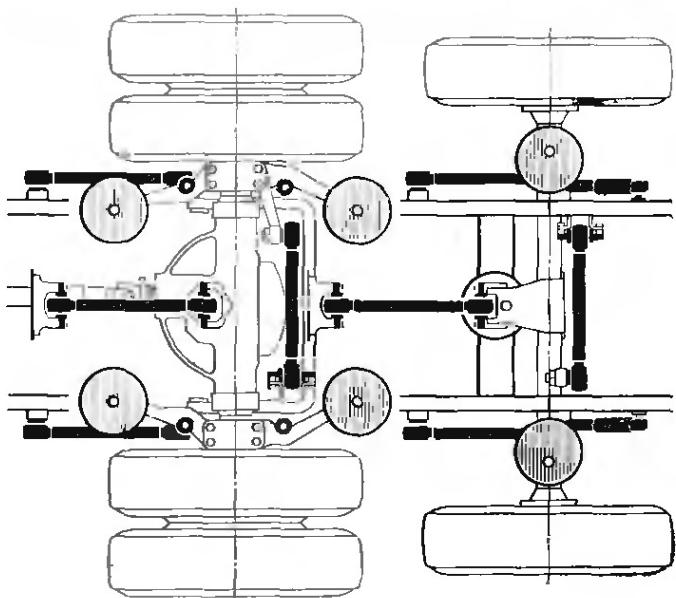
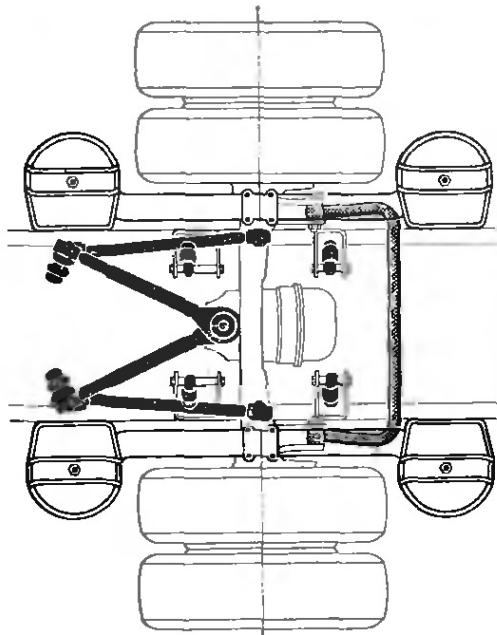
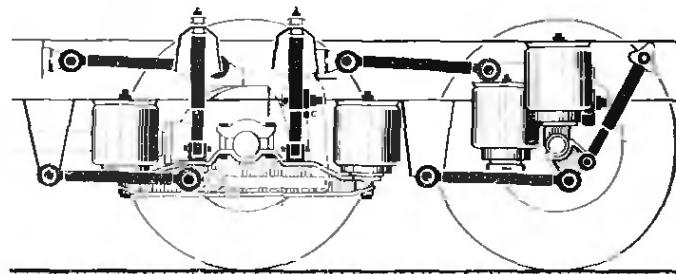
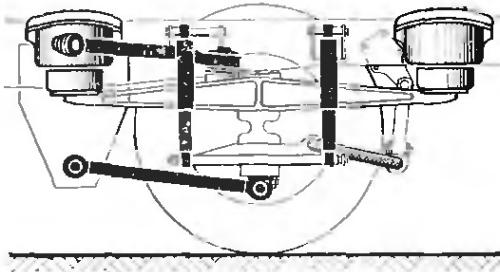


Рис. 3.2.14. Задняя пневматическая подвеска ведущих колес седельного тягача ЛПЛ/ЛПСЛ-1623 фирмы «Даймлер-бенц». Направляющим элементом служат две нижние продольные штанги и верхний треугольный рычаг (см. рис. 3.1.2, д). Для уменьшения поперечного крена кузова широко расставлены четыре упругих элемента и позади балки установлен стабилизатор. Четыре амортизатора установлены почти вертикально, но не далеко один от другого по ширине автомобиля, так что продольные колебания амортизаторы демпфируют более эффективно, чем поперечные

Рис. 3.2.15. Пневматические подвески ведущего и поддерживающего мостов грузового автомобиля ЛПЛ-2219/6 × 2 фирмы «Даймлер-бенц». Направляющими элементами подвески каждого моста являются тяга Панара, две нижние продольные штанги и одна верхняя. В связи с установкой сдвоенных шин четыре пневмоэлемента ведущего моста сдвинуты внутрь автомобиля. Поддерживающий мост имеет три упругих элемента, два из которых широко расставлены, а третий установлен посередине перед балкой моста

3.2.4. Подвески с дышлом

Все описанные выше конструкции задних зависимых подвесок имеют тот недостаток, что они совсем не влияют на изменение положения кузова при торможении и разгоне или такое влияние их недостаточно. Это объясняется тем, что центр продольного крена O_h у них расположен в бесконечности или достаточно далеко перед осью (см. рис. 3.2.11, б и разд. 4.12). В случае наружного (в колесах)

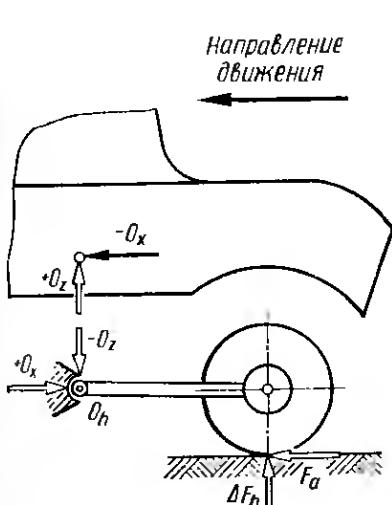


Рис. 3.2.16. Когда главная передача находится на балке подвески, обычно опускающаяся при разгоне задняя часть кузова отжимается вверх в точке опоры дышла O_h (сила $+O_2$) под действием тяговых сил F_a . При торможении соответственно происходит подтягивание кузова вниз

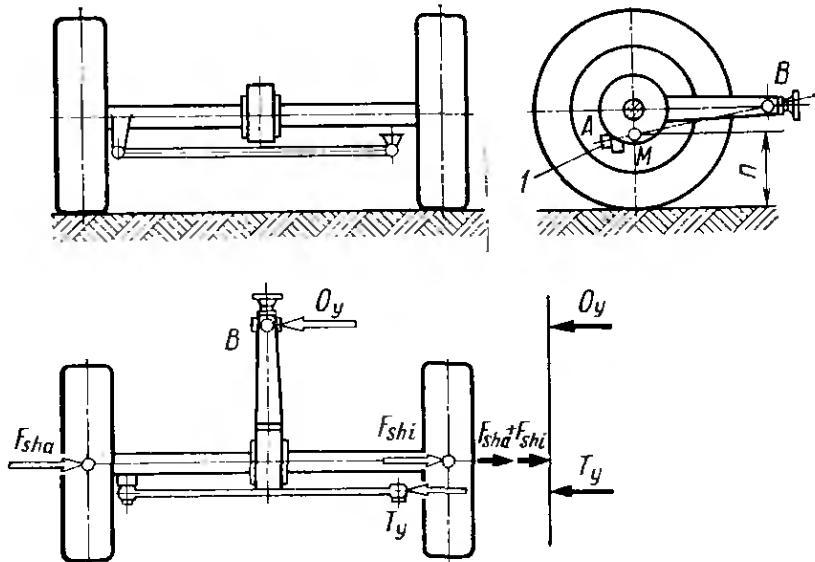


Рис. 3.2.17. Боковые силы F_{shd} и F_{shi} передаются от балки на кузов через переднюю точку опоры дышла и расположенную сзади оси тяги Панара, при этом возникают реакции O_y и T_y . Центр крена кузова на виде сбоку находится на линии, соединяющей точки A и B (или O_h):

1 — тяга Панара

расположения тормозов возможность такого влияния обусловливает дышло, которое крепится к автомобилю посередине с помощью шарового или резинового шарнира (рис. 3.2.16). Кроме того, вместе с расположенной за осью тягой Панара или треугольным рычагом дышло обеспечивает оптимальную кинематику оси: как видно на рис. 3.2.17, тяга Панара воспринимает основную часть боковых сил. Фирма МАН применяет такую конструкцию на автобусах с пневматической подвеской (рис. 3.2.18), причем точка опоры дышла O_h в этом случае также передает продольные силы, возникающие при торможении и разгоне.

Далее, применение подвески с дышлом на грузовых автомобилях позволяет удачно разместить две пружины либо два пневмобаллона: с опорой их на балку оси [как в передней и задней подвесках автомобиля «Унимог» фирмы «Даймлер-бенц» (рис. 3.2.19)] или, что эффективнее, установить пружины

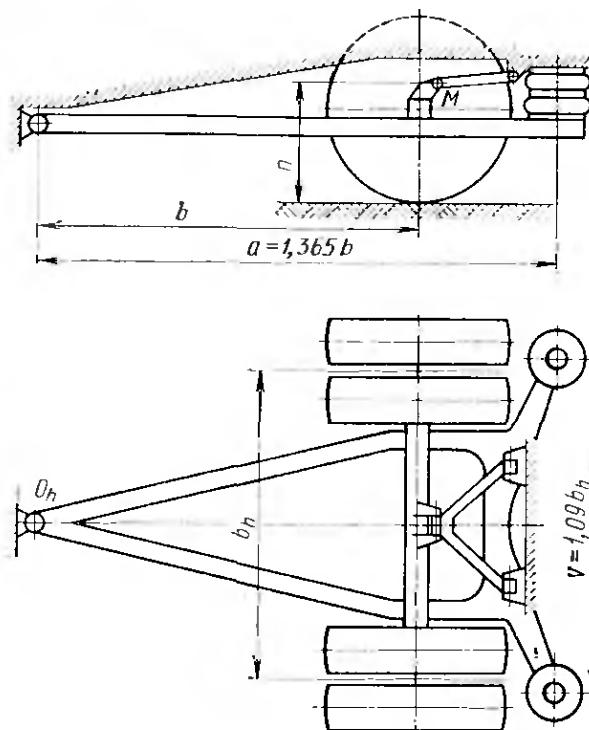


Рис. 3.2.18. В подвеске с дышлом автобуса фирмы МАН широко расположены пневматические упругие элементы для уменьшения поперечного крена кузова

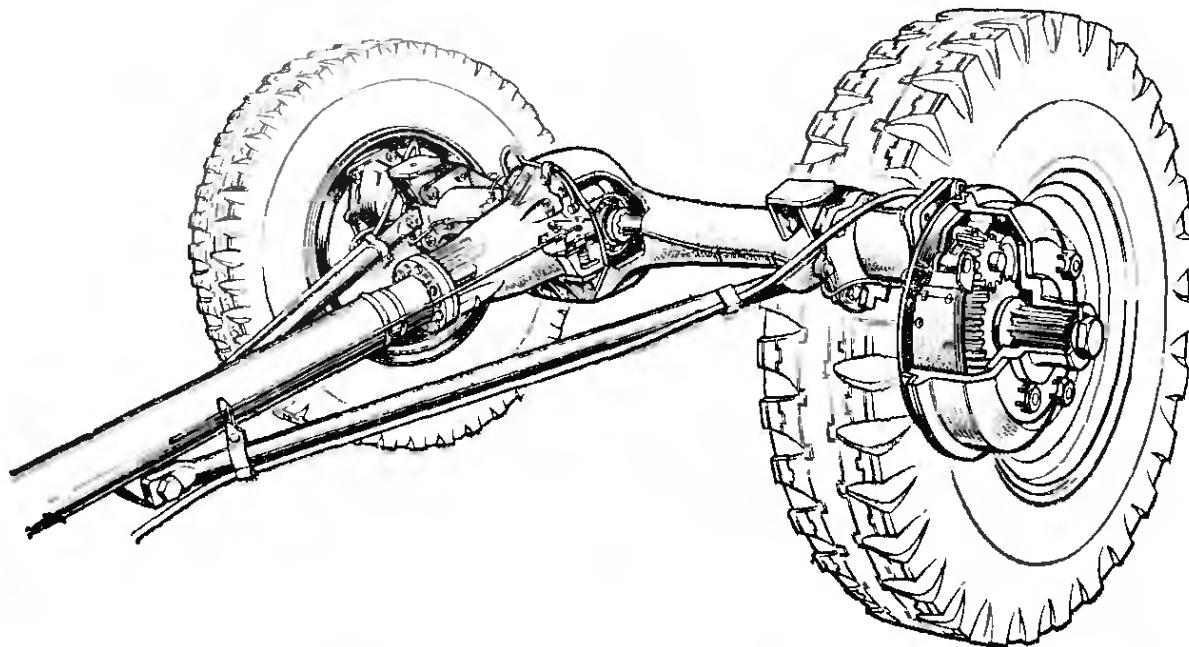


Рис. 3.2.19. Задняя подвеска автомобиля «Унимог» фирмы «Даймлер-бенц»; направленная вперед труба дышла (внутри которой проходит карданный вал) дополнительно соединена с балкой моста косыми растяжками. На рисунке не показаны пружины, опирающиеся на балку, и тяга Панара, передающая основную часть боковых сил. Чтобы увеличить дорожный просвет, балку моста расположили выше оси колес, но для этого пришлось применить колесные редукторы

(пневмобаллоны), далеко разнеся их один от другого, как показано на рис. 3.2.18. В подвеске фирмы МАН расстояние между упругими элементами в 1,09 раз больше колеи.

Применение на легковых автомобилях более мягких подвесок и возможность создания тормозами значительного замедления делают очень важным предотвращение продольного крена при торможении и разгоне; кроме того, на подвеске с дышлом едва ли возможно появление крутильных колебаний, показанных на рис. 3.2.6. Поэтому фирма «Опель» использует такую конструкцию с 1963 г. в задней подвеске мод. «Кадет» и «Аскона-манта» (рис. 3.2.20). В отличие от показанных выше конструкций в этих моделях тяговые и тормозные силы воспринимают две разнесенные продольные штанги. Опора дышла воспринимает только вертикальную составляющую O_z , показанную на рис. 3.2.16, и обеспечивает уменьшение продольного крена. Как изображено на рис. 3.2.17, боковые силы воспринимаются совместно тягой Панара, расположенной за осью, и резиновой опорой в точке O_h . Эта опора выполнена таким образом, что имеет большую жесткость в боковом направлении, малую в продольном и прогрессивно нарастающую в вертикальном, чтобы способствовать компенсации жесткого качения радиальных шин с металлокордом. Для снижения монтажной высоты подвески и уменьшения поперечного крена кузова во время движения на повороте пружины опирают на две чашки, расположенные перед осью. При равностороннем ходе подвески мост качается относительно линии YY (рис. 3.2.21), проходящей через шарнир дышла O_h перпендикулярно направлению движения. Если пружины (как на автомобилях «Опель») расположены перед осью, то их жесткость c_F должна быть выше, чем жесткость, приве-

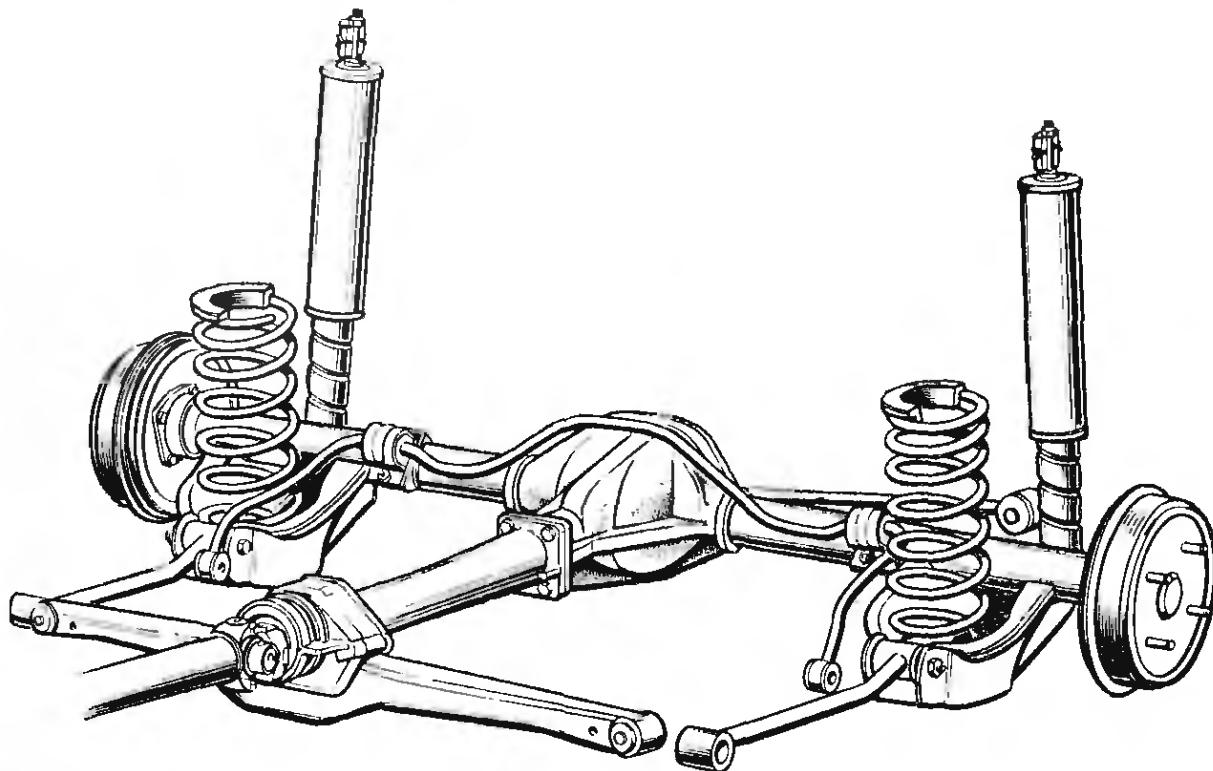


Рис. 3.2.20. Задняя подвеска мод. «Аскона» и «Манта Б» выпуска 1975 г. фирмы «Опель» имеет дышло, дополнительные продольные штанги, длинную, почти горизонтальную тягу Панара и вертикально расположенные амортизаторы (см. рис. 4.12.7)

денная к колесу, c_h . В этом случае справедливо уравнение $c_F = c_h i_{xF}^2$, где $i_{xF} = b/a$.

В процессе поворота кузов поворачивается вокруг оси XX , в результате противодействие крену определяется жесткостью пружин

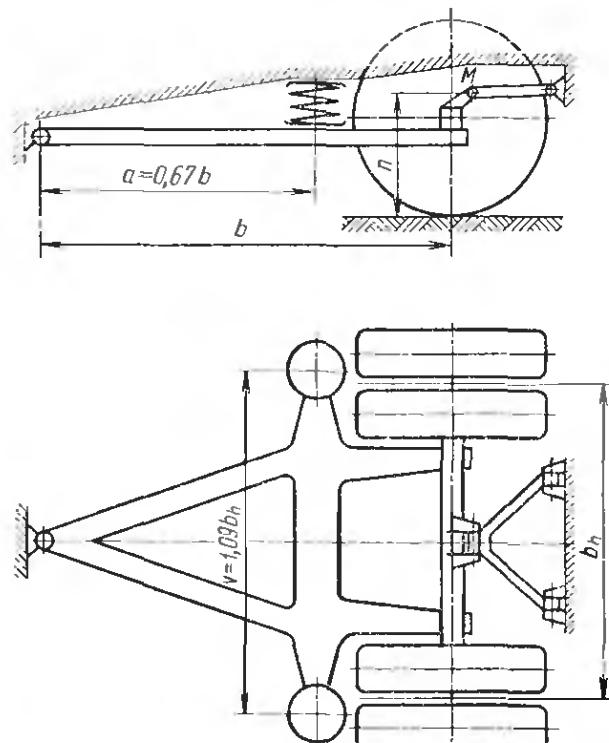
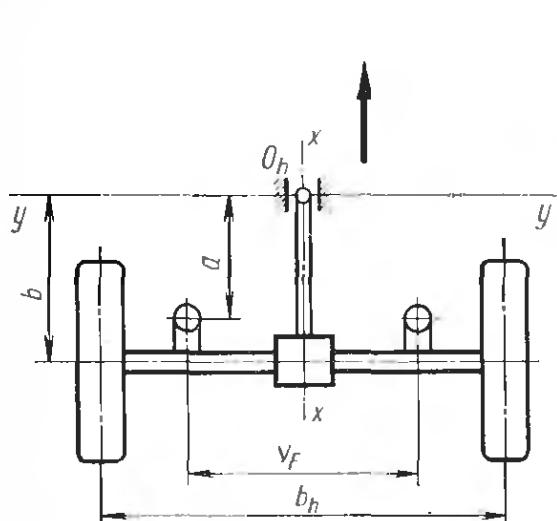


Рис. 3.2.21. При равностороннем ходе подвески балка с дышлом качается относительно оси YY , а при разноименном ходе — поворачивается вокруг оси XX . Взаимно перпендикулярное положение этих осей в случае правильного расположения пружин обеспечивает эффективную опору кузову во время движения на повороте. Стрелкой показано направление движения автомобиля

Рис. 3.2.22. Широко расставленные пневматические упругие элементы, расположенные перед осью, значительно уменьшают поперечный крен кузова

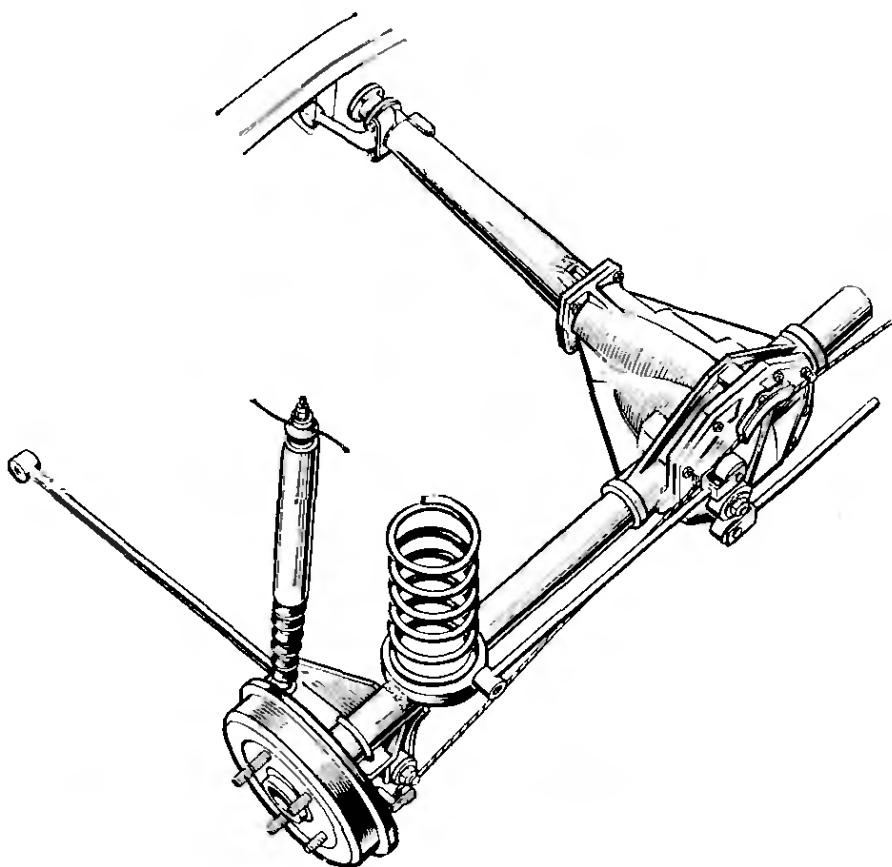


Рис. 3.2.23. Подвеска с дышлом автомобиля «Ровер-3500» имеет пружины на балке и регуляторы уровня кузова, расположенные перед осью. На рисунке видны несколько смещенный в сторону механизм Уатта и одна из двух продольных штанг

c_F и расстоянием v_F между пружинами, точнее даже отношением $b_h/v_F = i_\omega$ *. Расположение пружин в продольном направлении не имеет значения для угловой жесткости подвески и совершенно безразлично, находятся ли пружины перед осью, над ней или за ней. Однако следует помнить, что чем выше жесткость пружин, тем эффективнее противодействие крену. У амортизаторов зависимость получается другая, так как они расположены вертикально за осью. Преимуществом такого расположения является то, что при равностороннем ходе подвески поршни амортизаторов имеют больший ход, чем центры колес, и сила на штоке амортизаторов может быть более слабой, а недостаток заключается в худшем демпфировании поперечных кренов кузова во время движения на повороте, особенно при движении по маршруту «змейка».

Очень важна эффективность опор для высоких кузовов грузовых автомобилей и автобусов; на рис. 3.2.22 показана конструкция фирмы МАН с пневмобаллонами, расположенными перед осью и дополнительно разнесенными по ширине автомобиля в целях получения большей эффективности.

Английская фирма «Лейланд» на автомобиле «Ровер-3500» выпуска 1976 г. отказалась от преимуществ более эффективной опоры: в этой модели пружины опираются на балку (рис. 3.2.23). Комбинированные элементы, состоящие из газонаполненных амортизаторов и регуляторов уровня кузова, установлены перед осью и вследствие

* В СССР для описания крена кузова автомобиля часто используется понятие угловая жесткость подвески. На величину угловой жесткости подвески и на величину крена кузова отношение $b_h/V_F = i_\omega$, не влияет, но угловая жесткость и крен существенно зависят от величины v_F — Прим. ред.

этого более эффективно гасят поперечные угловые колебания кузова. Кинематику подвески в продольном направлении определяют (как на автомобилях «Опель») две разнесенные штанги, а в поперечном — шарнир дышла, находящийся рядом с карданным валом, и механизм Уатта (рис. 3.2.24), состоящий из двух поперечных штанг и центрального балансира. Каждая из этих штанг воспринимает половину боковой силы, а опора балансира — соответственно суммарную силу T ; положение опоры определяет высоту центра крена автомобиля (см. рис. 4.4.19). В отличие от тяги

Панара при использовании механизма Уатта кузов во время ходов подвески практически перемещается без боковых смещений. Кроме того, высота центра крена (независимо от нагрузки и поперечного крена) остается постоянной и исключается любой поворот задней оси в плане во время движения на повороте (см. рис. 3.2.2, б). Замеры, проведенные на автомобиле «Ровер-3500», подтвердили этот факт.

Однако в такой конструкции может проявиться отрицательное влияние наклонного положения штанг механизма Уатта, которое имеет место на автомобиле с малой нагрузкой, как показано на рис. 3.2.24. В процессе крена вправо при выполнении левого поворота правая тяга, нагруженная растягивающим усилием, устанавливается почти горизонтально; кузов с правой стороны опускается (рис. 3.2.25). Точка крепления к кузову левой штанги, работающей на сжатие, наоборот, поднимается. Наклон левой штанги еще больше увеличивается, вследствие чего возрастает и вертикальная составляющая T_z . Последняя дополнительно отжимает кузов от внутренней стороны вверх, т. е. содействует поперечному крену. Во время выполнения правого поворота (рис. 3.2.26) левая (растягиваемая) штанга устанавливается почти горизонтально, а правая (сжимаемая) — с увеличенным наклоном. Одновременно с этим возникает составляющая T_z , которая увеличивает крен кузова. При больших нагрузках складывается несколько лучшее положение: обе штанги располагаются почти горизонтально или даже с наклоном наружных концов вниз. Тогда на повороте возникают составляющие T_z , противодействующие поперечному крену.

В отличие от описанных выше конструкций, применяемых на автомобилях «Опель» и «Ровер», на ведомой оси автомобиля «Сааб-96» боковые силы F_{sha} и F_{shi} воспринимаются исключительно в точке 1 (рис. 3.2.27 и 3.2.28) опоры дышла и вызывают там реакцию O_y . На плече b возникает момент $M = (F_{sha} + F_{shi}) b$, который воспри-

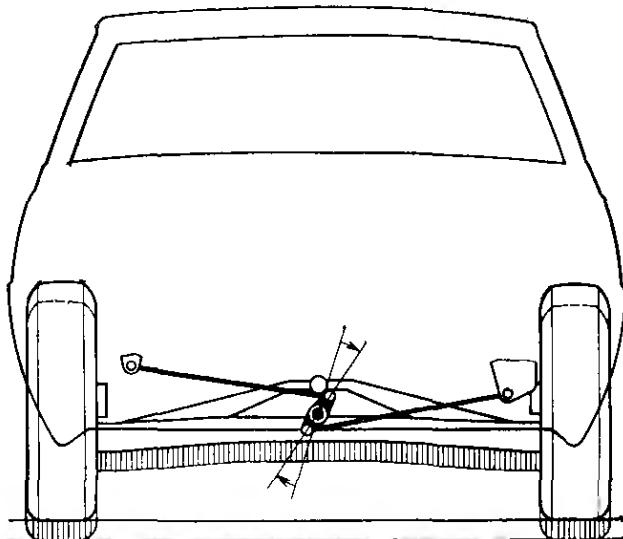


Рис. 3.2.24. Механизм Уатта задней подвески автомобиля «Альфетта», показанный на рис. 3.2.33, а, обеспечивает перемещения балки без каких-либо боковых смещений

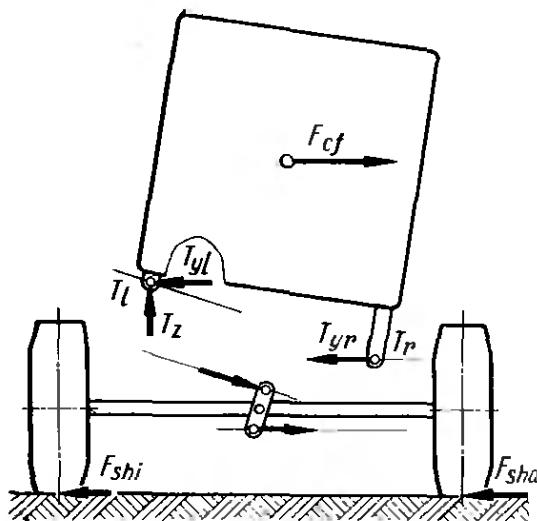


Рис. 3.2.25. Наклонное расположение левой штанги механизма Уатта во время совершения левого поворота может вызвать увеличение поперечного крена кузова (составляющая $+T_z$). Связующие элементы, расположенные между кузовом и осью, заменены на схеме силами

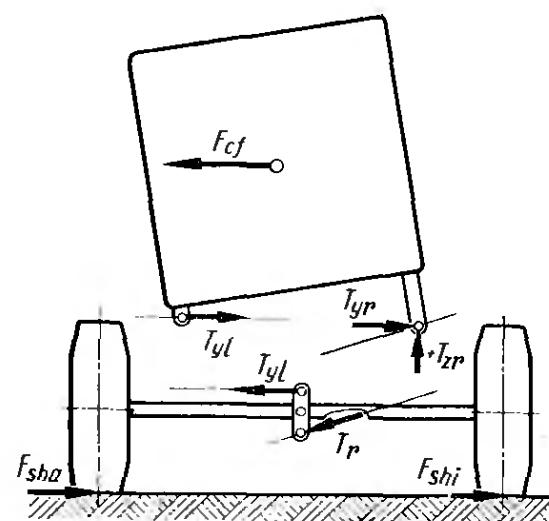


Рис. 3.2.26. Составляющая $+T_z$, возникающая в наклонно расположенной правой штанге Уатта во время выполнения правого поворота, может дополнительно отжимать кузов вверх

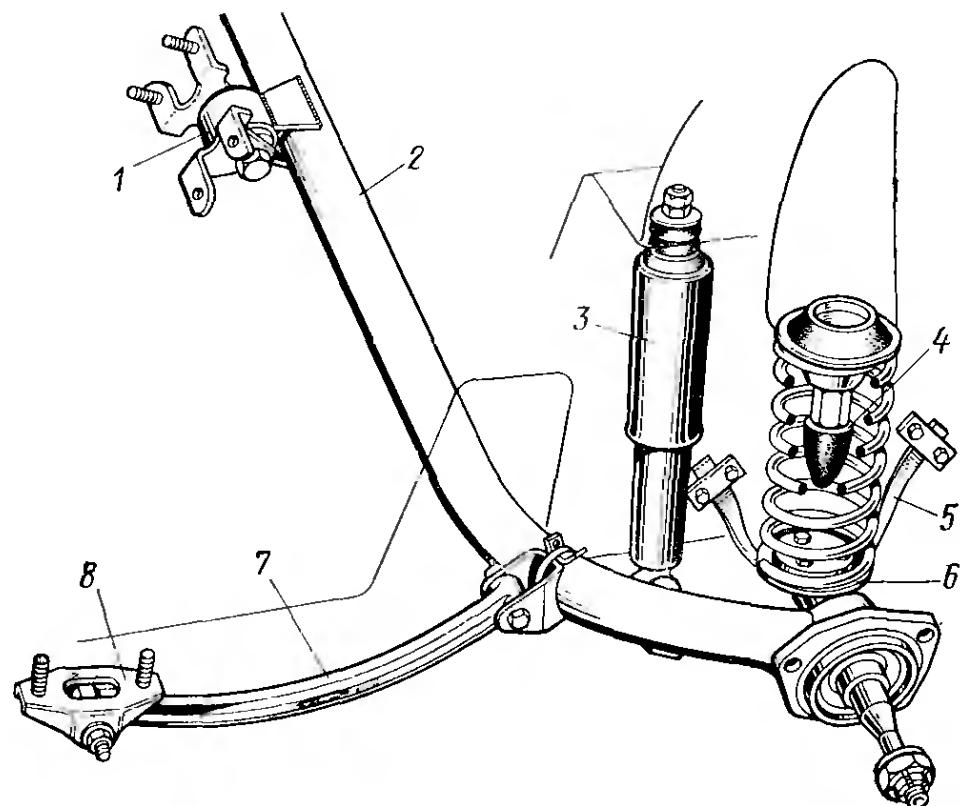


Рис. 3.2.27. Компактная конструкция задней подвески автомобиля «Сааб-96» содержит U-образно изогнутую трубу 2, подвешенную на средней опоре 1, до пускающей поворот трубы. На обеих сторонах труба соединена со штангами 7 которые передают не только продольные тормозные силы, но и момент от боковых сил (см. рис. 3.2.28). Болты, установленные в опорах 1 и 8, служат для крепления подвески к кузову

нимается боковыми продольными штангами 7. Резиновые элементы, расположенные в опорных проушинах этих штанг, деформируются под действием сил $\pm T_x$, и ось, как показано на рис. 3.2.13, г и д, перекаивается на небольшой угол α_s , способствуя возникновению избыточной поворачиваемости у автомобиля под действием боковых сил и уменьшая склонность к недостаточной поворачиваемости этого переднеприводного автомобиля. Пружины 6 (рис. 3.2.27) и в этом случае расположены по оси колес, а амортизаторы 3 — перед осью (как на автомобиле «Ровер»). Хорошо видны буфер сжатия 4 и петля 5, служащая ограничителем хода отбоя.

Однако описанный перекос оси в плане может проявиться отрицательно при быстрой смене полосы движения (см. рис. 3.2.13, г и разд. 3.2.3).

3.2.5. Подвески с двумя продольными рычагами

Вместо центральной трубы дышла кинематику оси в продольном направлении могут определять два продольных рычага, которые, кроме того, могут передавать еще тяговый и тормозной реактивный моменты. При разноименном ходе подвески происходит взаимный перекос рычагов (рис. 3.2.29), следовательно, конструкция должна обеспечивать такую возможность. Но точность кинематики подвески в этом случае не должна ухудшаться. На рис. 3.2.30, а показано соответствующее этому решению фирмы «Лейланд» для ведущего переднего моста автомобиля «Рэндж-рover» высокой проходимости. Направленные назад рычаги через две резиновые втулки 1 соединяются с балкой подвески 2 (см. рис. 3.2.30, б). Эти втулки должны быть достаточно жесткими в окружном направлении, чтобы разгоны и торможения автомобиля не сопровождались слишком большим углом закрутки балки моста, и в то же время достаточно мягкими, чтобы при разноименном ходе подвески напряжения, возникающие в ее деталях, не превысили определенного предела.

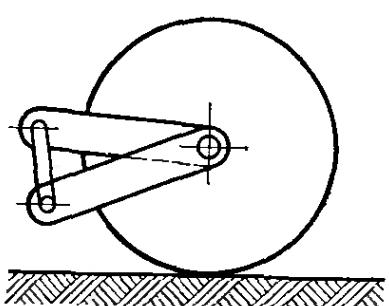


Рис. 3.2.29. Если в зависимой подвеске имеются только два направляющих продольных рычага, то во время разноименных ходов колес подвески происходит взаимный перекос этих рычагов

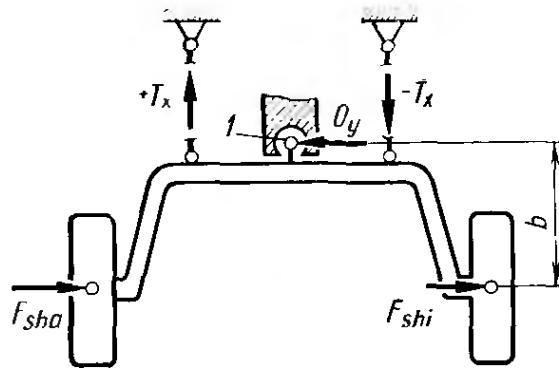


Рис. 3.2.28. Боковые силы F_{shd} и F_{shi} , возникающие в пятне контакта колес с дорогой при движении на повороте, воспринимаются в подвеске автомобиля «Сааб-96» в точке опоры дышла 1, что приводит к появлению там реакции O_y и (вследствие наличия плеча b) пары сил $\pm T_x$, действующих в продольных штангах

Взаимный перекос продольных рычагов, показанный на рис. 3.2.29 (для заднего моста), вызывая упругую деформацию резиновых элементов, увеличивает угловую жесткость

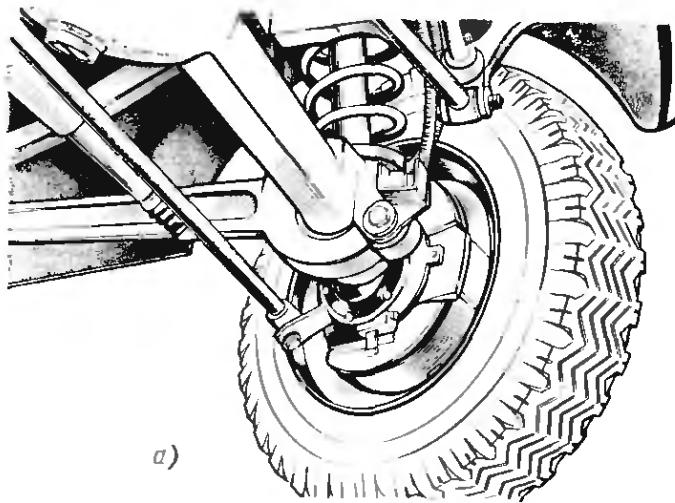


Рис. 3.2.30, а. Передняя подвеска ведущих колес автомобиля «Рэндж-рover» фирмы «Лейланд». Продольные силы, а также тормозные и тяговые моменты воспринимают два продольных рычага, направленных назад, а боковые силы — расположенная перед балкой тяга Панара. Пружины и амортизаторы опираются на балку моста

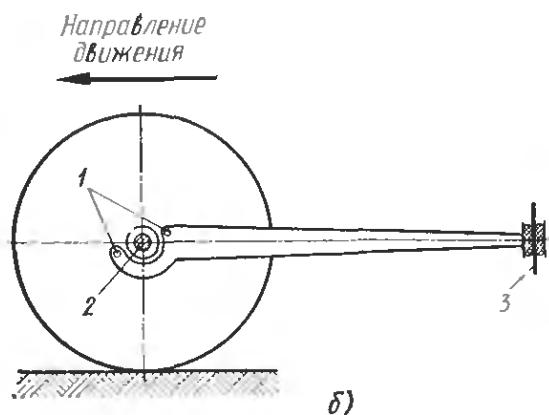


Рис. 3.2.30, б. Каждый из двух продольных рычагов, применяемых на автомобиле «Рэндж-рover», соединен с балкой 2 через две резиновых втулки 1. В качестве опоры рычагов на раме использован штифтовой шарнир 3, имеющий малую податливость в продольном направлении

подвески, что позволяет уменьшить размеры стабилизатора или обойтись вообще без него.

Фирма «Ауди» применяет с 1959 г. аналогичную, очень простую по конструкции, экономичную в изготовлении заднюю подвеску на всех своих новых переднеприводных автомобилях. К U-образному профилю балки, воспринимающему моменты от вертикальных и боковых сил, с обеих сторон приварены фланцы цапф и направленные вперед продольные рычаги. В случае поперечного крена кузова (как показано на рис. 3.2.29) происходит взаимный перекос рычагов. При этом открытый профиль балки своим сопротивлением кручению также увеличивает угловую жесткость подвески. Для переднеприводного автомобиля требуется относительно большая угловая жесткость задней подвески. В данном случае ее можно получить увеличением толщины стенок U-образного профиля. Но такая конструктивная мера приведет к тому, что напряжения кручения превысят допустимый предел; по этой причине к подвеске дополнительно приварен торсионный вал в качестве стабилизатора. На рис. 3.2.31, а показана подвеска такой конструкции автомобиля «Ауди-80» выпуска 1972 г. Вертикальные силы воспринимаются пружинами, установленными вертикально в плоскости оси колес; тяга Панара находится перед осью. В результате боковые силы F_{sha} и F_{shi} и сила T на тяге Панара (рис. 3.2.31, б) осуществляют поворот заднего моста в плане, способствуя возникновению избыточной поворачиваемости у автомобиля (см. рис. 3.2.13).

При движении на повороте рычаги, нагружаемые продольными силами и тормозными реактивными моментами, немного закручиваются. Резиновые элементы передних опорных точек имеют в продольном направлении определенную упругую податливость, которая

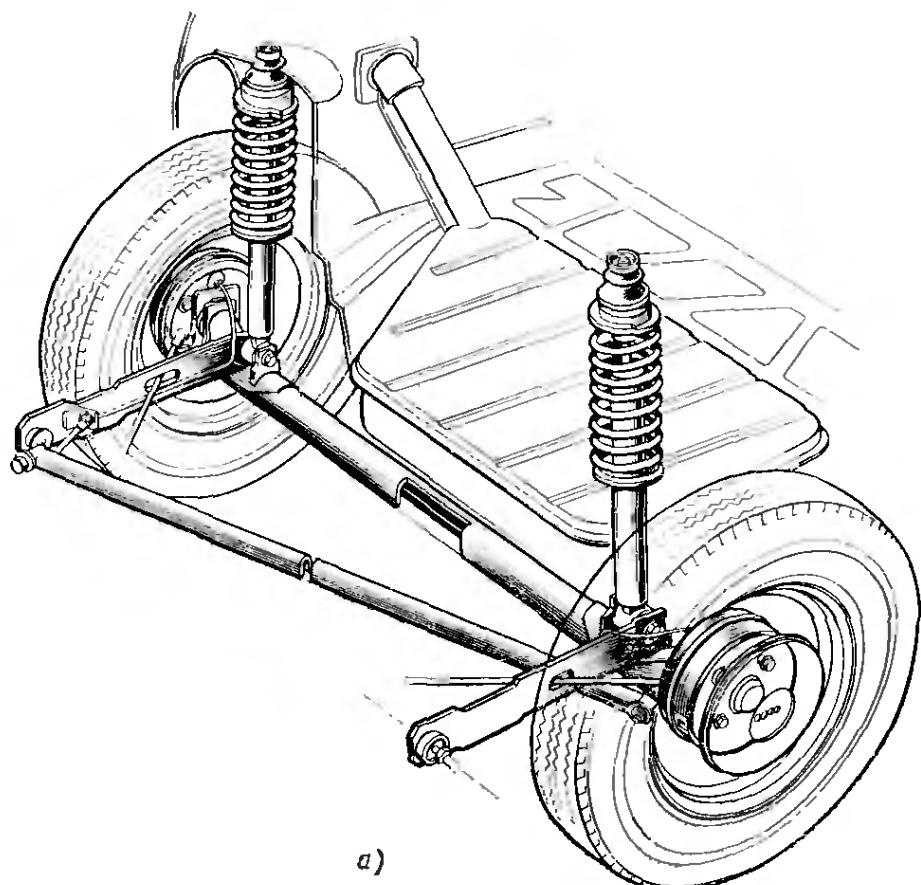
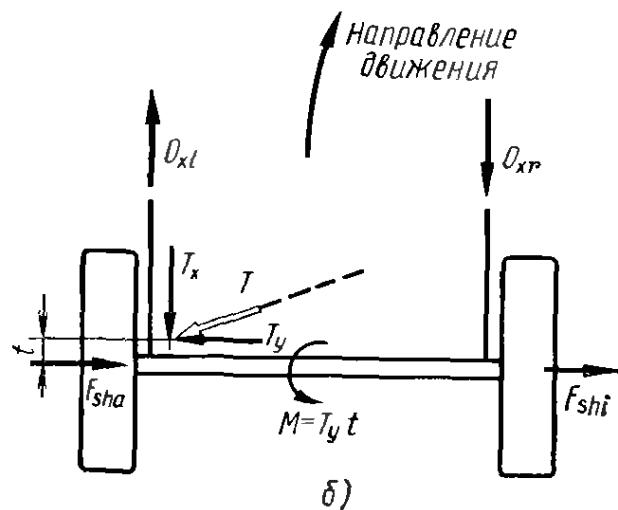


Рис. 3.2.31, а. Задняя подвеска автомобиля «Ауди-80» имеет широко расставленные стойки пружин. Виды U-образное сечение балки и приваренный торсионный вал, оказывающий дополнительное стабилизирующее действие. Передние резиновые опоры, расположенные в проушинах рычагов, должны передавать только продольные тормозные силы и тормозной момент; опоры имеют определенную упругую податливость, чтобы компенсировать жесткое качение радиальных шин со стальным кордом (см. рис. 3.2.11, б)

компенсирует жесткое качение радиальных шин (см. рис. 3.1.11, б). В отличие от модели «Ауди-80» на автомобиле «Фольксваген-пассат» выпуска 1973 г. пружины установлены на балке, чтобы получить сплошную широкую погружочную площадку на грузопассажирском варианте автомобиля «Фольксваген-вариант». На автомобиле «Ауди-100» выпуска 1976 г. пружины установлены в чашках, опущенных перед осью, чтобы добиться еще меньшей монтажной высоты; кроме того, тяга Панара перенесена назад, а топливный бак размещен

Рис. 3.2.31, б. Когда тяга Панара расположена перед осью, пара сил, образуемая силой T_y , действующей в тяге Панара, и боковыми силами F_{sha} и F_{shi} , появляющимися во время движения на повороте, вызывает поворот оси в плане, уменьшая тем самым склонность подвески к созданию недостаточной поворачиваемости у автомобиля. Составляющая T_x , возникающая в результате косого положения тяги, дополнительно усиливает этот эффект



в хорошо защищенной зоне перед осью. Во время движения на повороте возникает пара сил, которая хотя и усиливает недостаточную поворачиваемость автомобиля (см. рис. 3.2.2, б и 3.2.10, б), однако улучшает характеристики управляемости автомобиля при движении по маршруту «змейка».

3.2.6. Подвески Де-дион

Большая неподрессоренная масса зависимой подвески ведущих колес, отрицательно влияющая на сцепление колес с дорогой, может быть уменьшена путем разделения главной передачи и балки оси. В этом случае картер главной передачи должен быть выполнен таким образом, чтобы его можно было закрепить на поперечине подвески или на кузове и чтобы он мог воспринимать реактивный момент. Соединение главной передачи с колесами осуществляется полуосями с двумя подвижными шарнирами равных угловых скоростей (рис. 3.1.33, б). Точки крепления главной передачи к кузову должны быть разнесены в продольном направлении на определенное расстояние a (рис. 3.2.32), чтобы в них возникали небольшие силы ($F = M_d/a$) и имелась возможность создания эффективной виброизоляции. При разгоне автомобиля направляющие рычаги подвески не нагружаются реактивным моментом, рычаги передают только продольные силы. Если тормозной механизм расположен на главной передаче, то тормозной момент воспринимается непосредственно кузовом, минуя направляющее устройство. На рис. 3.2.33, а и б показана подвеска Де-дион с дышлом автомобиля «Альфетта», выпущенного в 1973 г. фирмой «Альфа-ромео», обеспечивающая хорошую устойчивость и управляемость, и малую неподрессоренную массу. Балка представляет собой выгнутую назад трубу 11, на которой установлены колеса, кроме того, балка образует единое целое с жестким, направленным вперед дышлом 1. Опора 2 практически не передает никаких моментов, только продольные силы. Тормозной момент воспринимают элементы крепления главной передачи (см. рис. 3.2.32). Поэтому в этом случае при торможении не происходит ни опускания задней части кузова вниз, ни отжатия его вверх под действием тяговых сил. Как изображено на рис. 3.2.16 и 4.12.7, необходимым условием для достижения подобного является расположение тормозов на колесах.

Боковые силы воспринимают опора дышла и штанги механизма Уатта, который показан на рис. 3.2.24. Последний обеспечивает (как на автомобиле «Ровер-3500», см. рис. 3.2.23) прямолинейное перемещение моста, исключает его самоповорот, но обладает недостатками, отраженными на рис. 3.2.25 и 3.2.26.

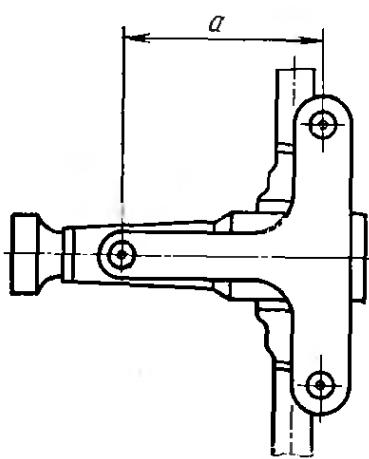
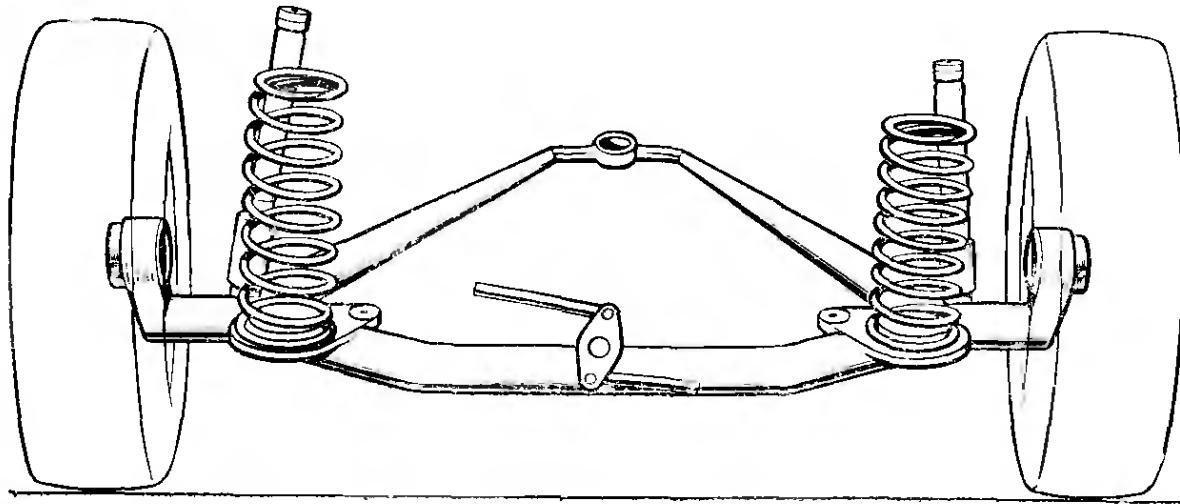


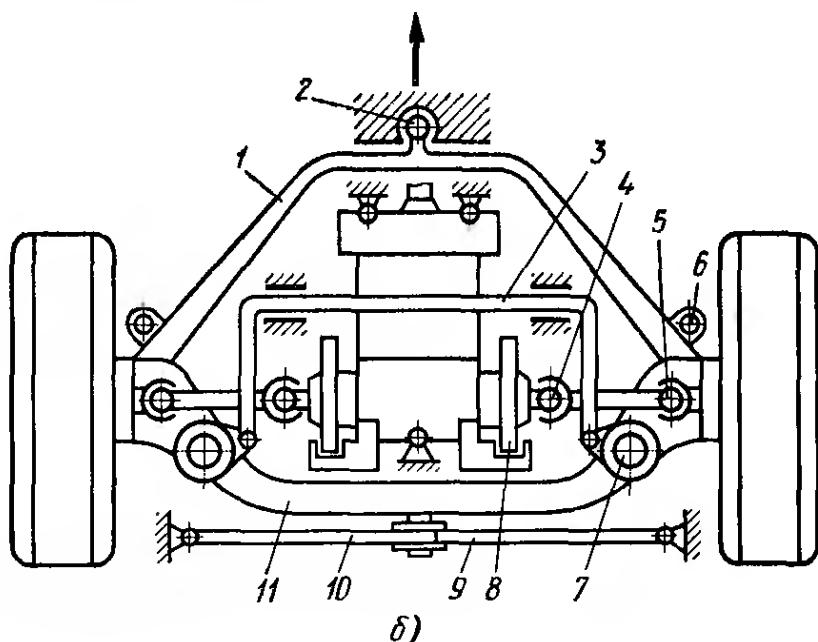
Рис. 3.2.32. Чтобы облегчить восприятие тормозных и тяговых моментов, точки крепления главной передачи должны быть удалены одна от другой как можно дальше (расстояние a)



a)

Рис. 3.2.33, а. Подвеска Де-дион с дышлом автомобиля «Альфетта». Хорошо видны передний шарнир дышла и центральный балансир, расположенный позади балки механизма Уатта

Рис. 3.2.33, б. Вид сверху на подвеску Де-дион автомобиля «Альфетта». Схематически изображены передняя точка опоры дышла, штанги 9 и 10 размещенного позади балки механизма Уатта и дисковые тормоза 8, расположенные на главной передаче. Стабилизатор 3 на стороне, обращенной к оси, соединен с опорными чашками 7 пружин, амортизаторы 6 находятся перед осью; 4 и 5 — подвижные шарниры равных угловых скоростей. Стрелкой показано направление движения автомобиля



б)

Очень простая и экономичная в производстве подвеска Де-дион применена фирмой ДАФ на мод. 66 выпуска 1972 г. и с небольшими изменениями — фирмой «Вольво» на мод. 343 выпуска 1975 г. (см. рис. 3.2.8, в). Тормозные механизмы в них расположены снаружи колес таким образом, что обозначенные на рисунке тонкими линиями широко разнесенные подушки опор крепления картера передачи Вариоматик, скомбинированной с главной передачей, воспринимают только тяговый момент. Тормозной момент воспринимает один продольный рычаг, расположенный справа.

На автомобилях «Адмирал» и «Дипломат» выпуска 1969 г. фирма «Опель» сохранила расположение тормозных механизмов в колесах (рис. 3.2.34). Направляющим элементом подвески, имеющей трубчатую балку, являются два направленных вперед относительно автомобиля продольных рычага, несущие пружины и один треугольный рычаг, расположенный в задней части. Последний рычаг имеет очень широкую опорную базу и воспринимает действие боковых сил. На

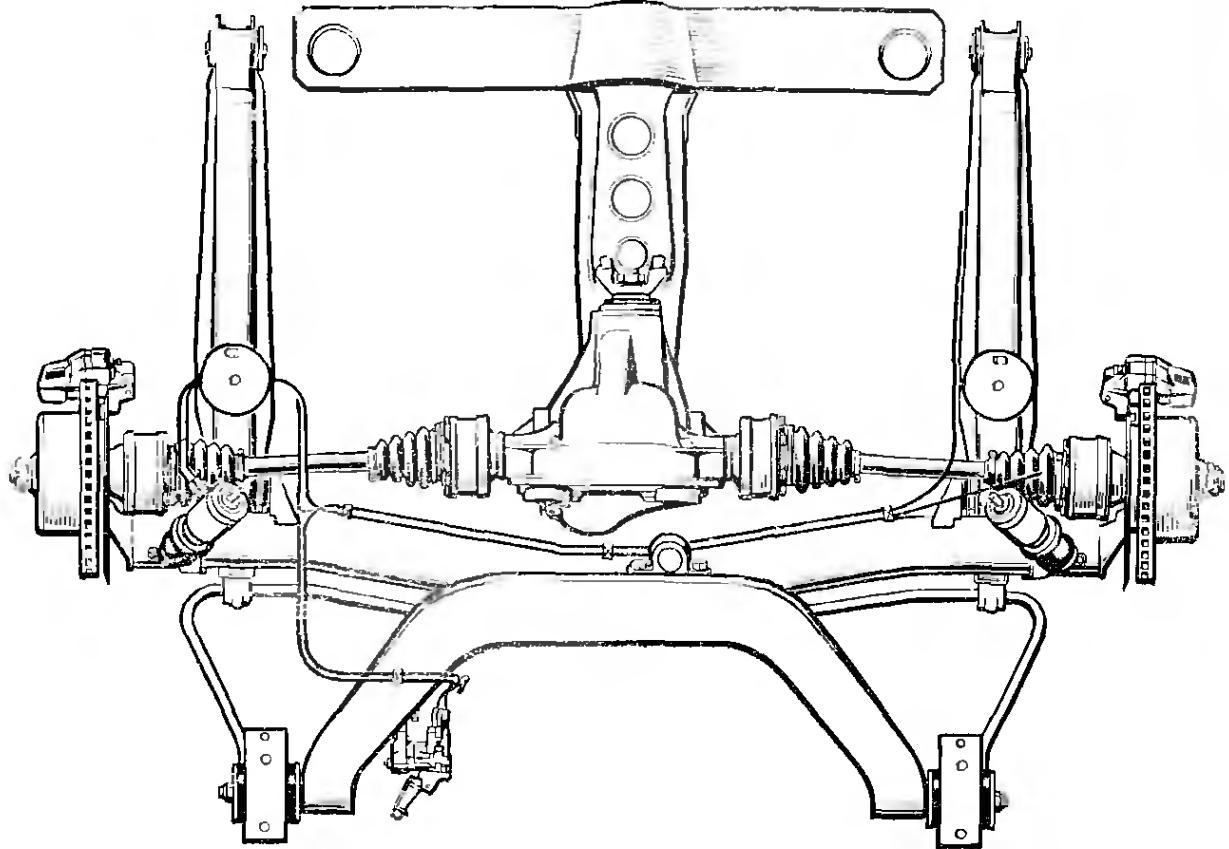


Рис. 3.2.34. Вид сверху на заднюю подвеску Де-дион мод. «Адмирал» и «Дипломат», выпускавшихся фирмой «Опель» до 1977 г. Хорошо видны смещенная вперед (по компоновочным соображениям) главная передача и косо расположенные (в результате этого) полуоси, снабженные с обеих сторон подвижными шарнирами равных угловых скоростей (см. рис. 3.1.35, б). Тормозные диски, расположенные в колесе, имеют внутреннюю вентиляцию. В углублении диска находится барабанный тормоз с ручным приводом. Подшипники колес см. на рис. 3.1.59

рис. 3.2.35 изображен смещенный направляющий шарнир. На рис. 3.2.36 показана главная передача, которая для лучшего восприятия тягового момента снабжена выносным кронштейном. Входной вал и оба выходных вала главной передачи имеют двойное уплотне-

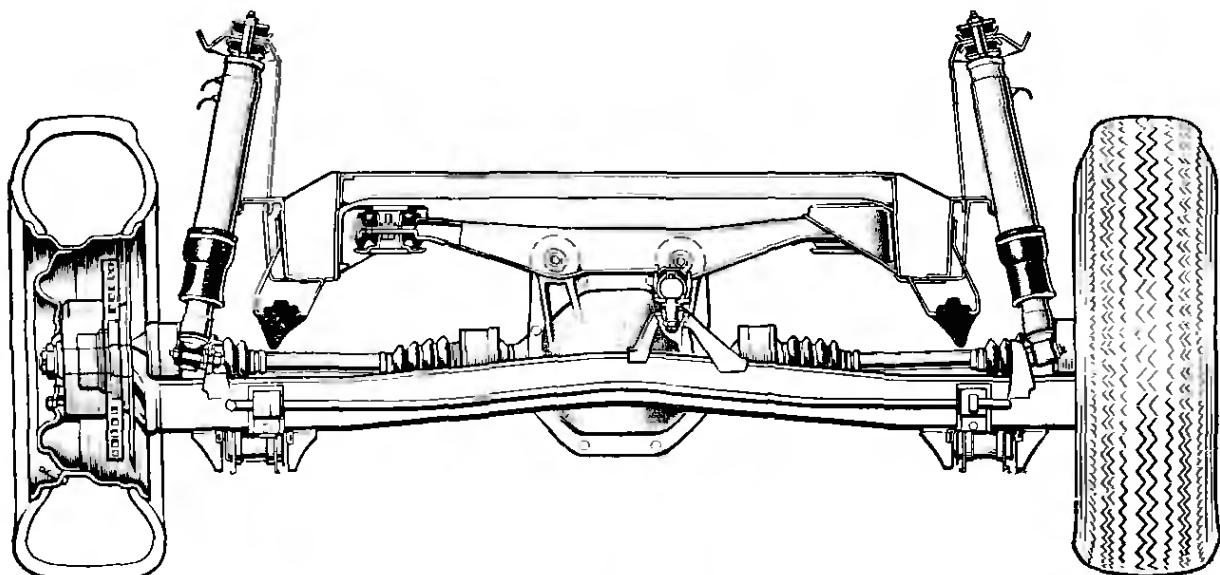


Рис. 3.2.35. Вид сзади на подвеску Де-дион автомобилей «Опель». Хорошо видны несколько смещенный от середины автомобиля направляющий шарнир верхнего треугольного рычага и тормозные диски с внутренней вентиляцией

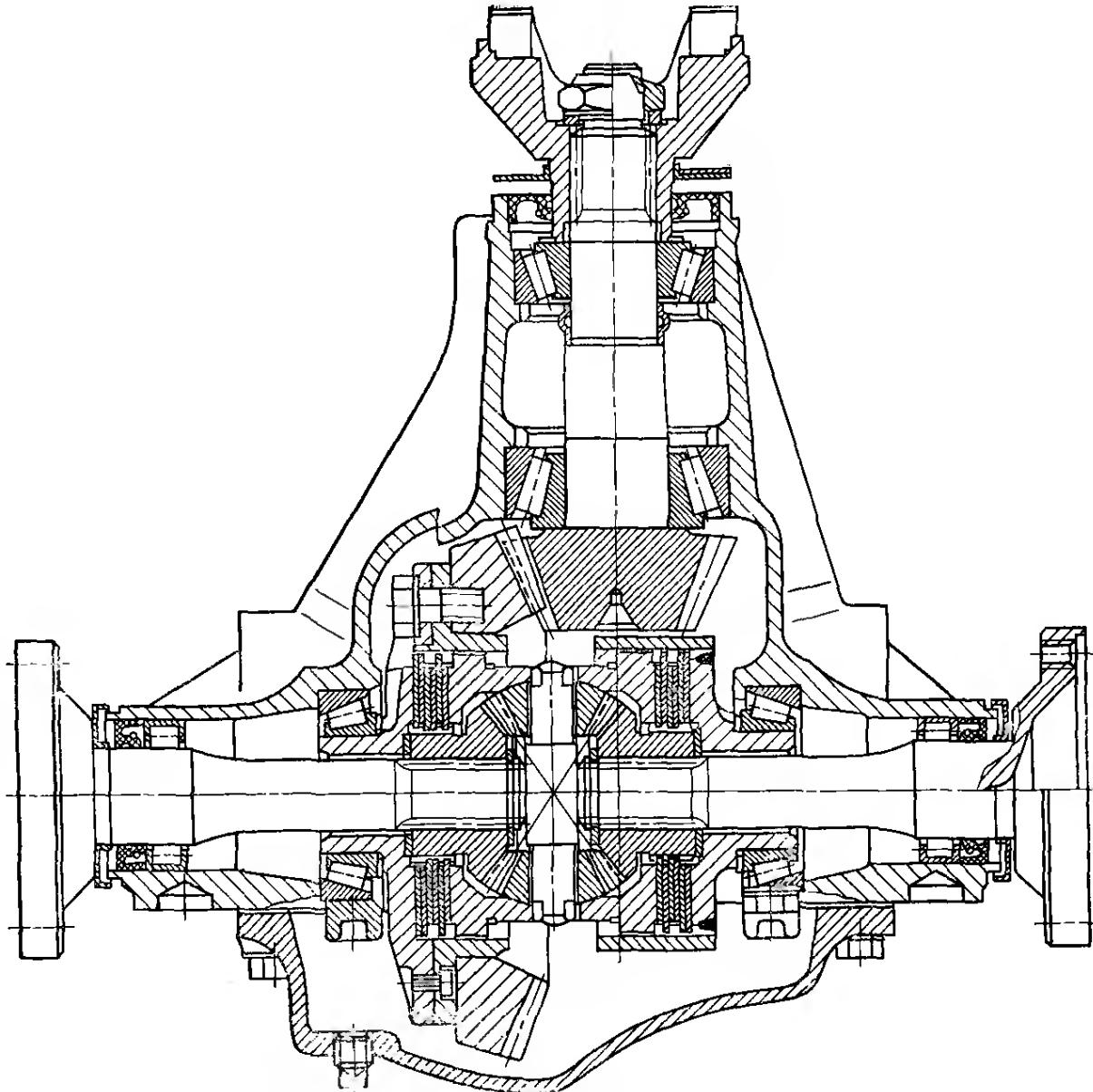


Рис. 3.2.36. Главная передача заднего моста с дифференциалом повышенного трения автомобилей «Опель адмирал» и «Дипломат»

ние: радиальные уплотнительные манжеты (предотвращающие вытекание масла) и центробежные отражатели, которые должны препятствовать проникновению грязи и разбрызгиваемой воды. В связи с большой скоростью вращения ведущей шестерни на нее может быть установлен плоский отражатель, который напрессовывают на ступицу карданного шарнира. На фланцах, служащих для крепления шарниров равных угловых скоростей, вследствие меньшей скорости вращения устанавливают профилированные отражатели, охватывающие шейки картера. Опоры ведущей шестерни и корпус дифференциала выполнены в виде конических роликовых подшипников. Оба фланцевых вала, входящих в главную передачу, с ее внутренней стороны зафиксированы в осевом направлении стопорными кольцами, а с наружной — установлены на роликовых подшипниках. На рис. 3.2.37 показан дифференциал повышенного трения с фрикционными дисками. Корпус дифференциала 1 соединен болтами с ведомой шестерней главной передачи, имеет четыре профрезерованных паза, с помощью которых передает вращение двум нажимным дискам

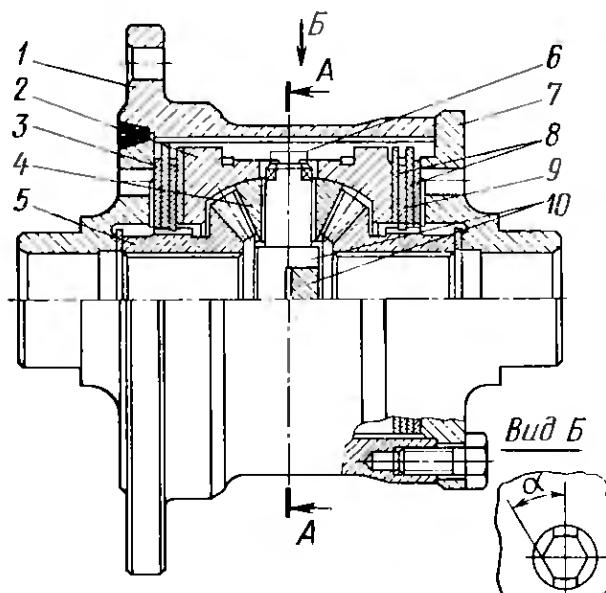


Рис. 3.2.37. Дифференциал повышенного трения конструкции фирмы ЦФ, серийно устанавливаемый фирмой «Опель» на мод. «Адмирал» и «Дипломат»:

1 — корпус дифференциала; 2 — нажимное кольцо; 3 — тарельчатая пружина; 4 — сателлит дифференциала; 5 — шестерня полуоси; 6 — скосы на оси сателлитов; 7 — крышка корпуса дифференциала; 8 — наружные диски; 9 — внутренний диск; 10 — оси сателлитов

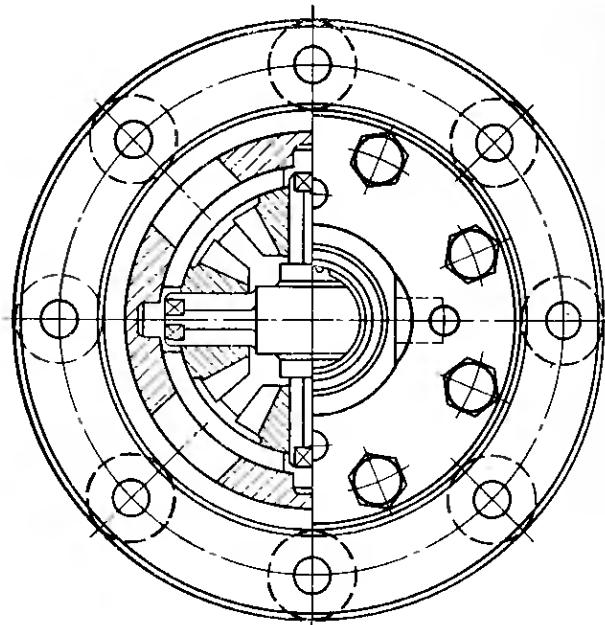


Рис. 3.2.38. Разрез АА (см. рис. 3.2.27) дифференциала повышенного трения конструкции фирмы ЦФ. Хорошо видны взаимно перпендикулярные, скрещивающиеся в средней части оси сателлитов, скосы, выполненные на их концах, и сателлиты в разрезе

2. Последние на стороне, обращенной к осям сателлитов 10 (оси расположены под прямым углом одна к другой), снабжены треугольными выемками, служащими опорой для плоскостей 6 (рис. 3.2.38); выемки размещены одна к другой под определенным углом α (вид Б на рис. 3.2.37). Передаваемый от двигателя крутящий момент вращает корпус дифференциала 1, нажимные диски 2, а последние, контактируя с плоскостями 6, — оси 10. На этих осях вращаются сателлиты 4, которые входят в зацепление с коническими шестернями 5 полуосей (см. рис. 3.2.36). Чем больший момент сопротивления создается на колесах автомобиля, тем больший момент передается через корпус 1 дифференциала на нажимные диски 2 и тем тяжелее дискам вращать оси сателлитов. В результате этого диски 2 распираются и сжимают пакет дисков, состоящий (с каждой стороны) из двух дисков 8 с наружными шлицами и свободно расположенного между ними диском 9 с внутренними шлицами. Чтобы обеспечить нормальную работу дифференциала, в частности, контакт осей 10 с дисками 2, требуется создание осевого преднатяга. Его создают тарельчатые пружины 3 с внутренними шлицами, расположенные на левой и правой наружных сторонах пакета дисков. Величину преднатяга можно регулировать. Значение коэффициента блокировки дифференциала зависит от крутящего момента двигателя: чем больше этот момент, тем сильнее сжимают кольца 2 пакет дисков.

3.3. НЕЗАВИСИМЫЕ ПОДВЕСКИ (ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ)

Шасси легкового автомобиля должно быть спроектировано на большую скорость, чем может обеспечить двигатель. Это выражение означает, что шасси должно обеспечивать надлежащую безопасность движения, несмотря на постоянное улучшение параметров разгона автомобиля и возрастание скорости движения, обусловливаемые повышением мощности устанавливаемых двигателей. Для выполнения этого требования можно использовать (особенно, когда ведущими являются задние колеса) независимые подвески, обладающие следующими основными преимуществами: возможность размещения в малом объеме; небольшая масса и отсутствие однозначной связи между положениями колес.

Эти свойства важны для обеспечения хорошего сцепления колес с дорогой, в особенности при движении на поворотах дороги с волнистым покрытием. Наряду с этими достоинствами независимые подвески имеют недостатки, вследствие чего они не могут полностью вытеснить зависимые подвески. Подвески на двух продольных рычагах автомобилей «Ауди» и «Фольксваген», а также современные конструкции подвесок с дышлом или Де-дион по своим кинематическим свойствам не уступают (особенно на ровной дороге) независимым подвескам. Рычаги независимой подвески иногда воспринимают большие боковые и продольные силы, для чего необходимо опоры широко расставить. Кроме того, такие подвески иначе передают на кузов боковые силы, эти подвески увеличивают крен кузова. Колеса наклоняются вместе с кузовом (рис. 3.3.1); наружное колесо, которое должно воспринимать большую часть боковой силы, наклоняется в сторону положительного развала колеса, в результате возможность передачи шиной боковых сил снижается; внутреннее колесо также получает нежелательное направление наклона. Поэтому поперечный крен кузова во время движения на повороте должен быть наименьшим. Чтобы достичь этого, требуется применение дополнительных стабилизаторов или высокое расположение центров крена (см. разд. 4.4).

Для размещения передней независимой подвески на автомобиле по ширине автомобиля имеется ограниченное по объему про-

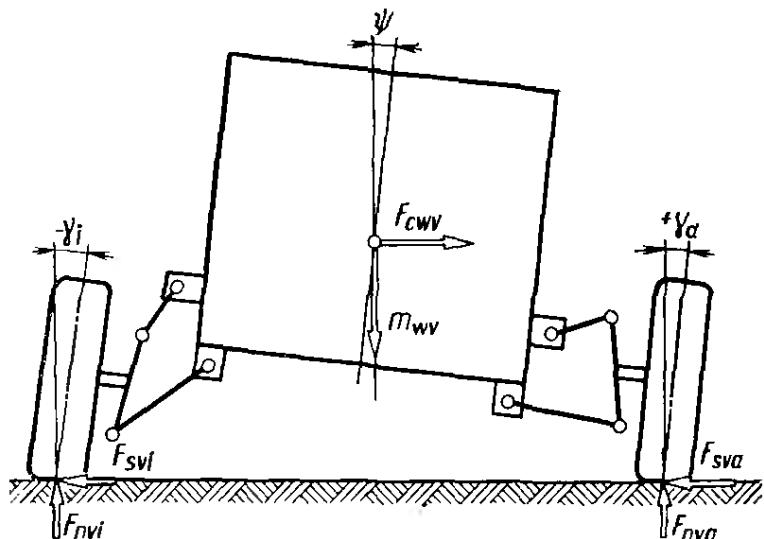


Рис. 3.3.1. Если кузов кренится во время движения на повороте на угол Ψ , то при независимой подвеске наружное колесо наклоняется в сторону, соответствующую положительному развалу ($+y_a$), а внутреннее — в сторону, соответствующую отрицательному развалу ($-y_i$). Оба колеса наклоняются в сторону, противоположную направлению действия боковых сил F_{sva} и F_{svi} , поэтому возможность передачи шинами этих сил снижается

странство, а по высоте — значительно большее. При переднеприводной и классической компоновках обе половины подвески располагаются рядом с двигателем; автомобили заднемоторной компоновки имеют в передней части багажник, ширина которого зависит от углов поворота колес, поэтому и в этом случае требуется компактная конструкция подвески. В связи с этим в настоящее время в качестве передних подвесок применяют только следующие конструкции: на двойных поперечных рычагах и Макферсон.

Задние колеса автомобиля имеют лишь упругое перемещение относительно кузова, кроме того, колеса не поворачиваются. Конструкции подвесок, для размещения которых не требуется много пространства по высоте, а только по ширине, более целесообразны, чтобы получить возможно более широкий багажник. На заднемоторных автомобилях короткий силовой агрегат обычно занимает такое пространство по ширине автомобиля, что сбоку, рядом с ним, остается лишь небольшое пространство. В настоящее время в качестве задних независимых подвесок применяют конструкции на косых и на продольных рычагах.

В последнее время получает признание использование подвески Макферсон на заднем мосту автомобиля, однако (для экономии пространства по ширине автомобиля) пружину в этом случае не располагают соосно с амортизатором. Подвеску на двойных поперечных рычагах в связи с ее кинематическими преимуществами применяют на задней оси только спортивных и гоночных автомобилей. Двухшарнирную подвеску с качающимися полуосями можно считать устаревшей.

3.4. ПОДВЕСКИ НА ДВОЙНЫХ ПОПЕРЕЧНЫХ РЫЧАГАХ

3.4.1. Конструктивные подробности

Эта подвеска представляет собой два поперечных рычага, расположаемых с каждой стороны автомобиля, внутренние концы рычагов шарнирно устанавливают на раме, поперечине или кузове, а внешние (если подвеска передняя) посредством шаровых шарниров связывают с поворотной стойкой. Чем больше расстояние a между поперечными рычагами (рис. 3.4.1), тем меньшие силы будут действовать в рычагах и их опорах, т. е. тем меньше будет податливость деталей подвески и точнее ее кинематика. Конструктивные ограничения, накладываемые на этот размер, обусловлены в большинстве случаев размером обода колеса, необходимостью размещения тормозного механизма в пространстве колеса и другими причинами. Подвеска на двойных поперечных рычагах имеет преимущество, заключающееся в том, что, подобрав определенные взаимные положения рычагов,

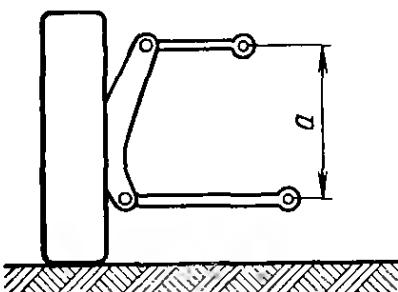
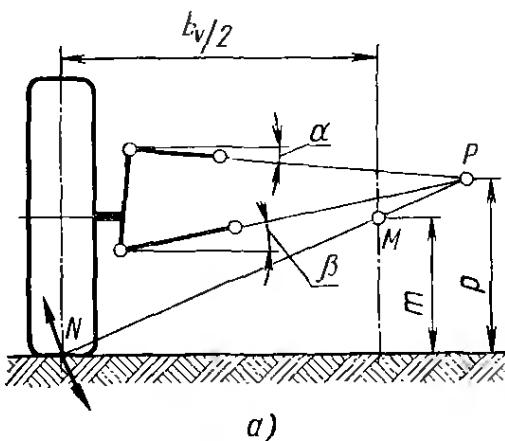
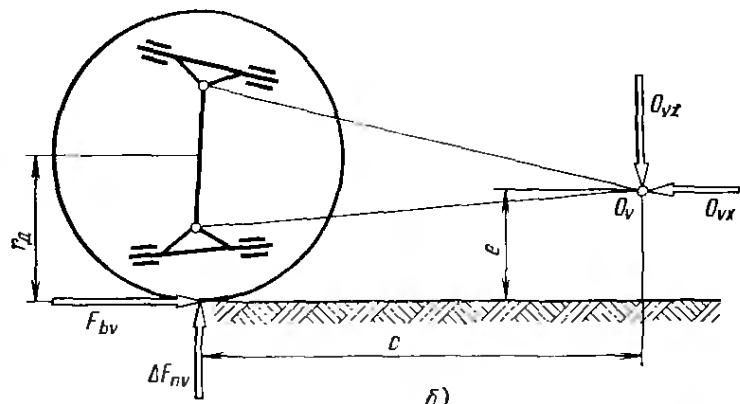


Рис. 3.4.1. Расстояние a между рычагами должно быть максимально возможным для уменьшения сил, действующих на кузов и в опорах рычагов, а также для уменьшения деформации резиновых элементов до допустимых предельных величин



a)

Рис. 3.4.2, а. Полюс P определяется взаимным положением рычагов (т. е. углами α и β); центр крена кузова находится в средней продольной плоскости автомобиля на соединительной прямой PN



б)

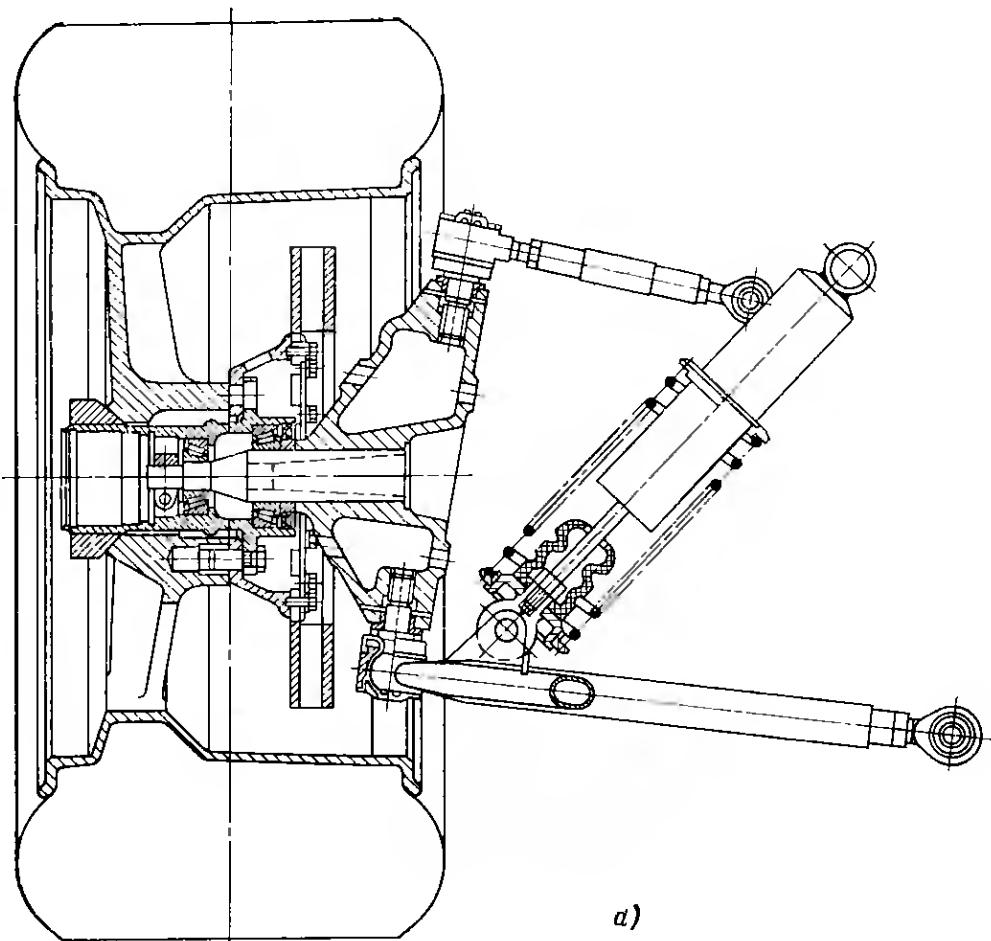
Рис. 3.4.2, б. Рычаги, установленные с продольным наклоном, обуславливают действие в центре продольного крена O_v реакции O_{vz} , которая уменьшает опускание кузова при торможении. Чем длиннее отрезок c и чем короче расстояние c , тем больше противодействующая сила O_{vz} (см. рис. 4.12.3)

можно задать высоту как поперечного (рис. 3.4.2, а), так и продольного центра крена автомобиля. Различная длина рычагов подвески определяет угловые перемещения поворотной стойки при ходах сжатия и отбоя, т. е. изменение развала колес и в определенной степени изменение колеи (см. рис. 4.3.3, 4.3.7 и 4.5.7). При более коротком верхнем рычаге колеса во время хода сжатия наклоняются в сторону отрицательного развала, благодаря чему можно противодействовать положительному развалу наружного колеса в процессе движения на повороте (обусловленному поперечным креном кузова, см. рис. 3.3.1). С другой стороны, наклонное положение рычагов (рис. 3.4.2, б) позволяет уменьшить опускание передней части кузова при торможении (см. разд. 4.12). Поворот наружного конца верхнего рычага назад на виде сверху или наружного конца нижнего рычага вперед позволяет усилить этот эффект (см. рис. 4.4.7); исследования, проведенные на модели, подтвердили указанное предположение, когда величина этих углов меньше 10° , то для определенных длин рычагов можно получить более оптимальное изменение колеи и развала. Большие углы оказывают уже отрицательное влияние.

Еще одним преимуществом этой подвески является возможность использования поперечины в качестве главного силового звена (см. рис. 3.4.6), что позволяет улучшить шумоизоляцию автомобиля и получить агрегатную, т. е. монтируемую на автомобиль в сборе конструкцию подвески.

3.4.2. Конструкции подвесок гоночных автомобилей

Почти все гоночные и спортивные автомобили оборудуют подвесками на двойных поперечных рычагах в связи с их оптимальными кинематическими параметрами. На рис. 3.4.3, а показана передняя подвеска автомобиля «Порше-917», а на рис. 3.4.3, б — задняя подвеска того же автомобиля. При торможении автомобиля на нижние



a)

Рис. 3.4.3, а. Передняя подвеска автомобиля «Порше-917» имеет очень жесткую поворотную стойку, конические роликовые подшипники, регулируемые клеммовой гайкой, и быстро зажимающее устройство для крепления колеса, на котором смонтирована широкая шина гоночного автомобиля. Вертикальные силы воспринимают на каждой стороне наклонно установленные и опирающиеся на нижний рычаг узлы, представляющие собой комбинацию пружины с амортизатором, на штоке которого находится буфер сжатия; в тормозных дисках предусмотрена вентиляция

рычаги подвески действуют значительно большие горизонтальные силы, чем на верхние (см. рис. 4.12.3), и, чтобы уменьшить нагрузки, действующие в местах крепления рычагов, создали увеличенную опорную базу с помощью дополнительных продольных штанг; на рис. 3.4.3, в показана такая конструкция, примененная на задней подвеске. Для предотвращения какого-либо изменения схождения колес под действием продольных сил нижние рычаги установлены «перевернутыми», т. е. рычаги прикреплены к колесу основанием.

Любое изменение схождения и колеи при ходе колес приводит к появлению увода шин, вследствие чего возникают боковые силы, повышается сопротивление качению колес и снижается устойчивость прямолинейного движения. Поэтому задачей конструктора является разработка подвески с такой кинематикой, при которой подобные отклонения не могут возникать. Фирма «Даймлер-бенц» определила с помощью электронной вычислительной машины параметры задней подвески экспериментального автомобиля С 111 с двигателем Ванкеля (1969 г.). Эта подвеска показана на рис. 3.4.4, а. Изменение схождения колес на всем диапазоне хода подвески (180 мм) не превышает 2' (рис. 3.4.4, б), а изменение колеи Δb_h составляет менее 7 мм (рис. 3.4.4, в). Относительно короткие верхние и длин-

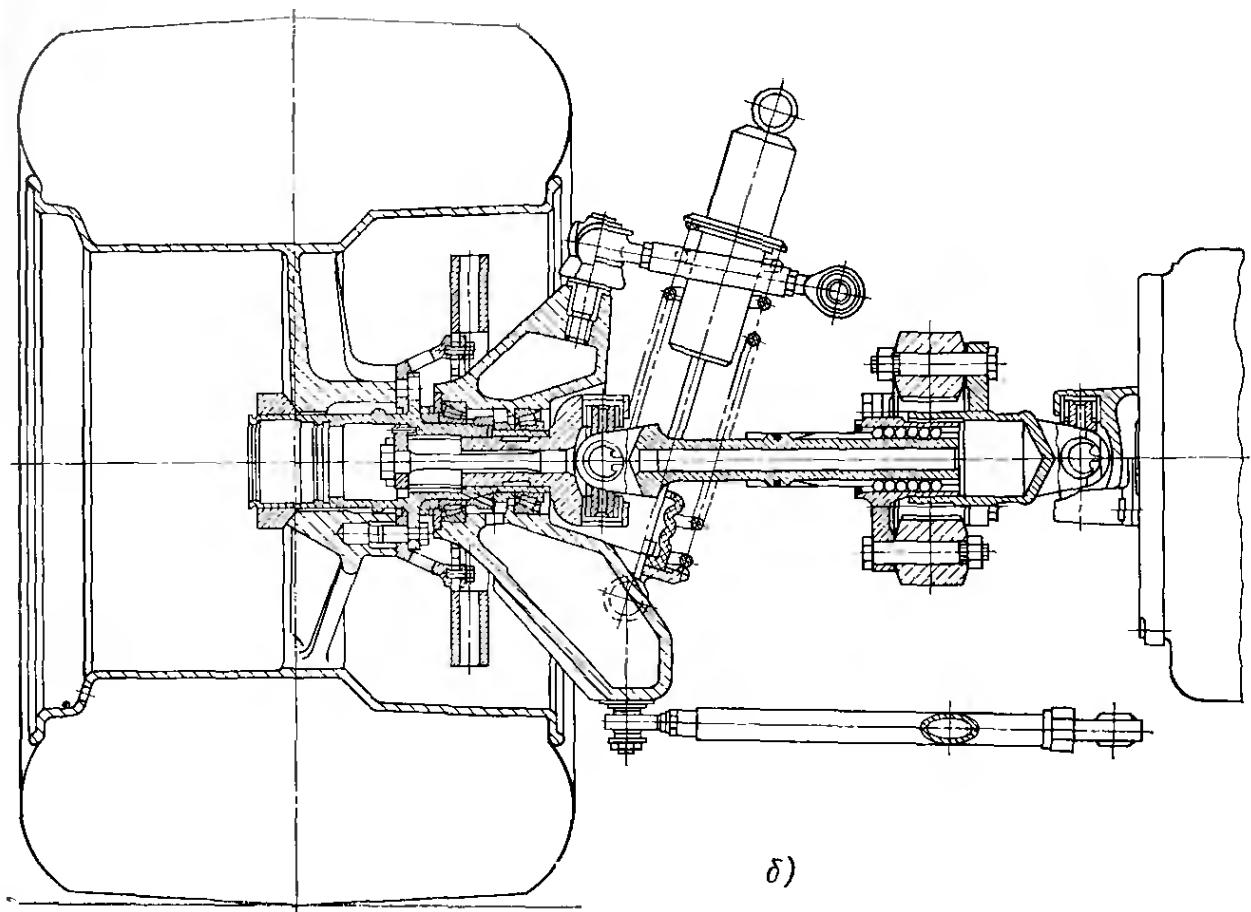


Рис. 3.4.3, б. Разрез задней подвески автомобиля «Порше-917», которая имеет комбинированные узлы (пружины и амортизатора), опирающиеся на стойку и вал колеса, установленный в конических роликовых подшипниках. На полуоси предусмотрены наружний и внутренний карданные шарниры, а также дополнительно — упруго работающая при кручении самоцентрирующаяся муфта фирмы «Гётце-гуйбо». Для уменьшения потерь на трение изменения длины полуоси компенсируется с помощью шариковых муфт

ные нижние рычаги позволили получить оптимальное протекание изменения раз渲ала до значения $\gamma = -3^\circ$ в процессе хода сжатия колес $s_1 = 50$ мм (рис. 3.4.4, г). В результате этого даже при поперечном крене кузова во время движения на повороте широкая беговая поверхность сверхнизкопрофильных гоночных шин всегда имеет хорошее прилегание к дороге, необходимое для передачи больших боковых и продольных сил. Показанные на виде сбоку (рис. 3.4.4, а) верхние и нижние продольные рычаги не только передают тяговые и тормозные силы, но и в результате своего взаимного положения препятствуют опусканию задней части кузова при разгоне и подниманию при торможении. Фирма «Даймлер-бенц» при-

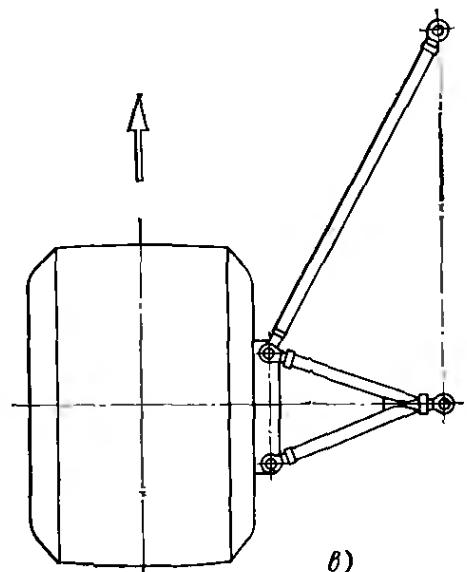


Рис. 3.4.3, в. Задняя подвеска автомобиля «Порше-917» вид на нижний, поперечный рычаг, установленный с очень широкой базой на стороне, обращенной к раме

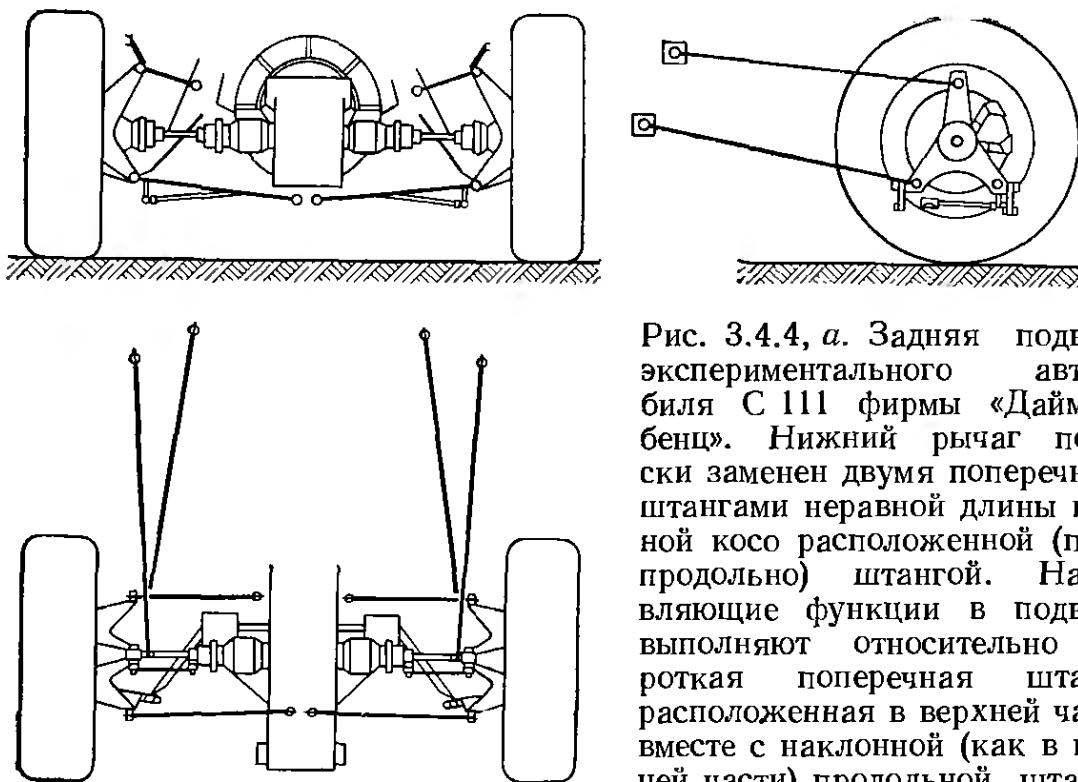
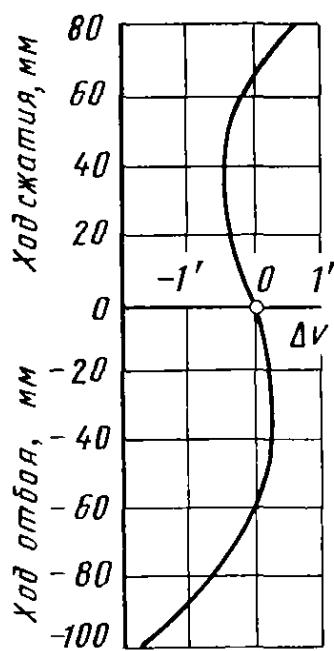
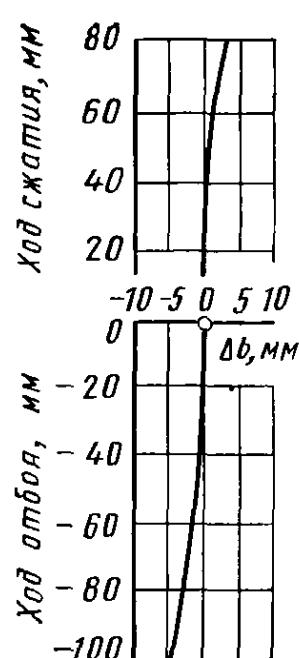


Рис. 3.4.4, а. Задняя подвеска экспериментального автомобиля С 111 фирмы «Даймлер-бенц». Нижний рычаг подвески заменен двумя поперечными штангами неравной длины и одной косо расположенной (почти продольно) штангой. Направляющие функции в подвеске выполняют относительно короткая поперечная штанга, расположенная в верхней части, вместе с наклонной (как в нижней части) продольной штангой



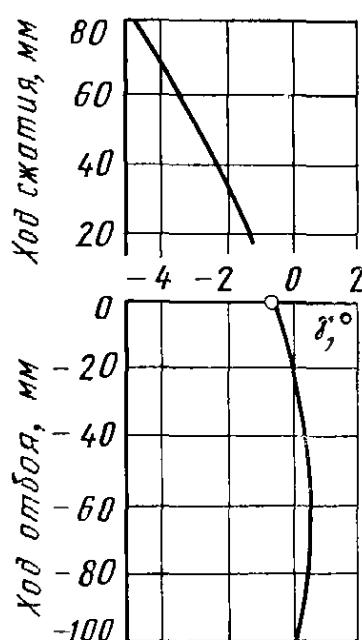
б)

Рис. 3.4.4, б. В результате определенного расположения штанг и жестких опорных элементов в задней подвеске автомобиля С 111 получено общее изменение схождения колес, не превышающее $\Delta V = 2'$



в)

Рис. 3.4.4, в. Чрезвычайно малое изменение колеи на задней подвеске автомобиля С 111



г)

Рис. 3.4.4, г. Близкое к оптимальному изменение раз渲ала задних колес на автомобиле С 111, достигнутое в результате использования длинных нижних штанг и очень коротких верхних

водит такие данные: продольный крен кузова при разгоне компенсируется на 85 %, при торможении — на 74 % (см. разд. 4.12).

3.4.3. Передние пружинные подвески

Опыт, полученный в ходе эксплуатации экспериментального автомобиля С 111, фирма «Даймлер-бенц» использовала при разработке конструкции передних подвесок всех моделей, выпущенных после 1972 г. (см. рис. 1.1.1). На рис. 3.4.5; 3.1.14 и 3.1.45, б показана подвеска на двойных поперечных рычагах автомобилей поколения S со следующими отличительными признаками:

большое расстояние между верхними и нижними шарнирами (см. рис. 3.4.1);

нулевое плечо обкатки (см. разд. 4.9);
наличие выноса колеса (смещения колеса вперед относительно оси поворота) для возможности применения большого угла продольного наклона оси поворота в целях получения благоприятного изменения развала при повороте колеса (см. рис. 4.11.25);

широкая опорная база у нижних рычагов, воспринимающих основную часть тормозных сил;

передача тормозных сил происходит в верхней части через стабилизатор, подвешенный на жестком щите передка.

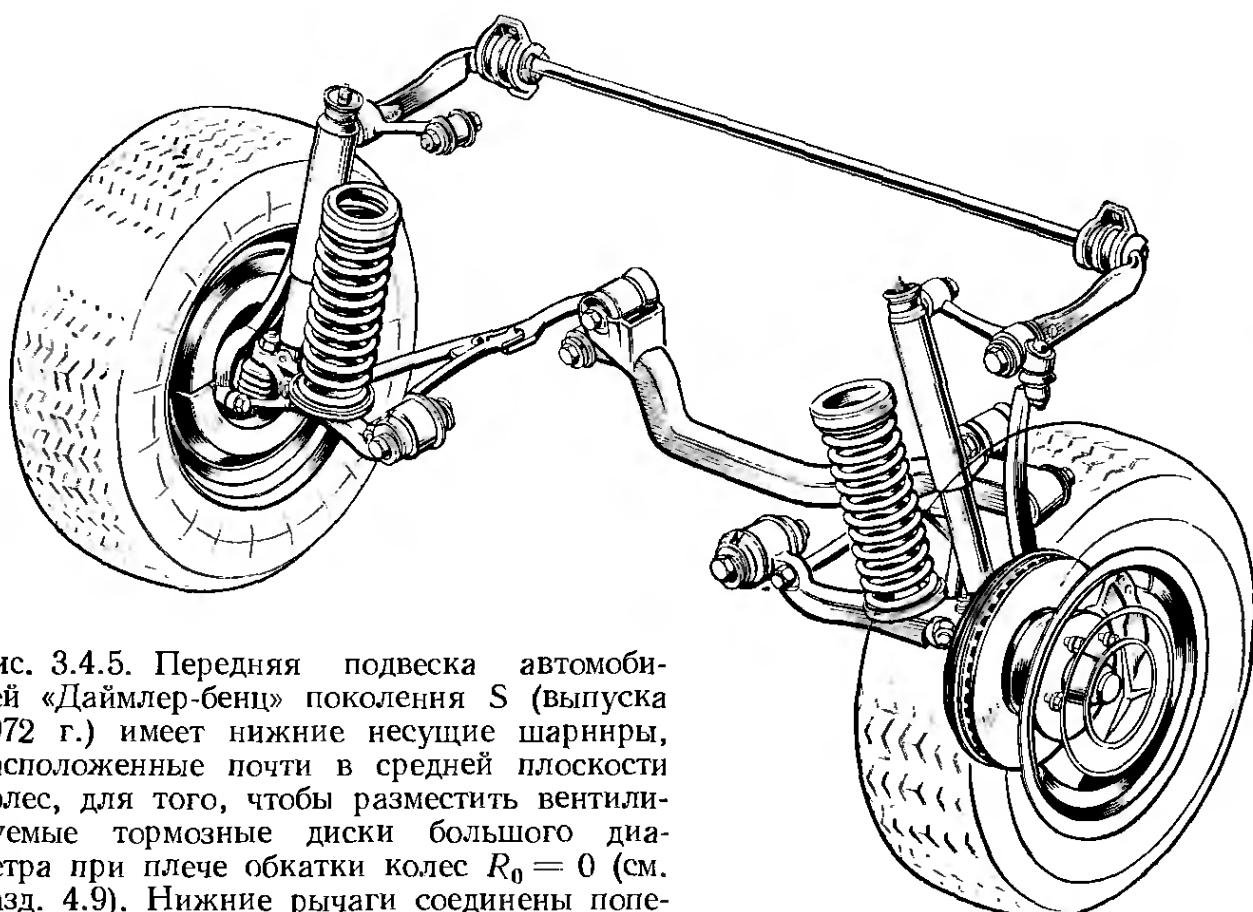


Рис. 3.4.5. Передняя подвеска автомобилей «Даймлер-бенц» поколения S (выпуска 1972 г.) имеет нижние несущие шарниры, расположенные почти в средней плоскости колес, для того, чтобы разместить вентилируемые тормозные диски большого диаметра при плече обкатки колес $R_0 = 0$ (см. разд. 4.9). Нижние рычаги соединены поперечиной и имеют широкую опорную базу. Высоко поднятые к крылу кузова верхние поперечные рычаги для выполнения направляющих функций соединены с продольными плечами стабилизатора. Буфера ходов отбоя и сжатия расположены в однотрубном амортизаторе

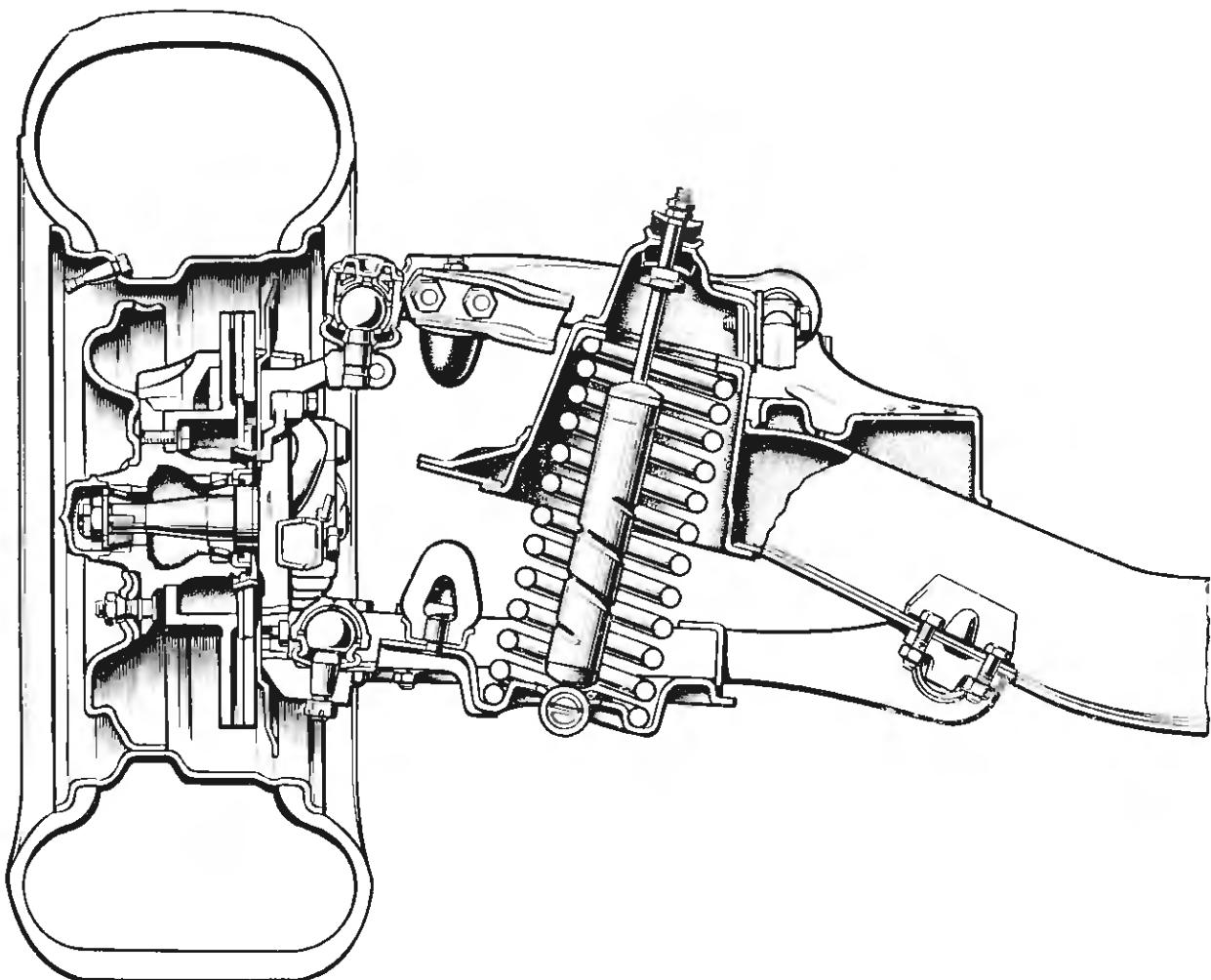


Рис. 3.4.6. Передняя подвеска мод. «Адмирал» и «Дипломат» выпуска 1969 г. фирмы «Опель» имеет поперечину общепринятой формы. Амортизаторы находятся внутри пружин; буфера, ограничивающие ход отбоя, установлены на верхних рычагах, а буфера сжатия — на нижних. В качестве подшипников колес использованы конические роликовые подшипники. Вентилируемые тормозные диски привернуты к ступицам с внутренней стороны. Прямые верхние направляющие шарниры имеют клеммовый зажим (как показано на рис. 3.1.17 и 4.10.1), а нижние несущие шарниры (также прямые) крепятся с помощью конуса 1 : 10

Плечи этого стабилизатора имеют плоское сечение для увеличения момента сопротивления в вертикальном направлении и для создания податливости в боковом направлении, чтобы не возникали повышенные напряжения. Если смотреть сзади, то короткие верхние поперечные рычаги перемещают плечи стабилизатора по дуге, т. е. изгибают их в боковом направлении при ходах сжатия и отбоя. В результате наклонного расположения плеч стабилизатора достигнуто уменьшение продольного крена кузова на режиме торможения (см. рис. 4.12.5).

В этой конструкции подвески поперечина не служит объединяющим силовым элементом, кроме того, подвеска не является агрегатной, что имело место на всех предыдущих моделях фирмы «Даймлер-бенц». В случае использования агрегатной конструкции, как видно на примере подвесок автомобилей «Опель-адмирал» и «Дипломат» (рис. 3.4.6), поперечина с приподнятыми концами крепится к кузову через резиновые элементы в целях обеспечения шумоизоляции. На концах поперечины расположены рычаги и упоры

буферов сжатия и отбоя, там же находятся опоры пружин и амортизаторов. Последние расположены внутри пружин. Преимущество такого положения заключается в том, что сила пружин во время хода отбоя и возникающие при этом растягивающие силы на штоке амортизатора приложены в одном и том же месте, и передача их через другие детали не требуется. Амортизатор длиннее, чем пружина, поэтому для его штыревого крепления требуется вытянутый вверх колпак. В целях упрощения монтажа, а также изоляции кузова от колебаний двигателя и реактивного момента, созданного им, переднюю опору двигателя часто располагают на поперечине подвески. Поэтому такую поперечину (рис. 3.4.7) можно считать остатком применявшейся ранее рамы на мод. «Опель-кадэт Ц». На этом более легком и недорогостоящем автомобиле применена соответствующая ему упрощенная подвеска, которая непосредственно (без промежуточных резиновых элементов) крепилась болтами к лонжеронам кузова. Наклонно расположенные круглые опоры двигателя установлены в чашках, которые выполняют функцию ограничителей смещения опор при возникновении слишком больших боковых колебаний двигателя или в случае продольного смещения силового агрегата во время разгона или торможения автомобиля. Буфера сжатия расположены внутри пружин, включаясь в работу, они как бы «замыкают» противоположные опоры пружины. Буфера отбоя находятся в амортизаторах, установленных между верхними рычагами подвески и брызговиками кузова. На штоках амортизаторов во время отбоя возникают усилия растяжения, величина которых в конце отбоя может быть больше усилия пружин. Амортизатор установлен на верхнем рычаге, а упругий элемент — на нижнем, т. е. нагруженными являются все наружные шарниры, причем силы, действующие на них, могут быть как силами сжатия,

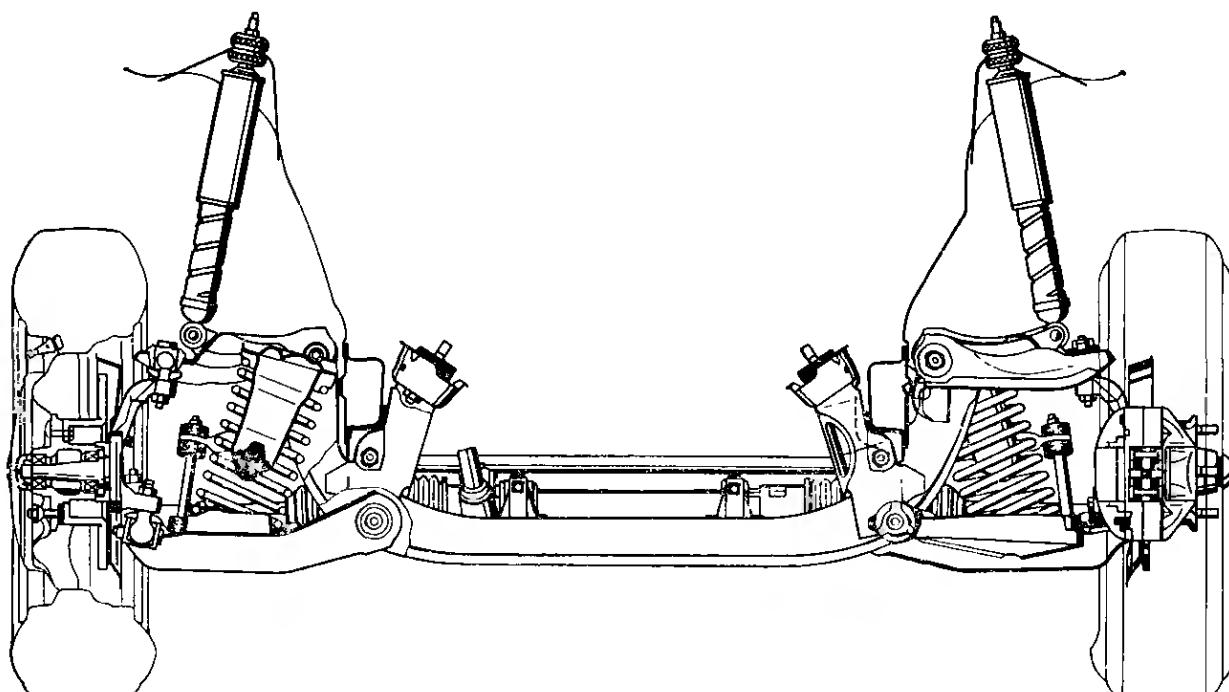
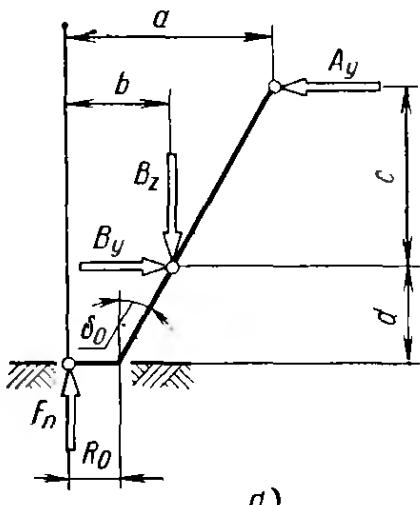
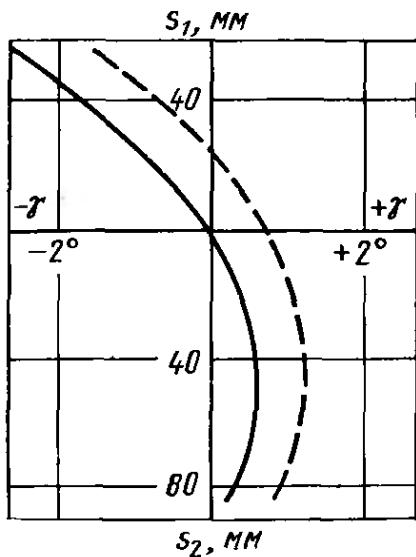


Рис. 3.4.7. Передняя подвеска автомобилей «Опель-кадэт Ц» (выпуска 1973 г.) и «Опель ГТ/Е» (выпуска 1975 г.) имеет перевернутые нижние несущие шарниры. Поперечина подвески жестко привернута к кузову



a)

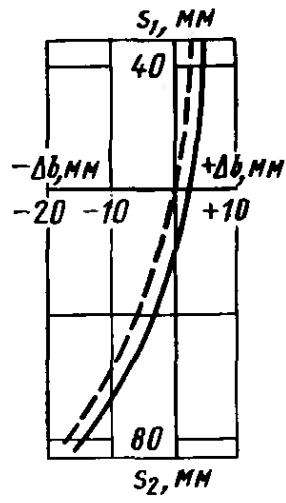
Рис. 3.4.8, а. Сила F_n , возникающая в точке контакта колеса с дорогой, и сила B_z , действующая на нижнем несущем шарнире, образуют момент, который в боковом направлении воспринимается рычагами и вызывает появление пары сил $-A_y$ и $+B_y$. Для упрощения расчетов принято, что верхний и нижний рычаги расположены горизонтально



б)

Рис. 3.4.8, б. Зависимость угла раз渲а γ от хода сжатия s_1 или отбоя s_2 колеса, получена для автомобиля «Опель-кадэт ГТ/Е» при наличии пружин в подвеске и без них; разница в углах раз渲алов составляет в среднем $40'$. Ось абсцисс соответствует конструктивному положению автомобиля, предусмотренному в стандарте ИСО/ИС 2958, т. е. положению, занимаемому автомобилем при посадке трех человек массой 68 кг (см. рис. 1.4.5):

сплошная линия — пружины установлены; штриховая — пружины сняты



в)

Рис. 3.4.8, в. Изменение колеи колес. На исследованном автомобиле «Опель-кадэт ГТ/Е» снятие пружин вызывает уменьшение колеи примерно на 2 мм: сплошная линия — пружины установлены; штриховая — пружины сняты

так и силами растяжения. Реечный рулевой механизм установлен в передней части поперечины, в результате передняя подвеска образует единую монтажную единицу, что позволяет выполнять регулировку схождения, раз渲ала и продольного наклона оси поворота колес до крепления этого агрегата к кузову. Для уменьшения действия различных факторов на рулевое управление целесообразно устанавливать рулевой механизм на поперечине подвески. Иначе (особенно в случае крепления поперечины к кузову через резиновые детали) силы, действующие в рулевых тягах, могли бы вызвать боковое смещение поворотных рычагов. Это проявилось бы в виде податливости рулевого управления и привело бы к самоповороту передних колес (например, при боковом ветре).

Податливость имеется также в опорах рычагов. Идеальные для кинематики подвески кривые, рассчитанные на ЭВМ и показанные на рис. 3.4.4, б, в, г, на практике могут быть соблюдены только при использовании жестких (металлических) шарниров гоночных автомобилей. Однако такие шарниры передают все шумы, идущие от дороги и шин, что для обычных легковых автомобилей неприем-

лемо. Как показано на рис. 3.1.11, *а* и *б*, резиновые опоры деформируются под действием сил, причем (как показано на рис. 3.4.8, *а*) в боковом направлении (по оси *Y*) в зависимости от расстояния *b* между вертикальной силой F_n , действующей в точке пятна контакта колеса с дорогой, и силой B_z , возникающей на несущем шарнире. Эти силы вызывают сближение опор верхних рычагов (левого и правого) и раздвигание нижних, вызывая в них реакции A_y и B_y . Следствием этого является уменьшение развала на всем диапазоне хода подвески примерно на $40'$ и некоторое увеличение колеи (рис. 3.4.8, *б* и *в*). Аналогичная податливость возникает и под действием боковых сил в контакте колеса. Статические замеры, проведенные на большом числе легковых автомобилей среднего класса, показали, что изменение развала составляет $\Delta\gamma_s \approx 25'$ (или на $0,42^\circ$) на $F_s = 1$ кН при исключении податливости дискового колеса. Боковая сила, возникающая во время движения на повороте, изменяет развал обоих колес оси в сторону, не оптимальную для передачи сил шиной: развал наружного, более нагруженного колеса увеличивается, а внутреннего — уменьшается (см. рис. 3.3.1 и 3.5.6, *б*). Поэтому для определения уменьшения передаваемой боковой силы необходимо брать в расчет оба колеса. Рассмотрим для примера легковой автомобиль с массой, приходящейся на переднюю ось: $M_v = 695$ кг при коэффициенте бокового сцепления $\mu_s = 0,5$. Нагрузка на переднюю ось составляет $G_v = m_v g = 695 \cdot 9,81$ Н = = 6,82 кН и сумма боковых сил, действующих на наружном и внутреннем колесах, $\sum F_{sv} = F_{sva} + F_{svi} = \mu_s \cdot G_v = 3,41$ кН.

Суммарный развал обоих колес уменьшается на

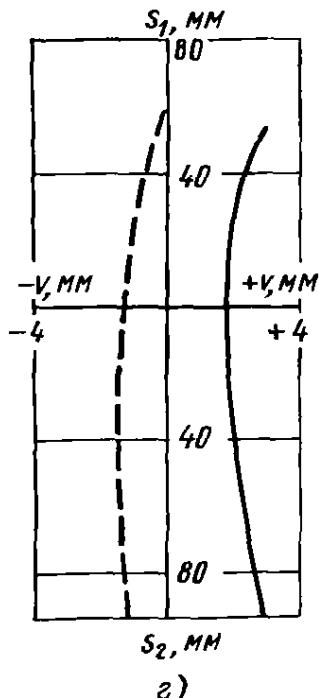
$$\Delta\gamma_v = \sum F_s \cdot \Delta\gamma_s = 3,41 \cdot 0,42 = 1^\circ 26'.$$

Каждому градусу развала (в указанном направлении) соответствует уменьшение бокового направляющего усилия шин $\Delta F_{ss3} \approx 70$ Н. Тогда уменьшение боковой силы для оси

$$\Delta F_{sv} = \Delta F_{ss3} \cdot \Delta\gamma_v = 70 \cdot 1,43 \text{ Н} = 100 \text{ Н.}$$

Как видно на рис. 3.4.7, рулевой механизм на автомобиле «Кадет Ц» расположен перед осью колес и примерно на высоте нижних рычагов; под действием вертикальных сил опоры нижних рычагов раздвигаются. Поэтому после снятия пружин величина установленного фирмой схождения переходит в отрицательный участок диапазона изменения (рис. 3.4.8, *г*), характер изменения схождения при этом почти не изменяется. Автомобиль «Кадет» имеет продольный наклон оси поворота, в результате сила B_z приложена на расстоянии *f*—*e* спереди оси колеса и вместе с вертикальной силой F_n обуславливает возникновение другой пары сил в продольном (по оси *X*) направлении ($+A_x$ и $-B_x$, рис. 3.4.8, *д*), которая уменьшает угол продольного наклона ϵ (рис. 3.4.8, *е*).

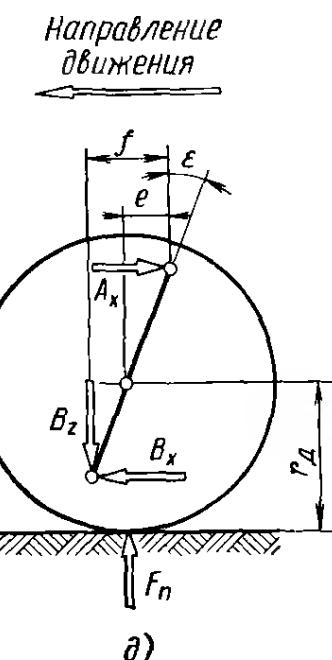
На приведенных выше рисунках показаны значения, полученные в результате замеров, проведенных после демонтажа пружин в комплектном состоянии. Опоры подвески автомобиля «Кадет» (масса в снаряженном состоянии менее 900 кг) относительно жест-



г)

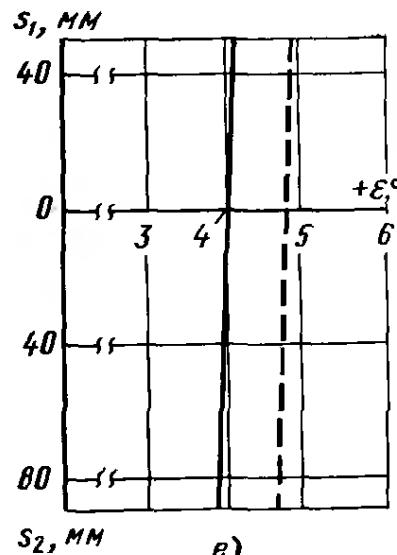
Рис. 3.4.8, г. Вследствие расположения реечного рулевого механизма перед осью снятие пружин подвески на автомобиле «Кадет» вызывает изменение положительного схождения на отрицательное. однако в связи с наличием механизма регулировки схождения этот факт не имеет большого значения для конструктора:

сплошная линия — пружины установлены; штриховая — пружины сняты



д)

Рис. 3.4.8, д. Когда пружины опираются на нижние рычаги и ось поворота колеса имеет продольный наклон, несущий шарнир подвески оказывается расположенным впереди центра колеса. Силы F_n и B_z образуют момент, который вызывает реакции $+A_x$ и $-B_x$, действующие в направлении осей рычагов. В целях упрощения расчетов считаем оси рычагов расположенным параллельно опорной поверхности



е)

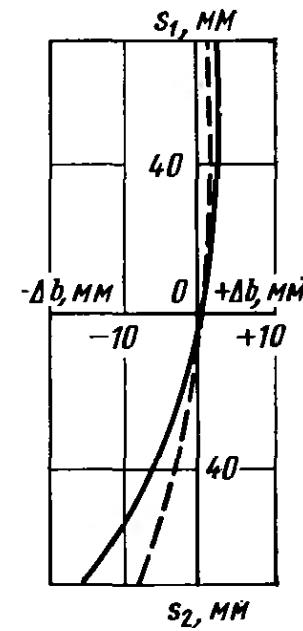
Рис. 3.4.8, е. Вследствие действия пары сил F_n и B_z угол ε продольного наклона оси поворота колеса на автомобиле «Кадет» при наличии пружин в подвеске получается на $45'$ меньше, чем без них:

сплошная линия — пружины установлены; штриховая — пружины сняты

кие. На легковых автомобилях среднего класса, к которым предъявляются повышенные требования в отношении шумоизоляции, положение другое. Применяемые в них резиновые элементы обычно имеют мягкими и точки крепления поперечины имеют упругие перемещения, связанные с нагрузкой, действующей на колеса, т. е. с ходами отбоя и сжатия. Тогда кривая изменения колеи при отсутствии пружин в подвеске имеет не только другую кривизну, но и измененный наклон (по сравнению с замеренной на комплектном автомобиле, рис. 3.4.9). Касательные, проведенные к обеим кривым в нулевой точке, имеют различный наклон (см. рис. 4.4.2), что равнозначно повышенному положению центра крена на укомплектованном автомобиле (т. е. при установленных пружинах). Однако результат кинематического исследования подвески без пружин соответствует результатам, полученным «прочерчиванием» или расчетом, что важно для конструктора.

Указанные выше различия могли бы быть еще больше, если бы для размещения передних полуосей пришлось бы переместить пру-

Рис. 3.4.9. Изменение колеи колес в зависимости от хода подвески, замеренное на автомобиле «Опель-аскона Б» при наличии пружин в подвеске и без них. Кривизна кривых получилась различной, это означает, что положение центра крена комплектного автомобиля выше теоретического (без учета усилий пружин) положения центра, определенного графически или расчетом (см. рис. 4.4.5): сплошная линия — пружины установлены; штриховая — пружины сняты



жины на верхние рычаги. Показанное на рис. 3.4.8, а расстояние a будет всегда больше, чем используемый в других случаях отрезок b . На рис. 3.4.10 изображено экономически выгодное и технически удачное решение, примененное фирмой «Рено» на переднеприводных автомобилях мод. 12, 15, 18, 20 и 30. Пружины воспринимают силы в вертикальном направлении, продольные силы в основном действуют на нижние рычаги с широко расставленными опорами. На верхних рычагах предусмотрены направленные вперед и внутрь растяжки, как показано на рис. 4.9.5, верхние рычаги на переднеприводных автомобилях должны передавать не только тормозные силы, но и определенную часть продольных сил, возникающих во время трогания и разгона.

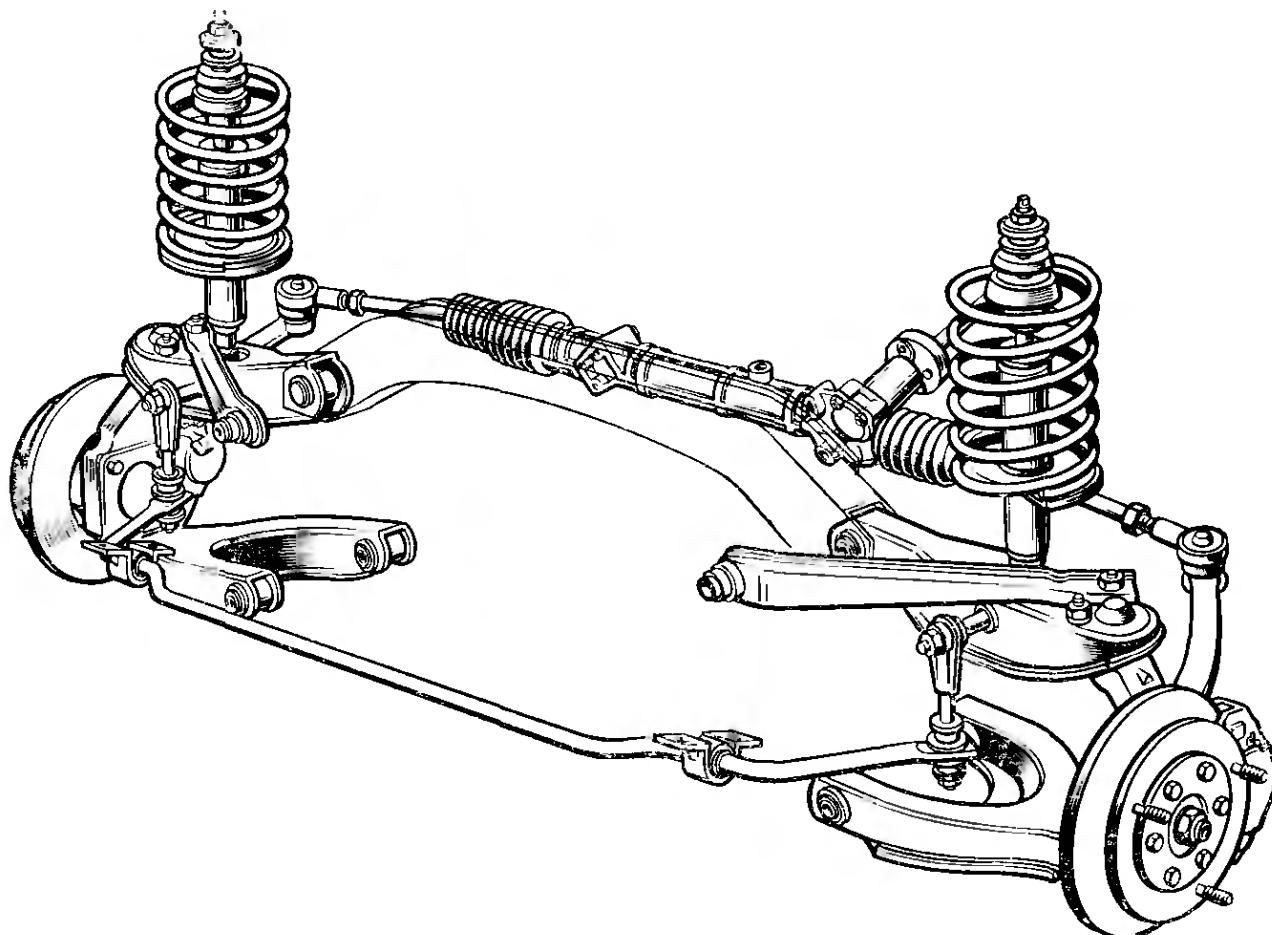


Рис. 3.4.10. Передняя подвеска автомобиля «Рено-18» (выпуска 1978 г.), являющаяся модификацией конструкции, устанавливаемой раньше на мод. 12, 15 и 17, имеет в верхней части узел, представляющий собой комбинацию пружин и амортизаторов, наличие такого узла позволяет в нижней части подвески пропустить полуось. Реечный рулевой механизм прикреплен к верхней поперечине, служащей силовым элементом. Верхние рычаги состоят из двух частей

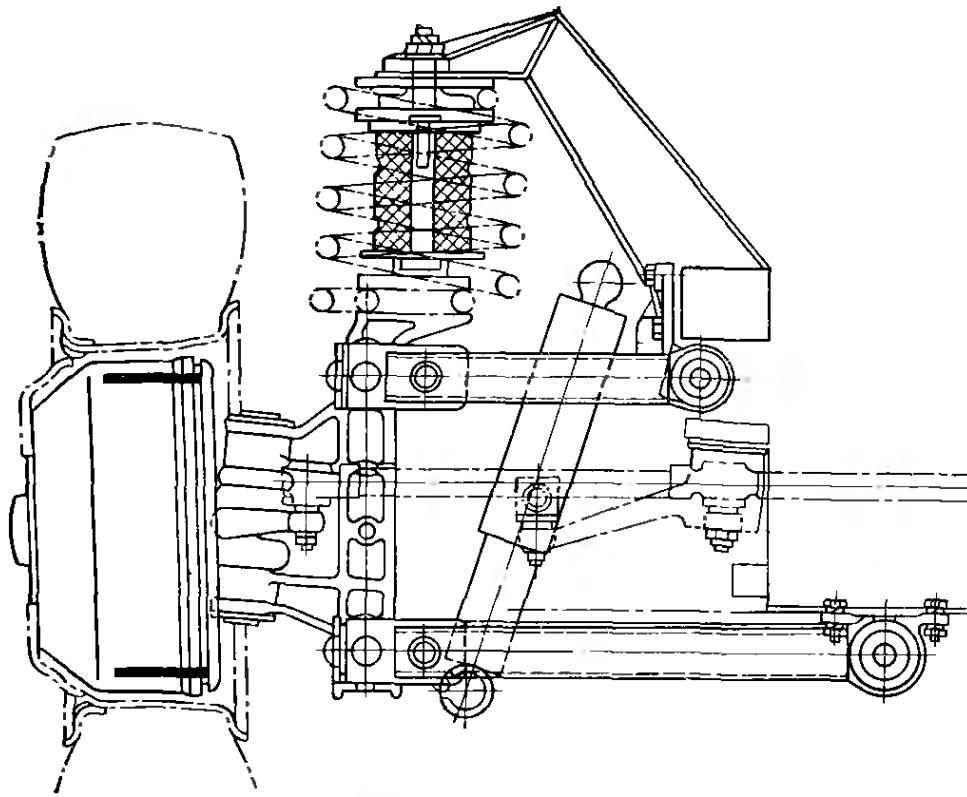


Рис. 3.4.11. Передняя подвеска автобуса «Кассборэр». Пружина и буфер опираются на стойку, которая выполнена отдельно от поворотной цапфы. Угол поперечного наклона оси поворота колеса определяет положение шкворня, направление оси которого не совпадает с линией, соединяющей наружные шарниры рычагов

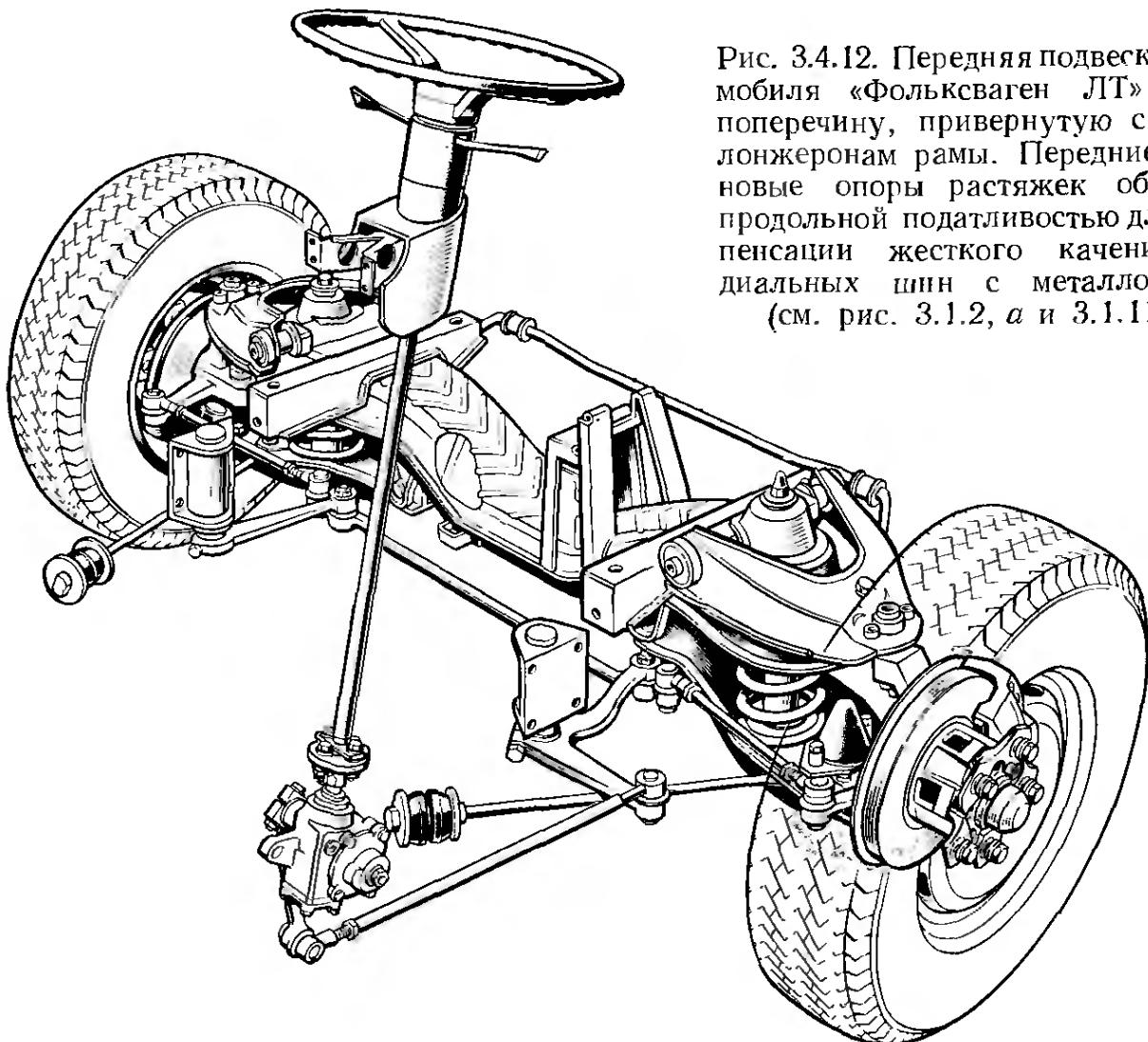


Рис. 3.4.12. Передняя подвеска автомобиля «Фольксваген ЛТ» имеет поперечину, привернутую снизу к лонжеронам рамы. Передние резиновые опоры растяжек обладают продольной податливостью для компенсации жесткого качения радиальных шин с металлокордом (см. рис. 3.1.2, а и 3.1.11, а)

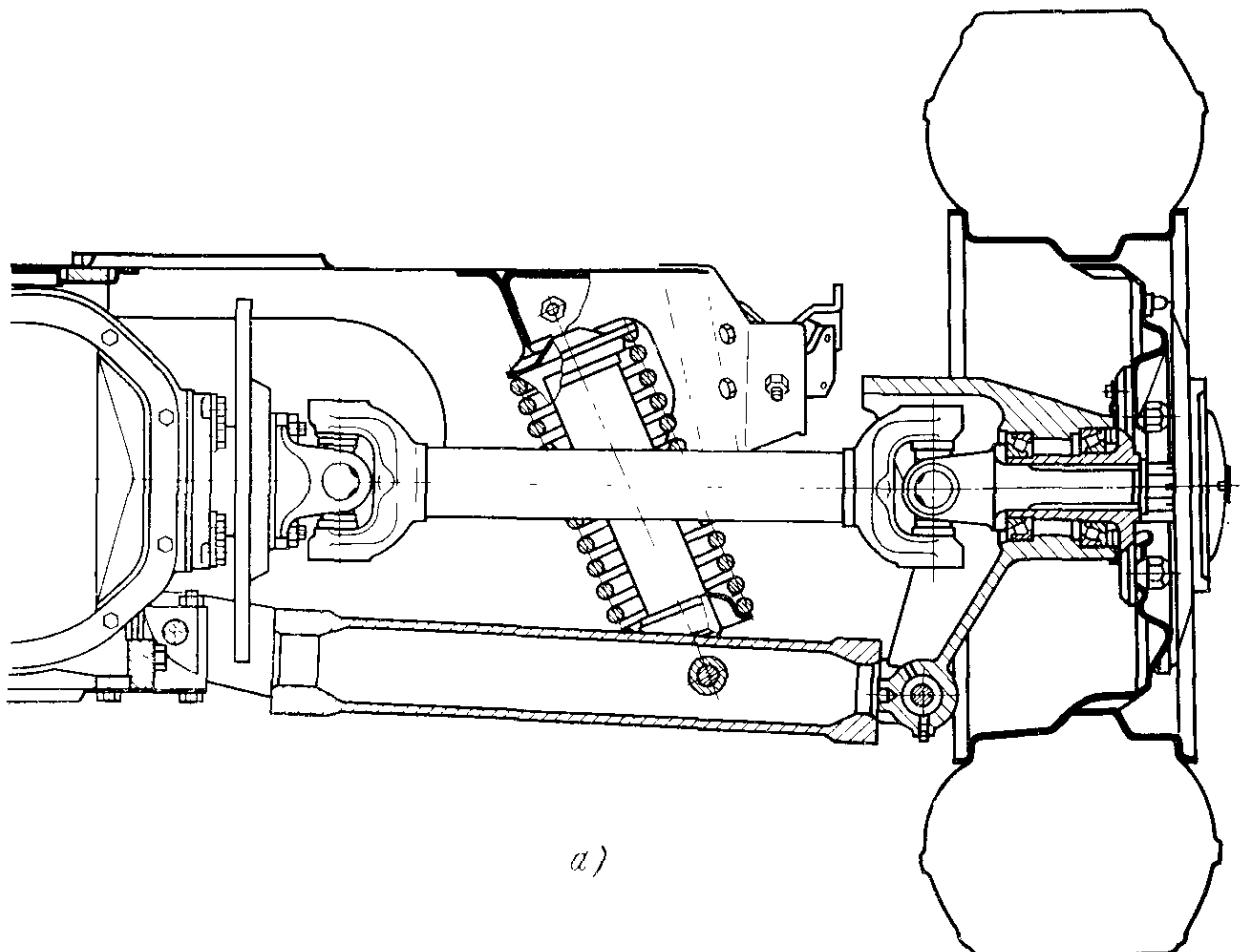
Пружины, расположенные в верхней части, можно найти на легковых автомобилях классической компоновки, а также на грузовых автомобилях. На рис. 3.4.11 показана шкворневая подвеска фирмы «Кассборер» с пружиной и буфером, опирающимися на стойку, которая не поворачивается вместе с колесом. Преимуществом такого расположения является то, что ни один рычаг не работает дополнительно на изгиб. Ось шкворня, установленная с небольшим наклоном под углом δ в поперечной плоскости, находится ближе к колесу, чем горизонтальные оси поворота обоих рычагов.

На малых грузовых автомобилях, скорости движения которых превышают иногда 100 км/ч, все большее распространение получает независимая подвеска на двойных поперечных рычагах (взамен зависимой передней подвески) в связи с ее техническими преимуществами. Поперечиной такой подвески может служить траверса, прикрепляемая болтами к раме, как на автомобиле «Фольксваген ЛТ» (рис. 3.4.12, см. рис. 1.1.7), на которую опираются пружины, буфера, амортизаторы и обе пары рычагов. Только стабилизатор, рулевой механизм, маятниковый рычаг и растяжки нижних рычагов крепят к лонжеронам рамы.

3.4.4. Задние пружинные подвески

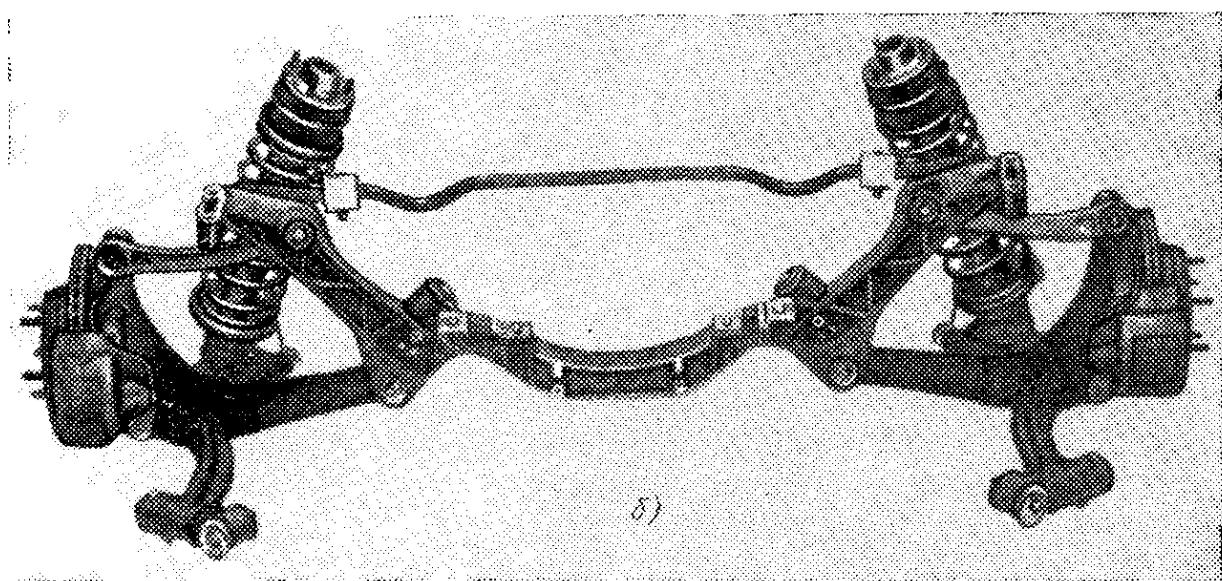
Если подвеска на двойных поперечных рычагах применена на заднем мосту, то на заднеприводных автомобилях, также как и на переднеприводных, возникает проблема размещения полуосей. Фирма «Ягуар» разрешила эту проблему установкой двух пружин и амортизаторов с обеих сторон: перед осью и за ней (рис. 3.4.13, а). Полуоси на таком автомобиле одновременно выполняют роль верхних рычагов, кроме того, не требуется компенсации и изменения длины полуосей и становится возможным применение простых карданных шарниров (см. рис. 3.1.20); недостатком подобного решения можно считать малое расстояние a (см. рис. 3.4.1) между полуосью и нижним рычагом. Последний выполнен трубчатым и имеет с обеих сторон вилки.

Подвеска Вайсах автомобиля «Порше-928» (выпуска 1977 г.) также представляет собой подвеску на двойных поперечных рычагах (рис. 3.4.13, б). Нижние направляющие элементы имеют со стороны кузова чрезвычайно широкую, косо расположенную опорную базу, которая служит для восприятия как тормозных моментов, так и продольных сил, возникающих при разгоне и торможении. С уменьшением подачи топлива происходит торможение двигателем, возникающие при этом продольные силы F_{bh} упруго изгибают плоский стержень 1 (рис. 3.4.13, в), служащий задней распоркой. Передний конец рычага 2 имеет упругую опору в виде направляющего балансира 3, который во время прямолинейного движения без торможения устанавливается под углом примерно 45° . Отклонение рычага 1 назад приводит к повороту балансира 3, а вместе с ним и колеса на угол α_s в сторону, соответствующую положительному сходению, что предотвращает появление отрицательного сходе-



a)

Рис. 3.4.13, а. Задняя подвеска и дисковые тормоза, расположенные на главной передаче автомобилей «Ягуар», полуоси служат одновременно верхними рычагами в подвеске. С каждой стороны автомобиля установлены две пары пружин и амортизаторов: одна перед полусюстью и одна позади нее. На рисунке не изображены дополнительные штанги (прикрепленные к нижним рычагам), предназначенные для восприятия продольных тяговых и тормозных сил (см. рис. 4.9.4), передние опоры штанг имеют определенную упругую податливость

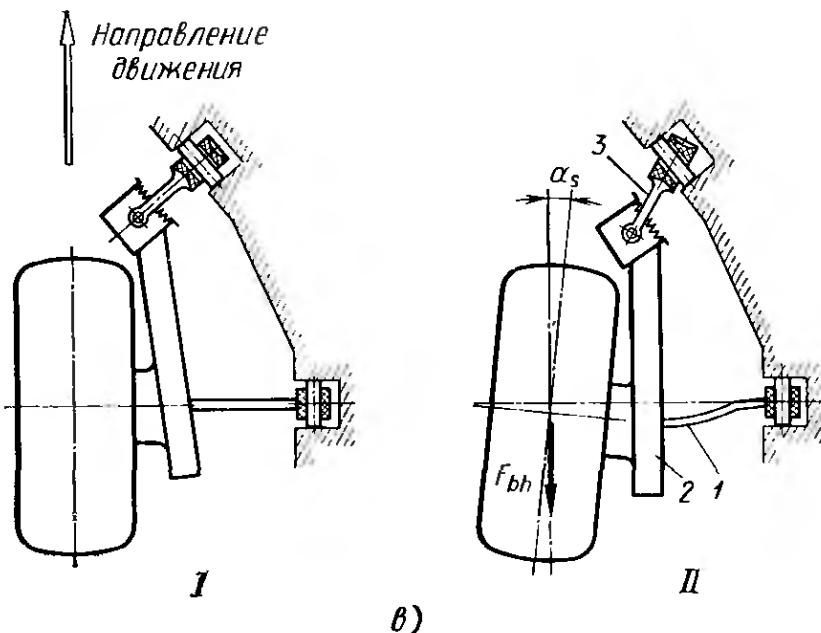


б)

Рис. 3.4.13, б. Вид спереди на заднюю подвеску Вайсауз автомобилей «Порше-928». Продольные силы и тормозные моменты в основном воспринимают нижние рычаги, боковые силы воспринимают совместно верхние и нижние рычаги. Чтобы разместить полуоси, которые можно видеть на рис. 3.1.35, б, пружины с амортизаторами расположены позади оси колес. Суммарный ход подвески S_g составляет 200 мм, а частота колебаний $n_{11} = 1,17$ Гц при нагрузке, равной массе трех человек

Рис. 3.4.13, в. Вид сверху на левую, наружную относительно центра поворота сторону подвески Вайсзах. Тормозная сила F_{bh} , развиваемая двигателем, вызывает поворот наружного колеса в сторону, соответствующую положительному схождению, на угол α_s , в результате этого при уменьшении подачи топлива во время движения на повороте значительно ослабляется «эффект ввинчивания»:

I — свободно катящееся колесо; II — тормозящее колесо



ния в процессе торможения. Очень важен этот эффект для движения наружного колеса на повороте в случае уменьшения подачи топлива, особенно при включенных низших передачах (см. рис. 3.10.20 и 3.10.21). Автомобиль остается на расчетной траектории, а описанный в разд. 3.10.4 эффект ввинчивания значительно ослабляется.

3.4.5. Торсионные подвески

Чтобы обеспечить необходимое пространство для размещения полуосей, чаще проще применить продольные торсионные валы, чем перенести пружины на верхние рычаги. При использовании цилиндрических торсионов имеется возможность оптимально применять материал и в результате уменьшать как затраты, так и массу. Недостатком торсионной подвески является длина торсионных валов, которая должна быть тем больше, чем мягче должна быть получена подвеска.

На рис. 3.4.14 изображена подвеска автомобиля «Рено-4» (аналогичная мод. 5, 6 и 16, см. рис. 3.1.52), а на рис. 3.4.15 — подвеска автомобилей «Симка». Фирма «Рено» предусматривает на задних концах торсионов, расположенных в основании кузова, регулировку положения кузова по высоте с помощью эксцентриков. Такая регулировка необходима для компенсации обусловленной неточностью изготовления разницы в угловом положении головок, полученных высадкой на обоих концах торсиона. Кроме того, наличие возможности регулировки дает определенные преимущества при сборке. Кузов без затруднений может быть установлен горизонтально и на нужную высоту (см. рис. 4.5.4). Фирма «Лейланд» предусматривает установку на автомобиле «Моррис-мирина» нажимных болтов 5 для регулировки высоты кузова при помощи торсионных валов 4. На автомобилях «Симка» опоры торсионных валов выполнены в силовой поперечине кузова. На концы торсионов надеты рычаги, через которые проходят болты с проушинами. Высоту

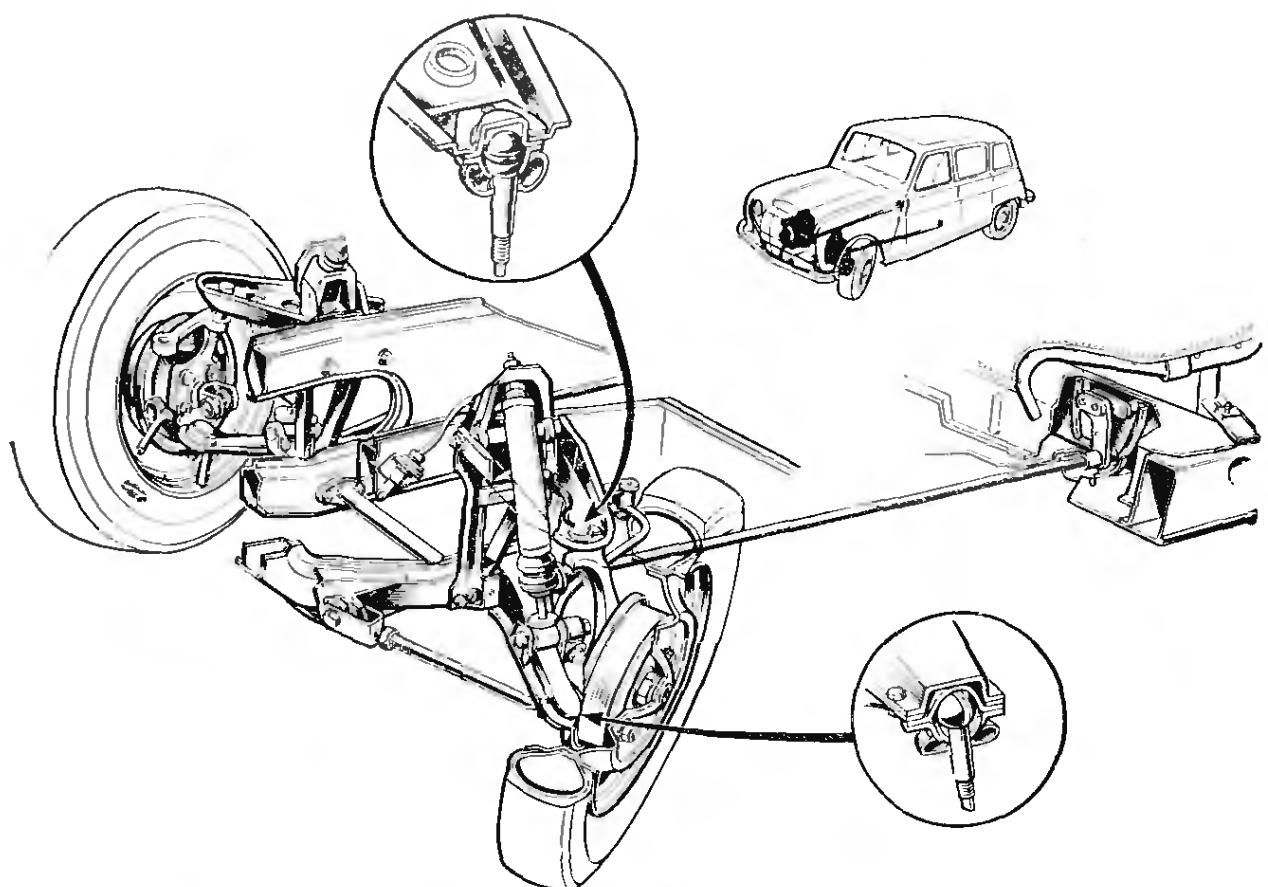


Рис. 3.4.14. Передняя подвеска автомобиля «Рено-4» имеет очень длинные тorsiонные валы, обеспечивающие мягкое подрессоривание и регулировку положения кузова по высоте; буферы сжатия установлены внизу на амортизаторах. На верхнем фрагменте показан в разрезе направляющий шарнир, а на нижнем — несущий

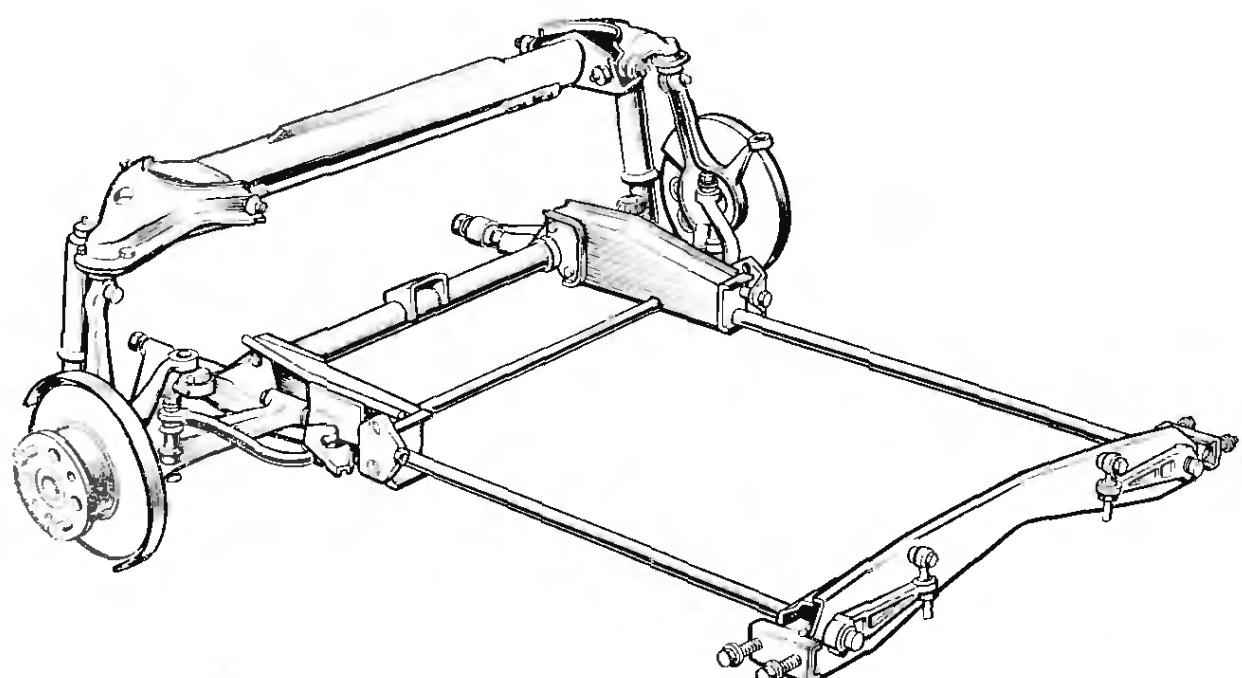


Рис. 3.4.15. Передняя подвеска автомобилей «Крайслер-симка 1307/1308» выпуска 1975 г. и «Оризон» выпуска 1978 г. имеет высокорасположенные верхние поперечные рычаги и тorsiонные валы, опирающиеся на поперечину, выполненную в виде силового элемента

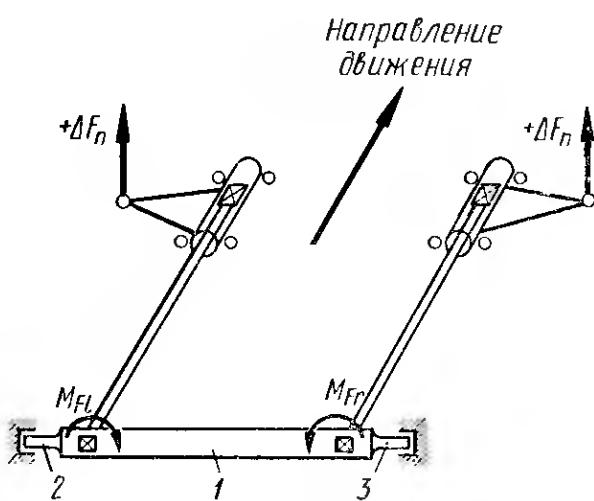


Рис. 3.4.16. При равностороннем ходе колес (вызванном изменением усилий ΔF_n) продольно расположенные торсионные валы закручиваются в противоположных направлениях. Поперечина, в которую заделаны концы торсионов, при этом нагружается только изгибающим моментом

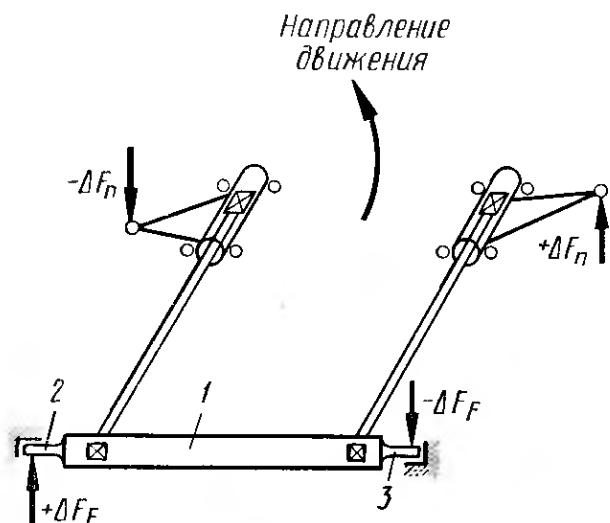


Рис. 3.4.17. При разноименном ходе колес изменение $\pm\Delta F_n$ нагрузок, действующих на колеса, вызывает появление пары сил $\pm\Delta F_f$ в опорных точках 2 и 3 поперечины 1

положения кузова регулируют гайками, навернутыми на эти болты.

Упругие моменты M_{Fl} и M_{Fr} , возникающие на задних концах левого и правого торсионов, в случае равностороннего хода подвески имеют противоположные направления и взаимно уравновешиваются (рис. 3.4.16). Поперечная траверса 1, являющаяся опорой, нагружается чистым изгибом. Точки крепления 2 и 3 во время прямолинейного движения без внешних возмущений практически не испытывают действия нагрузок, которые возникают там лишь при разноименном ходе подвески (рис. 3.4.17). Поэтому такую траверсу можно крепить к основанию кузова не жестко, а через резиновые подушки. Таким образом можно изолироваться от дорожных шумов, которые в противном случае последовательно передавались бы на кузов через рычаги и торсионы (см. рис. 3.5.22, а и б, «Фиат-130»).

Французские и итальянские автомобильные фирмы применяют продольные торсионы для подвески переднеприводных легких грузовых автомобилей; в ФРГ конструкции с таким решением можно найти на мод. 206/307 фирмы «Даймлер-бенц». Как показано на рис. 1.8.26 и 3.1.54, наборные торсионы установлены в этом случае по оси верхних рычагов, такое решение возможно при высоком расположении лонжеронов в передней части рамы.

3.4.6. Рессорные подвески

Поперечная рессора воспринимает действие силы во всех направлениях и поэтому может заменить два рычага и пружины. В результате передняя подвеска получается очень простой и экономически выгодной, вследствие чего раньше такую подвеску применяли очень

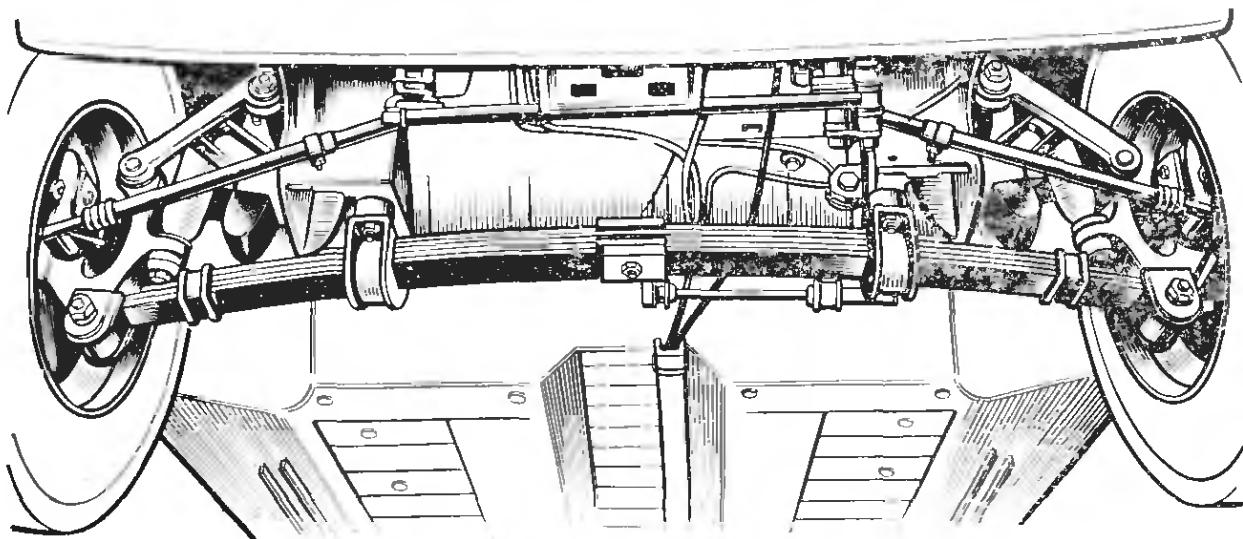


Рис. 3.4.18. Передняя подвеска автомобиля «Фиат-133» и мод. 850, выпускаемой испанской фирмой «Сеат» по лицензии фирмы ФИАТ. Поперечная рессора, закрепленная в двух точках, выполняет в подвеске этого заднемоторного автомобиля функции упругого элемента и стабилизатора

часто. Недостатком подобного типа упругого элемента (с нижним расположением) является повышенная продольная податливость, в связи с его наличием этот упругий элемент применяют в настоящее время только в передних малонагруженных подвесках небольших заднемоторных легковых автомобилей, например, на мод. 500, 126, 133 фирмы ФИАТ, автомобилях «Симка-1100» и «Сеат-850» (рис. 3.4.18, см. рис. 1.8.14). Треугольные рычаги или простые поперечные рычаги с растяжками в любом случае имеют большую жесткость, чем коренной лист поперечной рессоры. Тормозные и боковые силы, возникающие в точках контакта колес с дорогой, вызывают реакции, величина которых на нижних рычагах больше, чем на верхних. По этой причине фирма «Форд» на своем первом, выпущенном в Кельне переднеприводном автомобиле 12M/P4 установила рессору сверху, такое же решение было применено на автомобиле А 111 (рис. 3.4.19, а), выпускавшемся до 1975 г. фирмой «Аутобианчи». На обоих автомобилях использовано двухточечное крепление поперечной рессоры, что обеспечивает большую жесткость при разноименном ходе колес, чем при равностороннем, благодаря этому можно обойтись без стабилизатора и деталей его крепления. Однако такая рессора имеет большую податливость под действием боковых сил, чем рессора с центральным креплением. Чтобы избавиться от этого недостатка, фирма «Фольксваген» применила на автомобиле «Ильтис» (1978 г. выпуска) в передней и задней подвесках верхнее расположение рессоры с центральным креплением (рис. 3.4.19, б и 3.1.1, а).

Фирма «Опель» на автомобилях «Кадет А» и «Кадет Б» выпуска 1963—1973 гг. использовала рессору с двухточечным креплением, предназначенную для восприятия только вертикальных сил; боковые и продольные силы воспринимают дополнительные нижние рычаги. Это технически безупречное и экономически выгодное конструктивное решение, применяемое фирмой ФИАТ с 1969 г. в задней

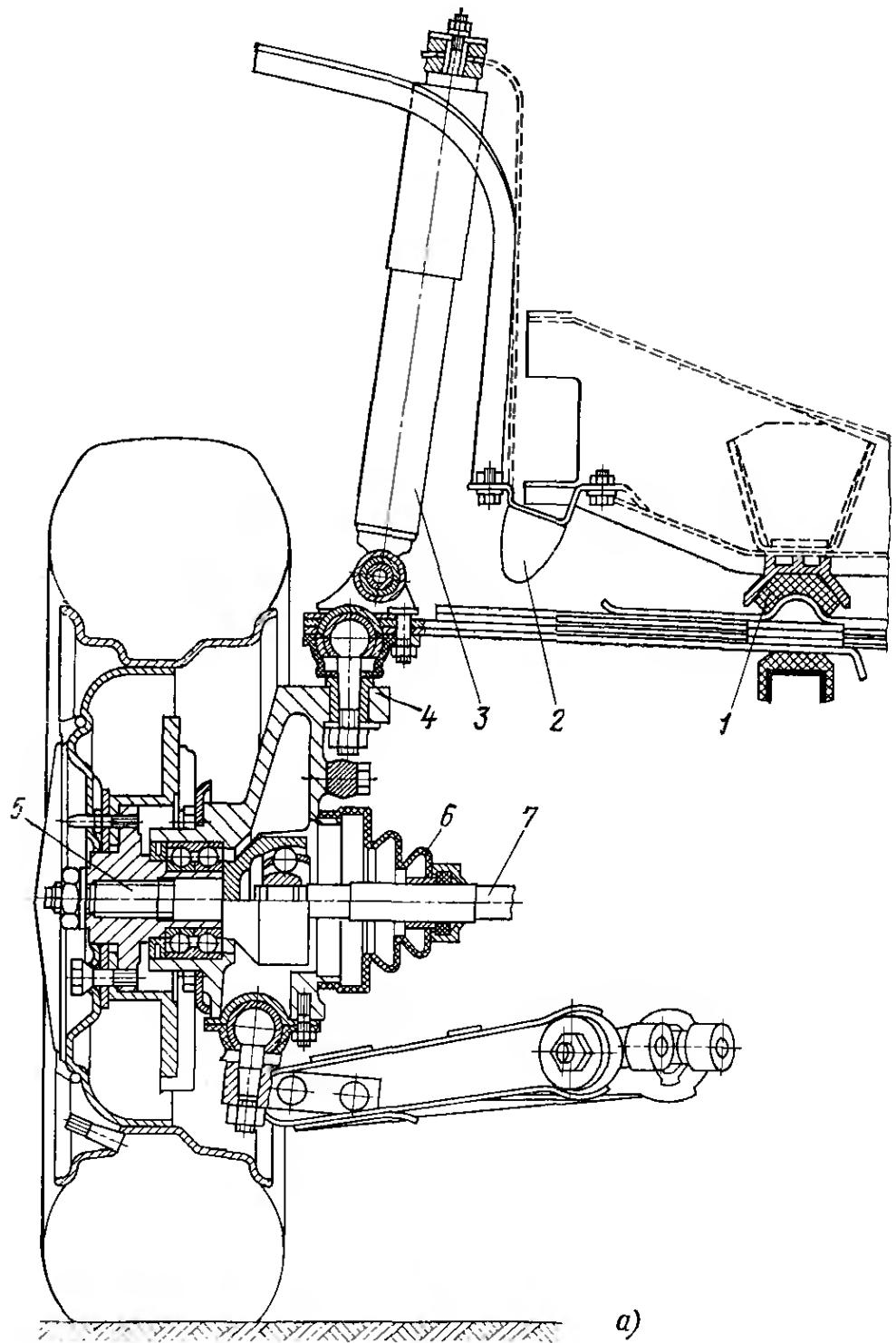
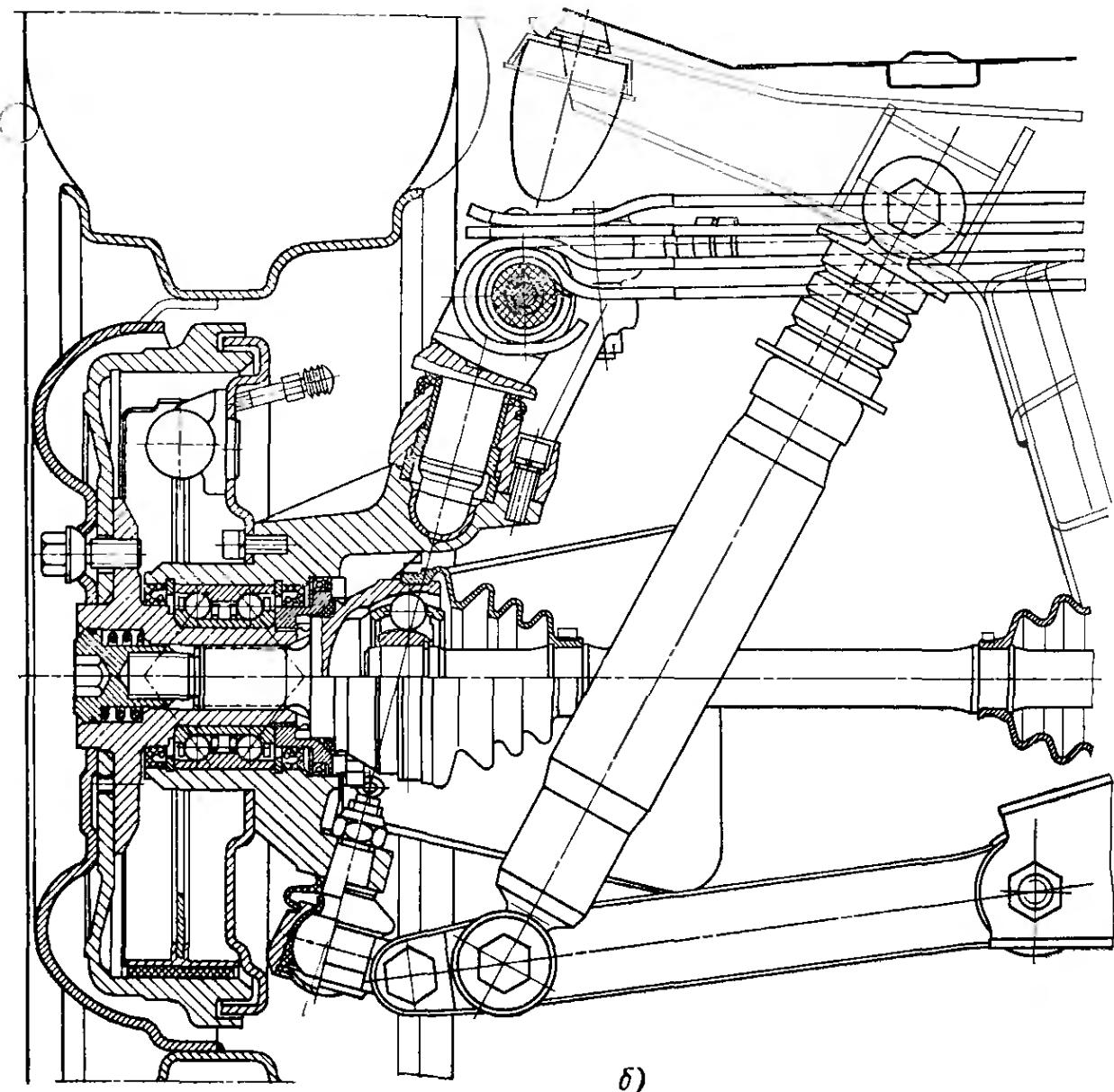


Рис. 3.4.19, а. Передняя подвеска автомобиля «Лутобианчи А111». Хорошо видны опора 1 поперечно расположенной рессоры, установленный над рессорой буфер сжатия 2 и закрепленный на брызговике крыла амортизатор 3. Литая поворотная стойка, очевидно, очень жесткая; вал 5 колеса установлен в двухрядном радиально-упорном шарикоподшипнике (см. рис. 3.1.49 и 3.1.58). В отличие от других конструкций, защитная манжета 6 неподвижного шарнира равных угловых скоростей закреплена на поворотной стойке 4, а с полуосью 7 связана при помощи подшипника. При этом смазывание всех подвижных деталей можно осуществить путем использования масляной ванны



б)

Рис. 3.4.19, б. Конструкция передней и задней подвески многоцелевого автомобиля «Ильтис» (фирмы «Фольксваген») с барабанными тормозами. Конструкция разработана так, что отдельные узлы передней и задней подвесок одинаковы и могут быть быстро заменены. Интересны конструкции верхней опоры широкощелевой рессоры, крепления вала колеса к ступице, а также сложного уплотнения двухрядного радиально-упорного шарикоподшипника и его осевая фиксация пружинными стопорными кольцами. Буфер сжатия расположен над проушиной рессоры, а для обеспечения прогрессивности характеристики подвески на верхней части амортизатора предусмотрен дополнительный упругий элемент. Буфер отбоя находится в амортизаторе

подвеске мод. 128 и 127 (см. рис. 3.5.27), имеет и другое преимущество: очень простую узкую поперечину, которая может быть прикреплена непосредственно к лонжеронам кузова.

3.4.7. Гидропневматические подвески

Гидропневматические упругие элементы, так же как пружины, воспринимают силы только в вертикальном направлении, но обладают следующими преимуществами: чрезвычайной компактностью, очень малой жесткостью и возможностью регулировки уровня ку-

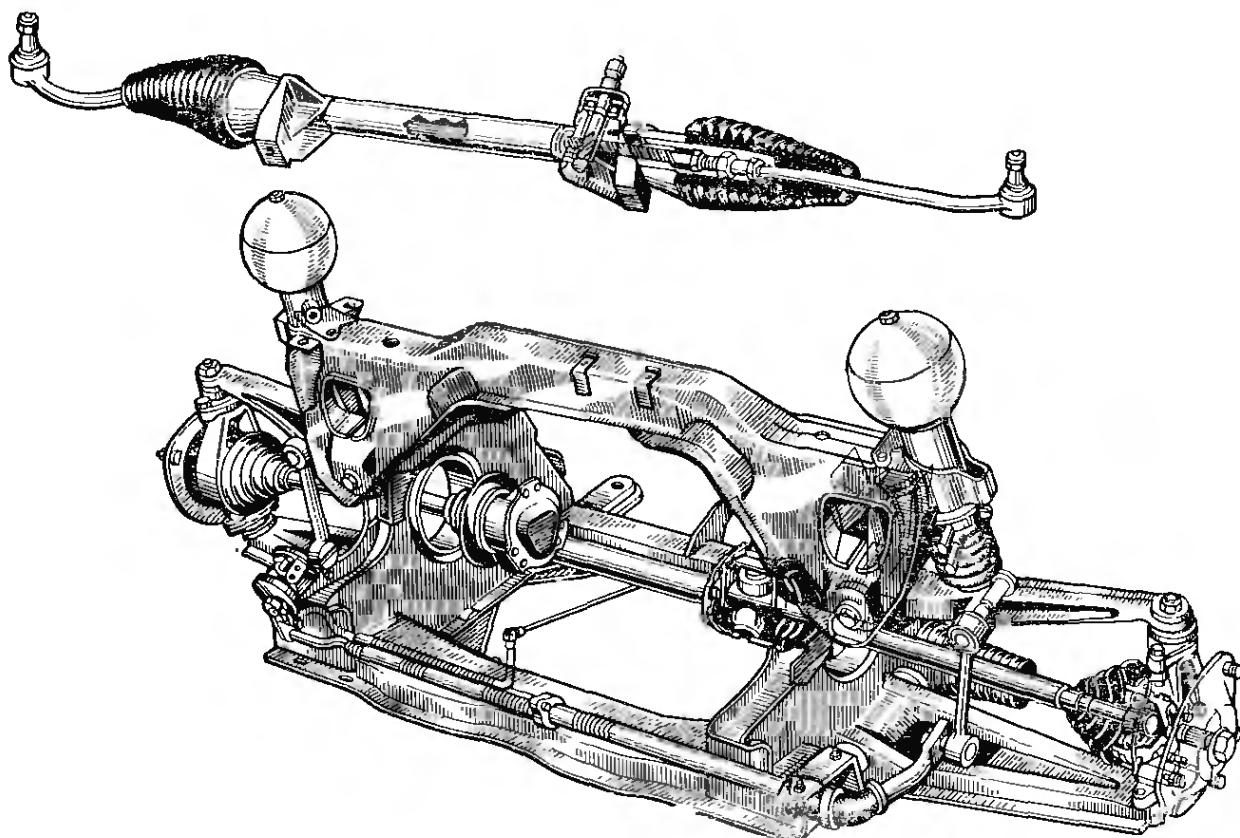


Рис. 3.4.20. Передняя подвеска автомобиля «Ситроен ЖС», у которого рычаги наклонены, дисковые тормоза расположены на главной передаче, ось поворота колеса находится в центральной плоскости вращения колеса, внешние шарниры равных угловых скоростей глубоко размещены внутри поворотных стоек (см. рис. 3.1.57, б). Отдельно показанный в верхней части рисунка реечный рулевой механизм расположен позади оси передних колес

зыва. Упругий элемент, применяемый фирмой «Ситроен» с 1953 г., представляет собой открытый сверху цилиндр, в котором скользит поршень с относительно длинным штоком. Поскольку ход поршня конструктивно ограничен, то превышающие его перемещения колеса вынуждены смещать элемент к оси рычага, что показано на рис. 3.4.20 на примере мод. «Ситроен ЖС», выпускаемой фирмой «Ситроен» с 1970 г. Отношение перемещений колеса и упругого элемента увеличивается примерно до $i_{xy} = 2$, при этом возрастают усилия на внутренних опорах рычагов. Рычаги испытывают увеличенную изгибающую нагрузку, поэтому их изготавливают в виде поковки. К этой нагрузке следует добавить действие крутящего момента от прикрепленных сбоку стоек стабилизатора. Для очень мягкой передней подвески автомобиля «Ситроен ЖС» в целях снижения крена кузова при движении автомобиля требуется жесткий стабилизатор. Поэтому стабилизатор имеет больший, чем обычно диаметр, короткие, жесткие на изгиб плечи. Кроме того, для предотвращения какого бы то ни было уменьшения хода подвески на стойках стабилизатора применены те же шарниры, что и на рулевых тягах ($b_s \approx 0,95$). На рис. 3.4.20 видны компактные упругие элементы, шаровые шарниры, находящиеся в центральной плоскости вращения колеса. Для передних колес автомобиля «Ситроен СЖ» (тормозные механизмы расположены не на колесах, а на главной передаче)

фирма «Ситроен» предписывает следующие установочные параметры:

Развал γ_0	$0^\circ \pm 15'$, макс. разница слева и справа $10'$,
Наклон оси поворота:	
продольный ϵ_0	$1^\circ 30' \pm 15'$,
поперечный δ_0	0
Плечо обкатки R_0 , мм	0

Нижний рычаг, имеющий широкую базу, выполнен путем штамповки из листа; как видно на рис. 4.12.2, оси поворота обоих поперечных рычагов наклонены в одном направлении, чтобы получить составляющие A_z и B_z вертикальных сил, которые уменьшают как приподнимание передней части автомобиля при разгоне, так и опускание ее при торможении.

Автомобиль «Ситроен ЖС» и выпускавшаяся ранее фирмой «Ситроен» мод. D имеют продольное расположение силового агрегата (см. рис. 1.8.28), на мод. Ц-Икс выпуска 1974 г. двигатель и коробка передач установлены поперечно (см. рис. 1.1.5 и 1.8.39). В этой современной конструкции, обеспечивающей максимум места для пассажиров, размещение дисковых тормозов на силовом агрегате было бы связано со значительными затруднениями; поэтому мод. Ц-Икс является первым за последние десятилетия легковым автомо-

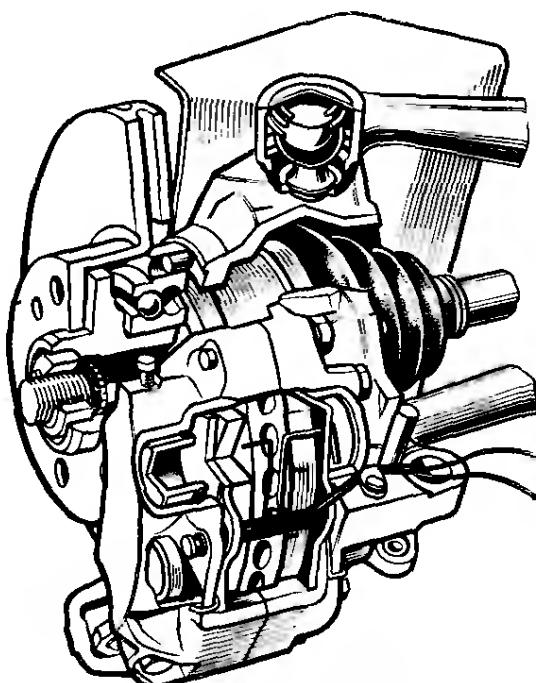


Рис. 3.4.21. Левая сторона передней подвески автомобиля «Ситроен Ц-Икс» вместе с двухрядным радиально-упорным шариковым подшипником большого диаметра, тормозным диском с внутренней вентиляцией и расположенным глубоко внутри поворотной стойки шарниром равных угловых скоростей

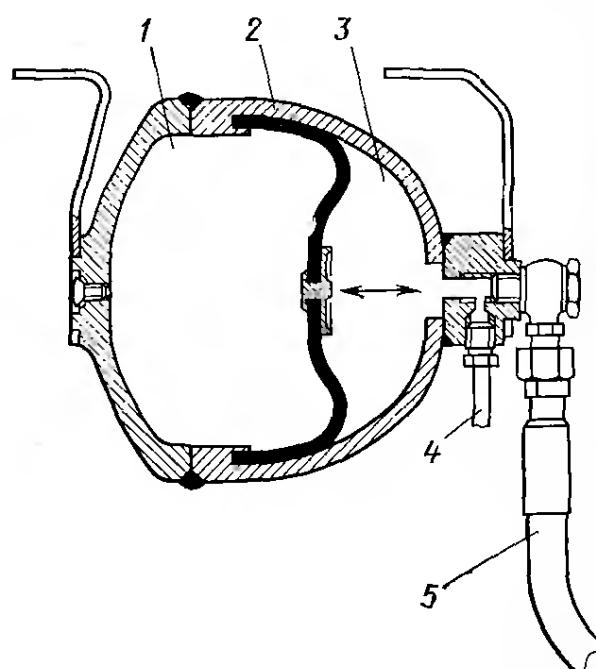


Рис. 3.4.22. Упругий элемент, выпускаемый фирмой «Фихтель унд Закс» и устанавливаемый на кузове автомобиля «Даймлер-бенц 450 СЕЛ» с двигателем рабочим объемом 6,9 л отдельно от амортизаторной стойки:
1 — газовая полость; 2 — корпус упругого элемента; 3 — гидравлическая полость; 4 — шланг, соединяющий регулятор уровня кузова с упругим элементом; 5 — шланг, соединяющий упругий элемент с амортизаторной стойкой

билием фирмы «Ситроен», в котором тормозные механизмы расположены на колесах (рис. 3.4.21).

Гидропневматический упругий элемент, разработанный фирмой «Даймлер-бенц» для автомобиля 450 СЕЛ с рабочим объемом двигателя 6,9 л (автомобиль классической компоновки) и выпускаемый фирмой «Фихтель унд Закс» с 1975 г., устроен несколько по-другому (рис. 3.4.22). Элемент соединен с цилиндром, показанным на рис. 3.4.23, с помощью шланга В6. Увеличенный ход поршня в рабочем цилиндре позволяет устанавливать цилиндр вместо обычной пружины на нижнем рычаге (рис. 3.4.5). Нижнее крепление осуществлено с помощью несущего шарнира, изображенного на рис. 3.1.16, в.

Аналогично устроена подвеска Гидрагас фирмы «Лейланд»; на рис. 3.4.24 показан вид снизу на переднюю подвеску и поперечно установленный силовой агрегат переднеприводного автомобиля «Остин-аллегро». На этом автомобиле тормозные механизмы расположены на колесе, а для лучшего восприятия тормозных сил поперечные рычаги снабжены длинными растяжками, направленными под углом. Упругие стойки установлены вертикально и опираются на верхние рычаги (изготовленные объемной штамповкой) близко к их осям. Так как эта подвеска связывает между собой колеса одной стороны, то подвеска дополняет функции стабилизатора при движении на повороте. Регулировка уровня кузова на ней не предусмотрена.

Большое отношение i_{xy} между перемещениями колес и упругого элемента подвески «Гидрагас» является необходимостью, поскольку последний имеет небольшой ход, что с особой наглядностью демонстрируется на передней подвеске автомобиля «Лейланд-принцесс» выпуска 1975 г. (рис. 3.4.25). Упругий элемент расположен на автомобиле горизонтально и опирается на относительно короткое, примерно вертикально стоящее плечо верхнего рычага, изготовленного

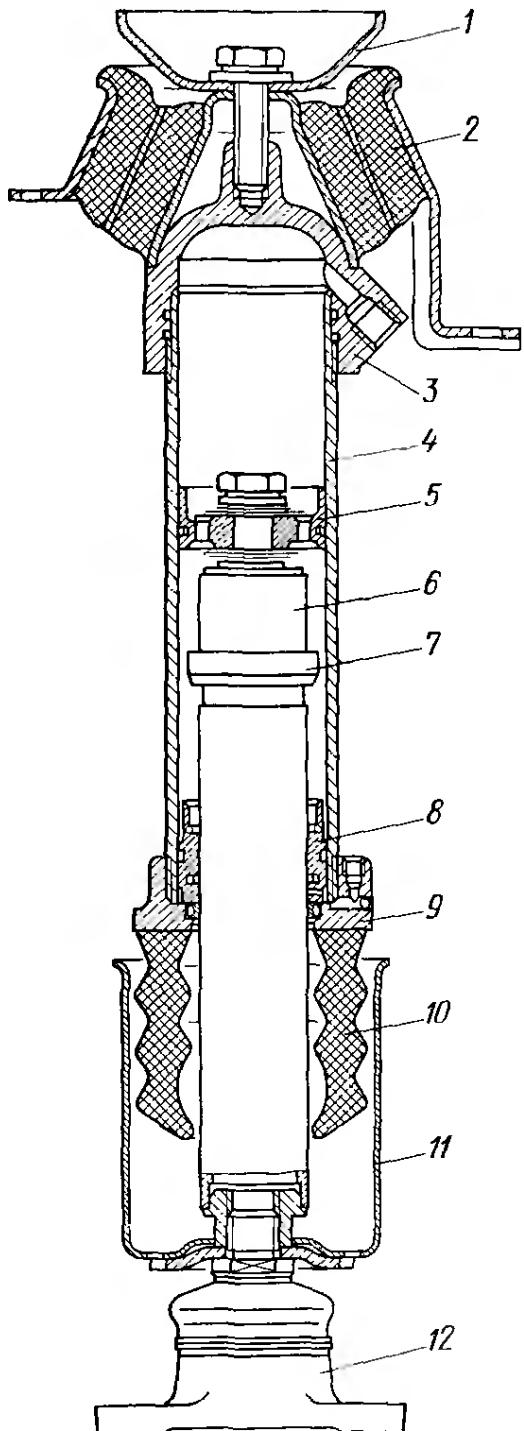


Рис. 3.4.23. Гидропневматическая стойка передней подвески автомобиля «Даймлер-бенц 450 СЕЛ» с двигателем рабочим объемом 6,9 л, изготавливаемая фирмой «Фихтель унд Закс»:

1 — буфер отбоя; 2 — резиновая опора; 3 — верхняя крышка; 4 — цилиндр; 5 — поршень амортизатора; 6 — шток поршня; 7 — буртик штока; 8 — направляющая штока; 9 — нижняя крышка; 10 — буфер сжатия; 11 — стакан буфера сжатия; 12 — шаровой шарнир

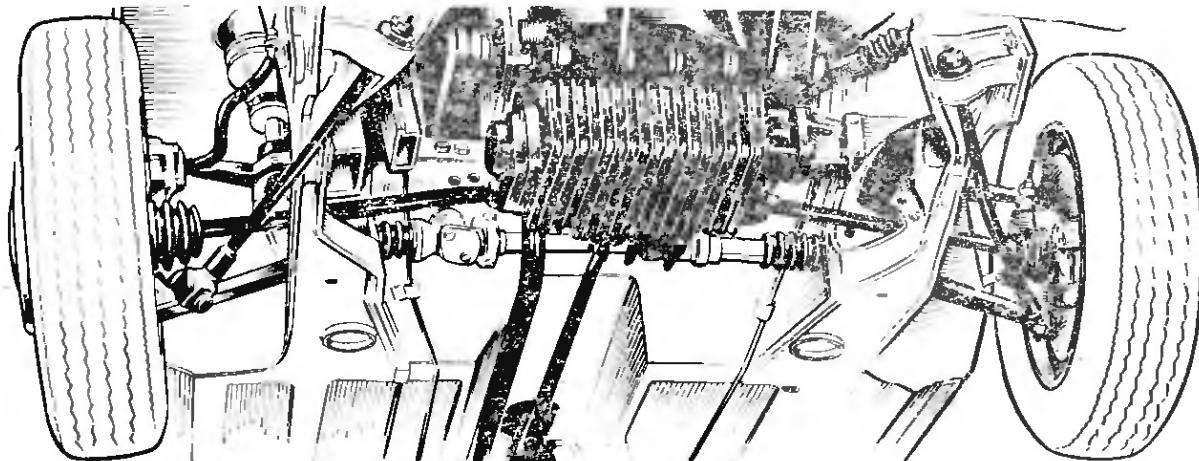


Рис. 3.4.24. Вид снизу на переднюю подвеску автомобиля «Остин-аллегро 1100/1300» фирмы «Лейланд». Двигатель расположен поперек автомобиля, тормоза находятся на колесах

объемной штамповкой. При этом нагрузка, приходящаяся на компактную внутреннюю опору рычага, получается весьма высокой. Передачу усилия на поворотную цапфу осуществляет вставленный в нее несущий шарнир, в котором нагрузка распределяется по всей сферической поверхности (см. рис. 3.1.15); аналогичным образом установлен нижний направляющий шарнир. Все переднеприводные автомобили, упоминавшиеся в этом подразделе, имеют на заднем мосту подвеску на одинарных продольных рычагах; описание подвески такой схемы в сочетании с гидропневматическим элементом содержится в разд. 3.9.4.

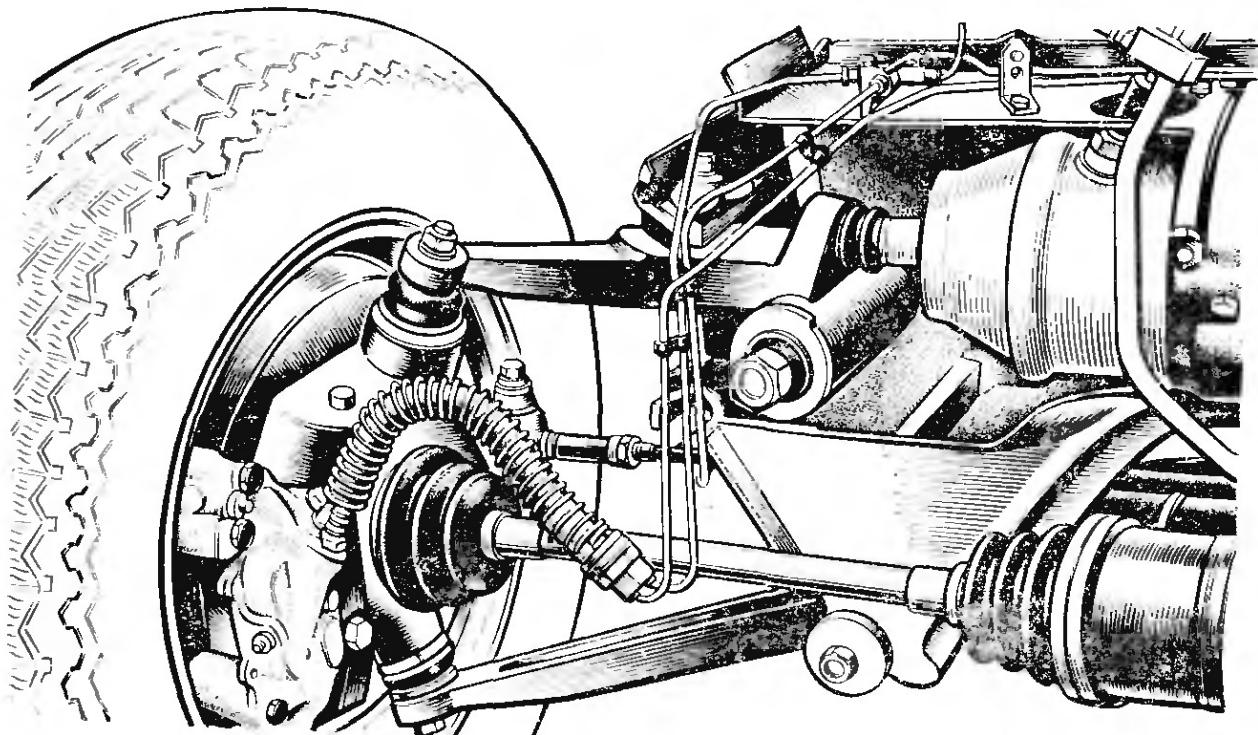


Рис. 3.4.25. Передняя подвеска автомобиля «Лейланд-принцесс» с горизонтально расположенным упругим элементом подвески и двухконтурными тормозами передних колес. В отличие от остальных конструкций, корпусы несущего и направляющего шарниров закреплены в поворотной стойке, а пальцы — в рычагах

3.5. ПОДВЕСКА МАКФЕРСОН

3.5.1. Преимущества и недостатки

Малые затраты на изготовление, небольшое по объему занимаемое пространство, значительное расстояние по высоте между опорными узлами, определяющее возникновение меньших по величине сил в местах присоединения к кузову, возможность отказа от использования трех шарниров (с каждой стороны) и возможность осуществления больших ходов являются, пожалуй, основными преимуществами и причиной того, что большинство появляющихся в последние годы крупносерийных легковых автомобилей имеют на переднем мосту подвеску Макферсон, часто даже в том случае, когда предшествующая модель имела подвеску на двойных поперечных рычагах. В рамках Европейского экономического союза это относится к следующим новым моделям:

«Ауди-100», «Форд-фиеста», «Опель-рекорд Е», «Ровер-3500», «Порше-924», «Рено-14», «Вольво-242/264», и «Вольво-343», БМВ 316/320, БМВ 633 и БМВ 728/733, «Лянчия-бета», а также мод. «Фиат-133» и «Кампаньола».

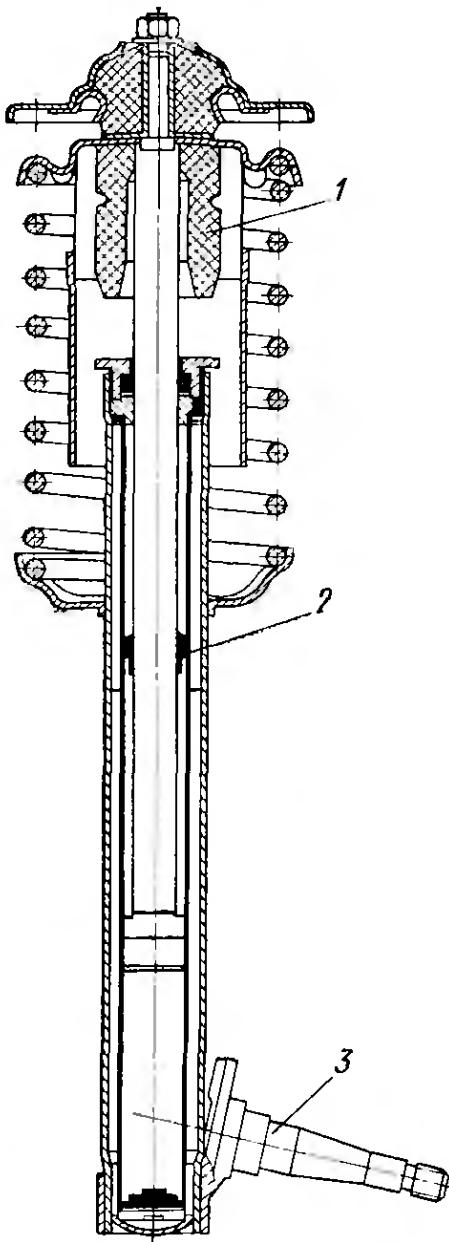
Однако на задней подвеске легковых автомобилей все чаще можно видеть амортизаторную стойку. Используемые при этом конструктивные мероприятия направлены на то, чтобы сгладить неизбежные недостатки:

несколько худшие кинематические параметры; передача сил на брызговик крыла; большие трудности, связанные с обеспечением изоляции от дорожных шумов; меньшая компенсация продольного крена при торможении; трение между штоком и направляющей, ухудшающее работу подвески.

Двойные поперечные рычаги применяют в качестве направляющего устройства подвески почти на всех легковых автомобилях совместно с гидропневматическим упругим элементом, на гоночных и дорогостоящих спортивных автомобилях, а также на легких грузовых автомобилях, оборудованных независимой подвеской.

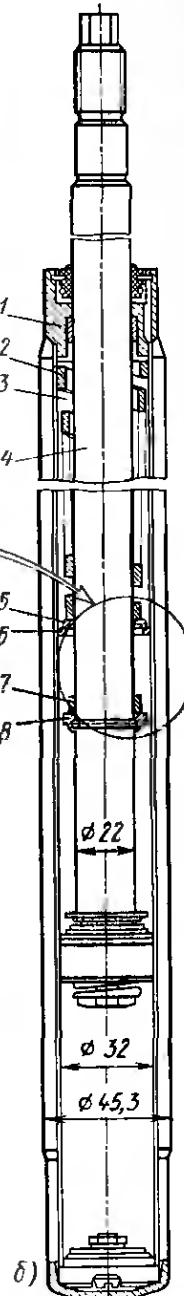
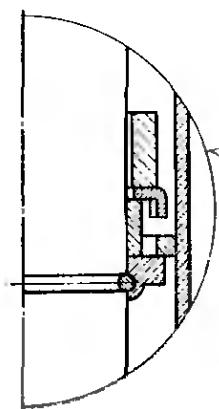
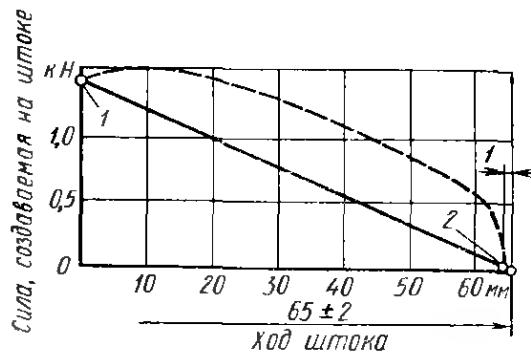
Подвеска Макферсон (рис. 3.5.1, а), основным элементом которой является амортизаторная стойка, представляет собой подвеску, полученную в ходе дальнейшего развития подвески на двойных поперечных рычагах и имеет только один поперечный рычаг внизу. Взамен верхнего рычага применено высоко расположенное под крылом шарнирное крепление стойки на брызговике. С нижним поперечным рычагом этот шарнир связан поворотной стойкой, которая в этой конструкции одновременно является амортизатором. Для обеспечения возможности восприятия действия сил шток должен быть увеличен в диаметре, по крайней мере, до 20 мм; при соответствующем увеличении диаметра поршня систему демпфирования выполняют по двухтрубной схеме.

Как видно на рис. 3.5.1, а, буфер сжатия находится вверху внутри пружины и при ходе сжатия упирается в гайку амортизаторной стойки (рис. 3.5.21, а). Буфер отбоя находится внизу на штоке,



а)

Рис. 3.5.1, а. Стойка подвески Макферсон имеет двухтрубный амортизатор, соосно расположенную пружину и поворотную цапфу 3, соединенную с корпусом стойки посредством твердой пайки. Буфер сжатия 1 находится внутри пружины, а буфер отбоя 2 — на штоке поршня



б)

Рис. 3.5.1, б. Вставной патрон стойки, изготовленный фирмой «Боге» для автомобилей БМВ седьмой опытной серии, имеет дополнительную пружину 2 и, кроме того, предусмотрено дополнительное демпфирование в процессе хода отбоя для уменьшения поперечного крена кузова во время движения на повороте. При ходе отбоя колеса пружина 2 сдвигает кольцо 5 Г-образного сечения и поршневое кольцо 6:

1 — сила, развиваемая полностью сжатой пружиной, равна 1400 Н; 2 — точка, соответствующая моменту включения в работу гидробуфера

примерно посередине между поршнем и направляющей штоком (на рисунке изображен в виде черного кольца). Внутренний диаметр цилиндра обычных амортизаторов составляет 27 или 32 мм и при типичном диаметре штока 11 мм для буфера отбоя остается кольцевая поверхность шириной 8 или 10,5 мм. В стойках подвески Макферсон при диаметре цилиндра 32 мм и обычном диаметре штока 22 мм, для буфера остается кольцевая поверхность шириной всего 5 мм. Особенno заметен этот недостаток на тяжелых легковых автомобилях с мягкой подвеской, и, чтобы исключить действие высоких

нагрузок на буфер, расположенный в этом узком кольцевом пространстве, фирма «Боге» разработала буфер отбоя гидравлического действия, скомбинированный с дополнительной пружиной, имеющей жесткость $c = 21,5 \text{ Н/мм}$. На рис. 3.5.1, б показан вставной патрон стойки автомобилей БМВ седьмой серии, в которых применено такое решение. Пружина опирается верхней частью на направляющую 1 штока, центрируется по наружному диаметру рабочего цилиндра и при ходе отбоя колеса упирается в кольцо 5 уголкового (Г-образного) сечения. Под этим кольцом, имеющим боковые выемки для прохода масла, находится свободно скользящее в рабочем цилиндре поршневое кольцо 6, прижимаемое силами собственной упругости к стенкам цилиндра.

Как видно на диаграмме, Г-образное кольцо 5 упирается в дистанционную втулку 7, сидящую на штоке 4, за 65 мм до конца хода отбоя, затем начинает сжиматься пружина 2. После определенного хода, длина которого зависит от высоты втулки 7, кольцо 6 входит в контакт с опорной шайбой 8. Оставшаяся периферийная щель кольца 6 осуществляет точно дозированный, стабильный расход масла, который позволяет увеличить усилие демпфирования на ходе отбоя примерно на 500 Н, что отражено в верхней части рис. 3.5.1, б.

Когда колесо снова начнет перемещаться в направлении хода сжатия, то вначале опорная шайба 8 отойдет от кольца 6, после чего Г-образное кольцо 5 сдвинет поршневое кольцо 6 на прежнее место. При этом масло может свободно перетекать через выемки кольца 5 обратно в верхнюю часть 3 рабочей полости.

3.5.2. Конструктивные подробности

Высокое положение центра крена M может быть достигнуто только при малом наклоне стойки (т. е. нежелательно иметь большой угол поперечного наклона оси поворота) или при расположении нижнего рычага под большим углом к горизонтали (рис. 3.5.2 и 4.4.10, а). Поэтому точка M располагается не выше, чем в подвеске на двойных поперечных рычагах (как нередко считают), к тому же при нагружении точка опускается на большую величину. Это наглядно видно на кривой изменения колеи рис. 3.5.5, б и 4.3.10, а также по траектории нижнего шарового шарнира, изображенной на рис. 3.5.2. Возможность влияния на характер изменения развала колеи в этой подвеске меньше, чем у подвески на двойных поперечных рычагах (см. рис. 4.5.7). Это становится особенно неудобным, когда для обеспечения малого перераспределения нагрузок между колесами во время движения на повороте центр крена передней подвески (например, на переднеприводном автомобиле) должен быть расположен низко или когда в целях достижения лучшей устойчивости прямолинейного движения допустимо лишь небольшое изменение колеи. В этом случае амортизаторная стойка располагается почти вертикально, а нижний рычаг практически не имеет наклона наружу (рис. 3.5.3). При неизменной высоте m центра крена кинематические свойства могут быть улучшены путем удлинения ниж-

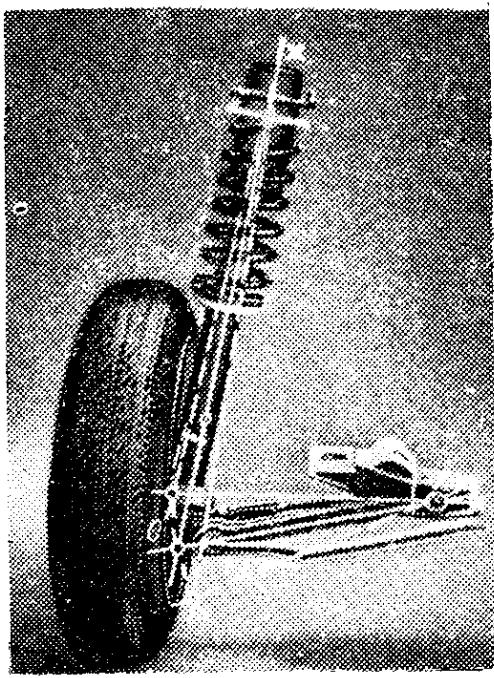


Рис. 3.5.2. Передняя подвеска Макферсон в том виде, в каком она была применена фирмой «Форд» в начале 50-х годов. Нижний направляющий шарнир находится на линии продолжения оси пружины и амортизатора XO , т. е. эта ось одновременно является осью поворота колеса. Боковые силы воспринимают поперечные рычаги, а продольные — плечи стабилизатора. В месте соединения этих деталей имеется резиновая опора с определенной продольной податливостью для компенсации жесткого качения радиальної шины со стальным кордом (см. рис. 3.1.11, *а*)

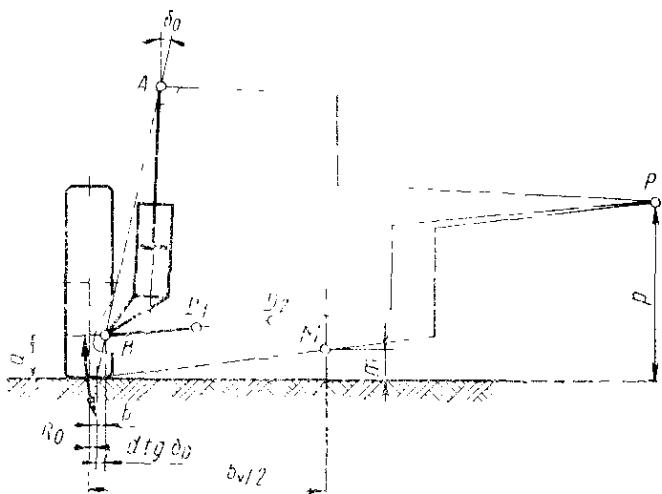


Рис. 3.5.3. Чем более отвесно установлена стойка подвески Макферсон и чем ближе к горизонтали положение нижнего рычага BD_1 , тем меньше высота m расположения центра крена M от уровня дороги, следствием чего является нежелательное изменение развала колес во время хода колес вверх. Кинематические свойства подвески могут быть улучшены путем удлинения нижнего рычага (точки D_1 и D_2). Чтобы получить малое или отрицательное плечо обкатки R_6 , точка B должна быть смешена внутрь колеса, что обеспечит уменьшение плеча $b = R_6 + d \operatorname{tg} \delta_6$ действия вертикальной силы F_n . Чем меньше отрезок b , тем меньше возможность заедания штока в направляющей и поршня в амортизаторной стойке (см. рис. 8.5.3)

нега рычага с D_1 до D_2 , но такая возможность имеется только на заднемоторных автомобилях. Если двигатель находится в передней части автомобиля, то длина расположенных рядом с ним рычагов ограничивается шириной силового агрегата и автомобиля.

Смещение нижнего направляющего шарнира наружу к колесу отражается на положении оси поворота стойки (и, следовательно, на характере изменения развала и высоты центра крена), что можно видеть на примере автомобилей «Ауди-80» и «Фольксваген-пассат» (рис. 3.5.4). Такое решение все чаще применяют на легковых автомобилях для уменьшения плеча обкатки R_6 или в целях достижения его отрицательного значения.

Для создания наиболее экономичной конструкции необходимо, чтобы стабилизатор выполнял функции направляющего устройства (в продольном направлении), однако (см. рис. 3.5.2 и 3.5.21, *г*); плечи такого стабилизатора должны быть относительно длинными,

чтобы при ходе колес продольное смещение точек соединения стабилизатора с рычагами оставалось в определенных границах. Это относится к размерам l_0 и l_1 , в результате стабилизатор имеет больший диаметр и большую массу, что повышает стоимость конструкции. Если стабилизатор размещен перед осью, то его средняя часть должна быть расположена достаточно высоко, чтобы обеспечивать требуемый дорожный просвет. Тогда направленные назад плечи стабилизатора получаются опущенными и центр продольного крена O_v оказывается расположенным перед осью (см. рис. 4.11.18 и 4.12.3); при торможении передняя часть автомобиля дополнительно притягивается вниз. Когда стабилизатор, выполняющий направляющие функции, размещен за осью, то стабилизатор лишен указанного недостатка, что видно на примере подвески с двойными поперечными рычагами. Если стабилизатор служит только для «стабилизации» движения на поворотах, как показано на рис. 3.5.21, а и 3.5.24, то он может иметь короткие плечи и при меньшем диаметре — большую жесткость.

Как описано в следующем подразделе, вертикальная сила F_n и упругая сила F^* образуют пару сил, под действием которой шток и резиновая подушка верхней опоры (точка A) получают некоторый прогиб (см. разд. 3.5.5). В результате развал при измерениях, выполняемых с установленными в подвеске пружинами, на всем диапазоне хода подвески получается большим, чем при измерениях, проводимых без пружин (рис. 3.5.5, а); так же немного меняется положение кривой изменения колеи (рис. 3.5.5, б), что указывает на более низкое положение центра крена в комплектном состоянии подвески. На автомобиле «Фольксваген-поло», имеющем реечное рулевое управление, расположенное в верхней части моторного отсека за осью колес, описанная выше податливость приводит к тому, что после установки пружин колеса поворачиваются в направлении увеличения схождения (рис. 3.5.6, а, см. рис. 1.1.3, 1.8.37 и 3.4.8, а—3.4.9).

Изменение $\Delta\gamma_s$ развала колеса под действием боковых сил F_s (во время движения на повороте), приложенных в точке пятна контакта колеса с дорогой, меньше, чем при подвеске на двойных поперечных рычагах. В результате исследований, проведенных на большом числе легковых автомобилей среднего класса, средние

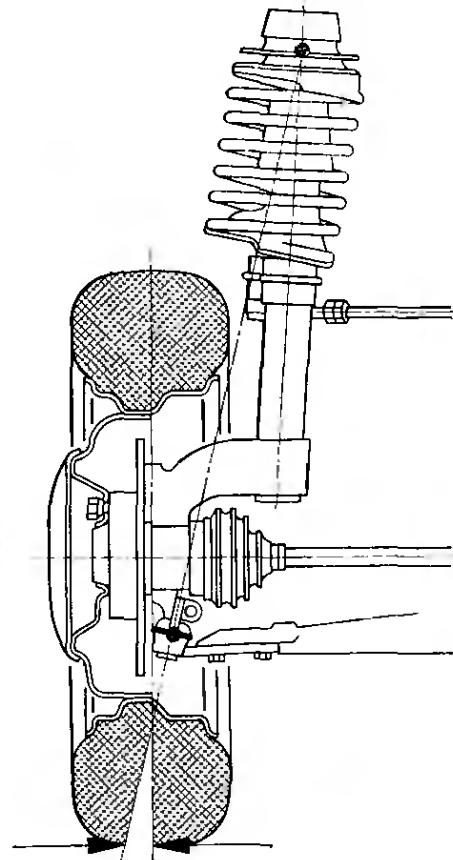
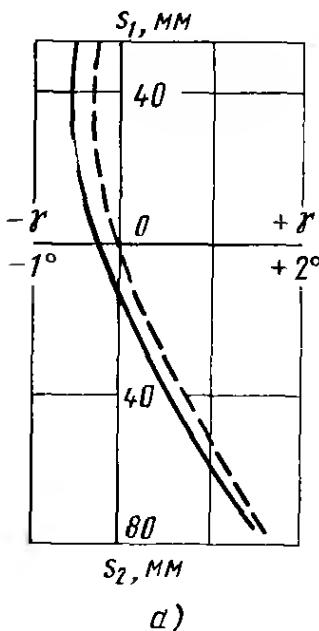
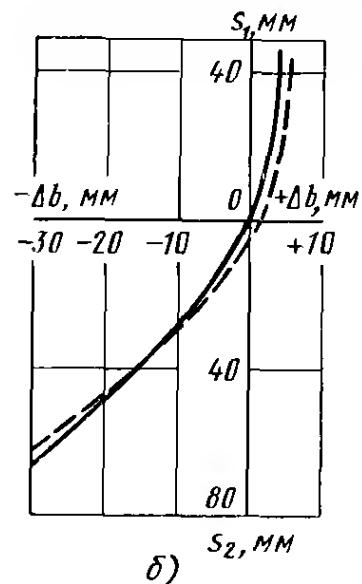


Рис. 3.5.4. Передняя подвеска автомобилей «Ауди-80» и «Фольксваген-пассат» имеет отрицательное плечо обкатки $R_0 = -18$ мм и почти вертикально стоящие амортизаторы. Пружины расположены наклонно для уменьшения сил, действующих между штоком и направляющей, которые могут вызвать заедание. Прочие подробности см. на рис. 3.1.58, 3.5.20, а



a)

Рис. 3.5.5, а. Изменение угла развала колес в зависимости от хода сжатия и отбоя (s_1 и s_2), замеренное при наличии пружин в подвеске и при их отсутствии на автомобиле «Фольксваген-поло». Для конструктивного положения автомобиля разница в значениях угла составляет примерно 15': сплошная линия — пружины установлены; штриховая — пружины сняты

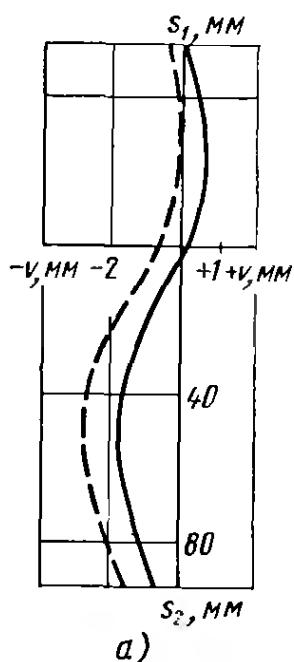


б)

Рис. 3.5.5, б. Кривая изменения колеи, построенная по данным, полученным при снятых пружинах, незначительно отличается от кривой, построенной по данным, полученным во время замеров, выполненных при наличии пружин. На высоте, соответствующей оси абсцисс, кривая имеет несколько иной наклон, что указывает на более низкое положение центра крена при наличии пружин:

сплошная линия — пружины установлены; штриховая — пружины сняты

значения $\Delta\gamma_s \approx 22'$ (без учета деформации диска колеса) при изменении боковой силы F_s на 1 кН (рис. 3.5.6, б). В случае установки подвески на двойных поперечных рычагах эта величина несколько больше: $\Delta\gamma_s = 25'$ на каждый 1 кН изменения боковой силы (см. разд. 3.4.3).

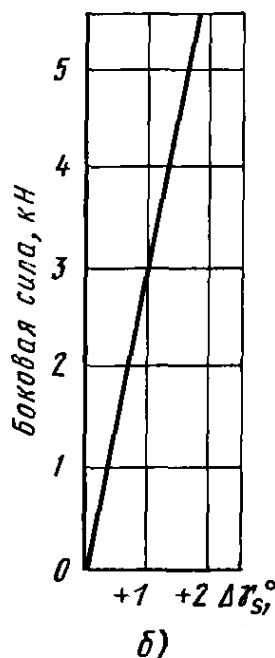


а)

Рис. 3.5.6, а. Суммарное изменение схождения обоих колес, замеренное на автомобиле «Фольксваген-поло»; форма кривых, соответствующих наличию пружин и их отсутствию, почти одинакова:

сплошная линия — пружины установлены; штриховая — пружины сняты

Рис. 3.5.6, б. Изменение развала, замеренное по оси колеса, на автомобиле «Фольксваген-поло» при статическом приложении в пятне контакта колеса с дорогой боковых сил, направленных внутрь (к продольной оси автомобиля). Диаметр штока амортизаторной стойки составляет 20 мм



3.5.3. Силы и трение, возникающие в амортизаторной стойке

Когда колесо совершает ход сжатия или отбоя, связанный с поворотной стойкой рабочий цилиндр амортизатора перемещается относительно поршня 1 и штока 2 (рис. 3.5.7). Если упругим элементом подвески являются продольные торсионные валы (см. рис. 3.5.22, *a* и 3.5.23), поперечная рессора или пружина, то шток амортизатора не имеет возможности поворота вокруг своей оси (см. рис. 3.5.11 и 3.5.20, *b*). В связи с этим в процессе поворота рулевого колеса стойка вращается относительно штока, что уменьшает или почти полностью устраняет трение, возникающее на поверхностях направляющей штока и поршня при их взаимном перемещении в осевом направлении. В случае применения пружин в подвеске требуется наличие поворотных опор (см. разд. 3.5.4); в противном случае происходило бы закручивание пружин, сопровождающееся появлением стабилизирующего момента и дополнительных изгибающих нагрузок. Если пружина расположена соосно с амортизатором, как показано на рис. 3.5.7, тогда на неподвижном автомобиле и при прямолинейном его движении, проходящем без внешних воздействий, в точке *A* крепления амортизатора к кузову постоянно действует поперечная сила A_y (рис. 3.5.8). Она обуславливает возникновение на поршне реакции K_y (того же направления) и примерно вдвое больше по величине реакции на направляющей

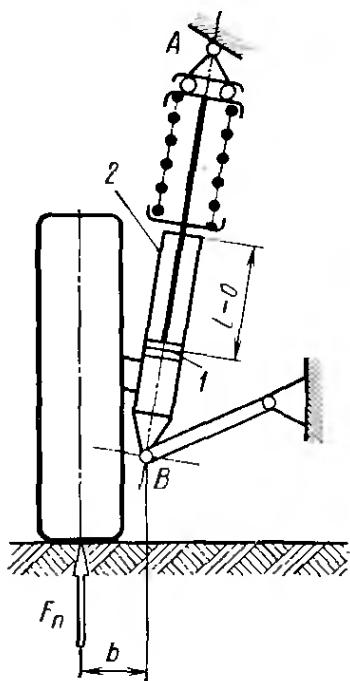


Рис. 3.5.7. Вертикальная сила F_n действуя на плече b , образует момент, который должен восприниматься двумя скользящими опорами амортизаторной стойки, расставленными на расстоянии ($l = 0$)

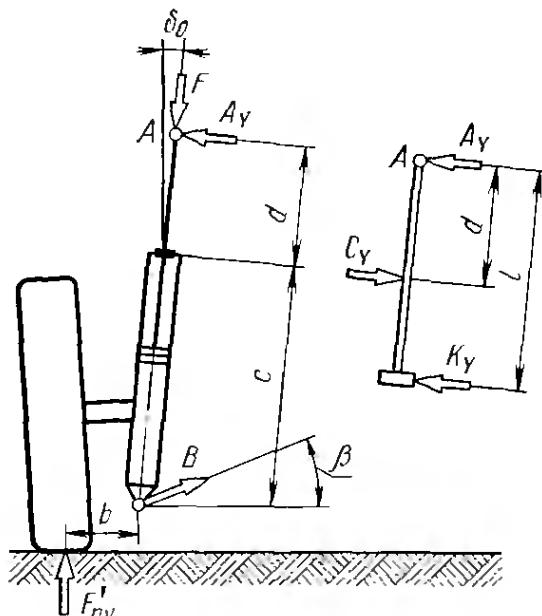


Рис. 3.5.8. Если пружина F и нижний направляющий шарнир *B* не смешены с оси амортизатора (размер b больше, чем на рис. 3.5.3), то в точке *A* крепления стойки Макферсон имеется постоянно действующая поперечная сила A_y . Последняя вызывает реакции C_y и K_y в направляющей штоке и на поршне

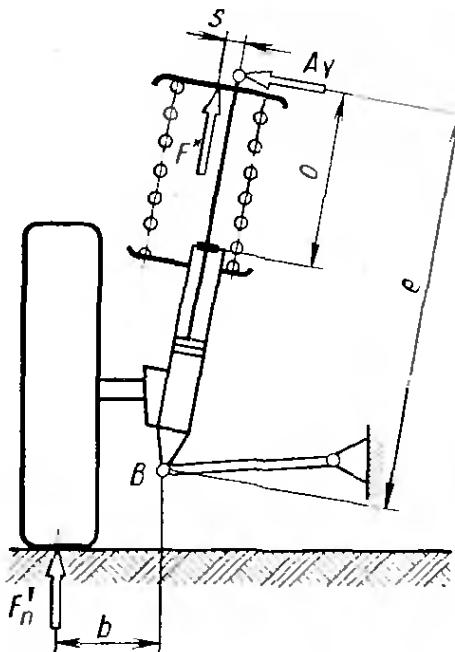


Рис. 3.5.9. Путем смещения пружины к колесу (или ее наклона) можно уменьшить силу A_y , а вместе с ней и силу трения, действующую в направляющей штока, в результате чего улучшается реагирование подвески на малые дорожные неровности

и тем более отрицательное плечо обкатки позволяет уменьшить силу C_y (см. рис. 3.5.4).

Кроме того, имеется другая возможность ограничения этого поперечного усилия: путем смещения положения пружины к колесу (рис. 3.5.9). Если s — расстояние между осями амортизатора и пружины, а F^* — усилие пружины, то уравнение имеет вид

$$C_y = F'_n \frac{b}{c+o} \frac{l}{l-o} - F^* \frac{s}{l-o}.$$

Когда пружина установлена с наклоном (см. рис. 3.5.4) и ее ось проходит через точку M пересечения линии действия вертикальной оси F_n и продолжения прямой BD , соединяющей точки поворота рычага, то сила A_y в точке крепления A исчезает полностью, а вместе с ней и сила C_y . При этом трение в направляющей штока почти отсутствует.

На переднеприводном автомобиле в точке контакта переднего колеса с дорогой кроме вертикальной и боковой сил действует еще тяговая сила F_a . При положительном плече обкатки $+R_0$ (как показано на рис. 4.9.5) тяговую силу надо рассматривать как приложенную к оси поворота, ниже центра колеса; сила F_a вызывает в точке A , а также в направляющем шарнире B реакции A_{x0} и B_{x0} . Путем смещения пружины назад можно для известных значений тяговой силы почти полностью устраниć составляющую силу A_{x0} , определяющую силу трения, возникающую в направляю-

щика $C_y = A_y + K_y$. Трение поршня происходит в условиях обильного смазывания при малом давлении; шток смазывается хуже, к тому же имеет меньший диаметр. Чем больше сила C_y , тем большее сила трения F_r , действующая в направляющей штока, а соответственно и требующееся для преодоления этой силы изменение вертикальной нагрузки, действующей на колесо.

Когда известны геометрические соотношения элементов узла, масса m_v , приходящаяся на мост, неподпрессоренная масса M_v , можно определить силу C_y , если воспользоваться рис. 3.5.8. Вертикальная сила (в Н)

$$F'_n = \frac{m_v - M_v}{2} g,$$

$$\text{отсюда } C_y = F'_n \frac{b}{c+o} \frac{l}{l-o}.$$

Чем длиннее стойка (т. е. размер c) и чем меньше размер b , тем меньше сила C_y . Размер b складывается из двух отрезков: $d \operatorname{tg} \delta_0$ и R_0 (см. рис. 3.5.3), т. е. малое

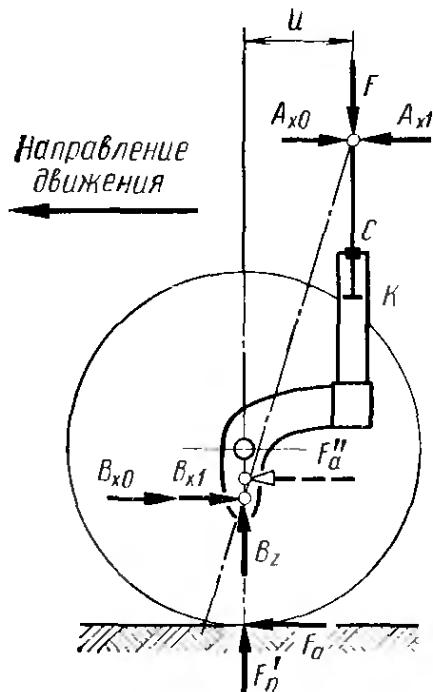


Рис. 3.5.10. При определенной величине тяговой силы F_a смещение пружины в подвеске переднееприводного автомобиля (на виде сбоку — за ось колеса) может привести к устранению трения поршня K о цилиндр и штока о направляющую C . Такое конструктивное решение применено фирмой «Ауди» на мод. 50 и фирмой «Фольксваген» на мод. «Поло» и «Дерби» (см. рис. 4.9.5)

щей штока и на поршне. На рис. 3.5.10 показана схема действия сил в передней подвеске автомобилей «Ауди-50» и «Фольксваген-поло» (аналогично подвеске, показанной на рис. 3.5.4), в которой имеется вынос колеса и угол продольного наклона оси поворота $\epsilon_0 = 2^\circ 20'$ (см. рис. 4.11.25). Пружина (см. рис. 3.5.10) установлена с определенным смещением относительно направления действия вертикальных сил F_n и B_z , чтобы получить пару сил A_{x1} и B_{x1} , действующую в горизонтальной плоскости. Тяговая сила F_a'' , спроектированная на ось поворота колеса, ниже его центра, вызывает реакции A_{x0} и B_{x0} (см. рис. 4.9.5). Последняя увеличивает действующую на направляющем шарнире силу B_{x1} ; сила A_{x0} при скорости около 100 км/ч уравновешивает противоположно направленную силу A_{x1} . На этой скорости в точке A практически не действуют продольные силы, определяющие трение на поверхностях поршня K и направляющей штока C . Тормозные механизмы расположены на колесах и при их действии в точке A возникает составляющая сила A_{x2} (рис. 3.5.11), имеющая одинаковое направление с тормозной силой. В случае слабого торможения эта составляющая обеспечивает умень-

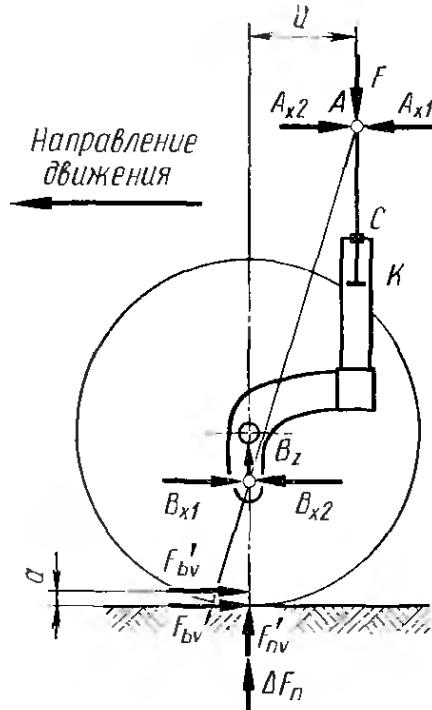


Рис. 3.5.11. Автомобиль «Ауди-50», мод. «Поло» и «Дерби» фирмы «Фольксваген» имеют тормоза, расположенные на колесах. При действии тормозов в обеих точках крепления стойки подвески возникают продольные силы A_{x2} и B_{x2} , которые противодействуют составляющим A_{x1} и B_{x1} , обусловленным смещением пружины. В результате этого при торможении автомобиля с приложением малого усилия на педаль происходит уменьшение силы трения, способствующей возникновению заедания. В связи с наличием отрицательного плеча обкатки тормозную силу F_b следует рассматривать приложенной на расстоянии $a = R_0 \cos \delta_0 \sin \delta_0$ выше уровня дороги (см. рис. 4.9.1)

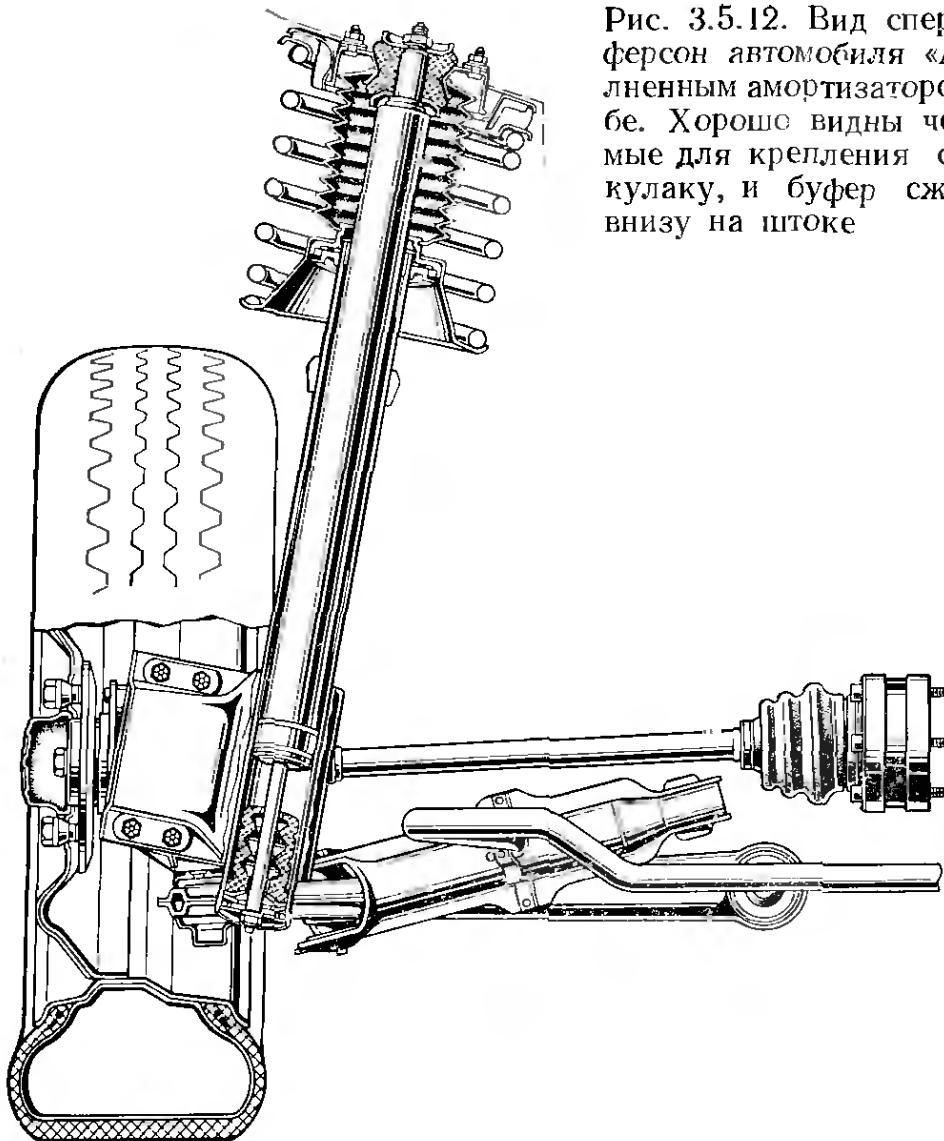


Рис. 3.5.12. Вид спереди на подвеску Макферсон автомобиля «Альфасуд» с газонаполненным амортизатором, скользящим в трубе. Хорошо видны четыре гайки, используемые для крепления стойки к поворотному кулаку, и буфер сжатия, расположенный внизу на штоке

шение продольных сил в точке *A* (а, следовательно, также в точках *K* и *C*). Уменьшение подачи топлива (т. е. режим торможения двигателем), напротив, вызывает увеличение сил трения, при этом направления действия сил аналогичны показанным на рис. 3.5.10. Стойка и пружина наклонены на виде сбоку под углом ϵ_0 к вертикали, в результате возникает незначительное противодействие продольному крену кузова при торможении (см. разд. 4.12 и рис. 4.11.18).

Фирма «Альфа-ромео» на автомобиле «Альфасуд» устанавливает стойки как с поперечным наклоном (рис. 3.5.12), так и с продольным. Продольный наклон использован для улучшения ходовых качеств автомобиля исходя из следующих соображений:

1. Чтобы получить большую длину направляющей патрона стойки и чтобы иметь возможность размещения газонаполненного амортизатора вместе с буферами, наружная труба удлинена до нижнего направляющего шарнира (см. рис. 3.5.13).

2. Поворотный кулак и собственно стойка для удобства сборки выполнены раздельными (см. разд. 3.5.5); на рис. 3.5.12 видны четыре соединительных болта.

3. Для уменьшения воздействия на рулевое колесо реактивного момента, возникающего в трансмиссии, особенно при разгоне автомобиля и его торможении двигателем, центр шарнира равных углов

вых скоростей размещен на оси поворота (т. е. рядом со стойкой).

4. Для снижения нагрузок, действующих на брызговик крыла, и облегчения сборки точка крепления стойки смещена далеко назад.

Тормоз имеет внутреннее расположение на главной передаче, преимущества такого конструктивного принципа описаны в разд. 1.8.4.3.

3.5.4. Газонаполненные амортизаторные стойки

Газонаполненные однотрубные амортизаторы имеют не только преимущества, но и недостаток, заключающийся в том, что газовая компенсационная полость расположена за рабочей камерой. Эта полость компенсирует как расширение масла, так и изменение его объема, происходящее при вдвигании штока. Чем толще шток, тем больше (а также и длиннее) должна быть компенсационная полость; по этой причине газонаполненные амортизаторные стойки с диаметром штока 20 или 22 мм на крупносерийных автомобилях не применяют.

Фирма «Бильштайн» разрешила эту проблему довольно просто: установила амортизатор в несущую трубу стойки в перевернутом положении. Как показано на рис. 3.5.13, на штоке, закрепленном внизу, насажен пустотелый резиновый элемент, служащий буфером сжатия; рабочий цилиндр с сечением 40×2 имеет по наружной поверхности посадку $h7$ и скользит в двух тефлоновых втулках (использован политетрафторэтилен), установленных в наружной направляющей трубе на расстоянии a одна от другой. Направляющие и демпфирующие функции выполняют различные детали, в результате уменьшено давление на поверхности верхней направляющей и нагрузка, действующая на детали, осуществляющие направляющие функции. Моменты от боковых и продольных сил воспринимает рабочий цилиндр, который по сравнению со штоком диаметром 20, 22 или 25 мм, обычно воспринимающим эти нагрузки, имеет больший момент инерции сечения. Прогиб под действием боковых сил во время движения на повороте будет меньше, а вместе с ним и изменение развала (см. рис. 3.5.5, *а* и 3.5.6, *б*). Моменты инерции J (см^4) составляют:

диаметр штока, мм:	
20	0,785
22	1,15
25	1,91
труба 40×2	4,32

Другим путем пошла фирма «Боге», выпустившая в 1977 г. газонаполненную двухтрубную стойку, сокращенно обозначаемую ЖЗ (GZ) (рис. 3.5.14). Непосредственно выше места, занимаемого поршнем при полном ходе отбоя, установлена промежуточная крышка 11, которая отделяет нижнюю часть 16 рабочей камеры от незаполненной жидкостью верхней части 10. Увеличенная компенсационная

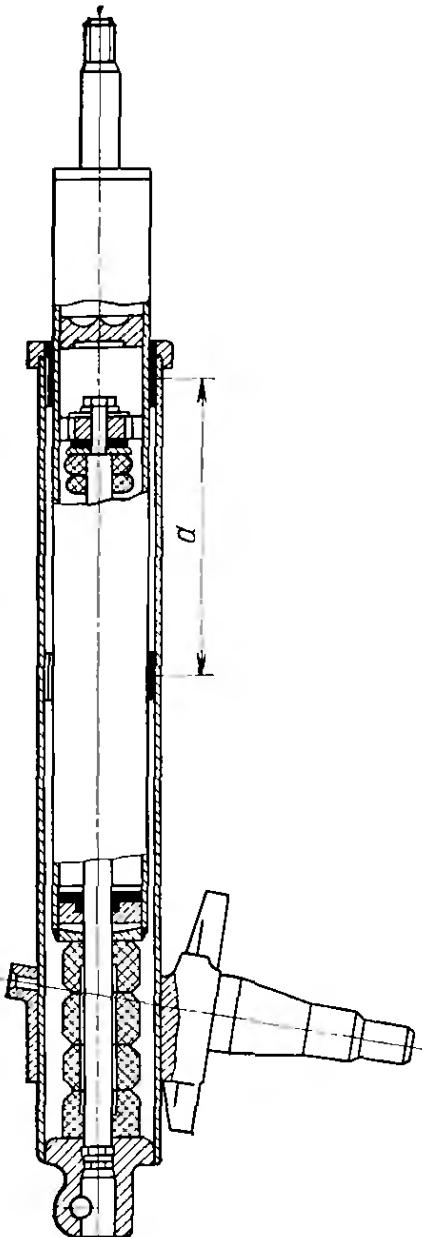


Рис. 3.5.13. Однотрубная амортизаторная стойка, разработанная фирмой «Бильштайн» для автомобиля «Порше-911»; изгибающие моменты воспринимает рабочий цилиндр амортизатора, скользящий в тefлоновых втулках (а не шток). Шток закреплен вне направляющей трубы, на штоке внизу установлен пустотелый резиновый элемент, служащий буфером сжатия, а буфер отбоя находится около поршня. При повороте рулевого колеса рабочий цилиндр вращается в трубе, которая устраняет возможность заедания

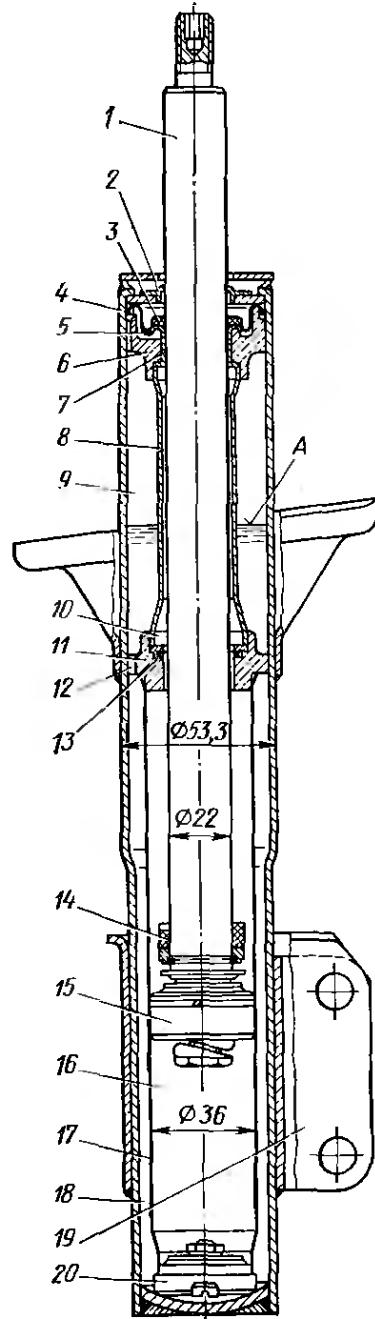


Рис. 3.5.14. Газонаполненная двухтрубная амортизаторная стойка фирмы «Боге» с болтовым креплением к поворотному кулаку 19. Клапан отбоя находится на поршне 15. Основную часть сопротивления при сжатии развивает донный клапан 20, который отделяет рабочую камеру 16 от компенсационной 18. Стойка завальцована в верхней части 4, т. е. выполнена неразборной:
A — уровень масла при среднем положении поршня

камера 9 включает в себя внутреннюю трубу 8 и поэтому заполнена газом; при выдвинутом штоке избыточное давление составляет $p_e = 0,4 \text{ МПа}$. Уровень жидкости устанавливается даже в этом положении выше промежуточной крышки 11, что гарантирует непроникновение газа в рабочую камеру 16. Эта крышка имеет по периферии выемки 12 для прохода масла, а во внутренней части крышки установлено разрезное кольцо 13, обжимающее шток 1. Это уплотнительное кольцо разделяет полости 10 и 16, но имеет зазор в стыке, пропускающий небольшое количество масла, необходимое для смазывания втулки 7 и уплотнений 2 и 3 штока. При экстремальных нагрузках в случае изгиба штока 1 промежуточная крышка 11 служит дополнительной опорой. В верхней части шток скользит в направляющей 6 по втулке с заплечиком 7, имеющей тefлоновое покрытие. Между политетрафторэтиленовым уплотнением 3 и направляющей штока 6 находится постоянно заполненный маслом кольцевой канал 5, который служит резервуаром для смазочного материала,

используемого для смазывания этой опорной точки, и одновременно предотвращает «прорыв газа». Оба уплотнения 2 и 3 штока поршня являются динамически разгруженными (как во всех двухтрубных амортизаторах).

Другое преимущество стойки заключается в том, что диаметр нижней полости 16 может быть увеличен (например, с 32 до 36 мм), чтобы получить большие сечения у поршня 15 и буфера отбоя 14. К тому же последний расположен в малонагруженной зоне штока 1. Стенки трубы 17 также можно выполнить более тонкими. Избыточное давление 0,4 МПа, создаваемое в компенсационной полости 9, уже достаточно для достижения всех преимуществ газонаполненного амортизатора. Более высокое давление не требуется, потому что в двухтрубной стойке усилие демпфирования при ходе сжатия возникает не в результате опирания на столб газа, а вследствие сопротивления, созданного донным клапаном. При 20 °С выталкивающая сила, действующая на штоке и обусловленная внутренним давлением, составляет примерно $F_k = 180$ Н, т. е. соответствует силе, созданной газонаполненным однотрубным амортизатором. При жесткости пружины подвески $c_{2v} = 12$ Н/мм кузов приподнялся бы на величину $\Delta_s = 15$ мм, для этого монтажная высота пружины должна быть уменьшена на такую же величину.

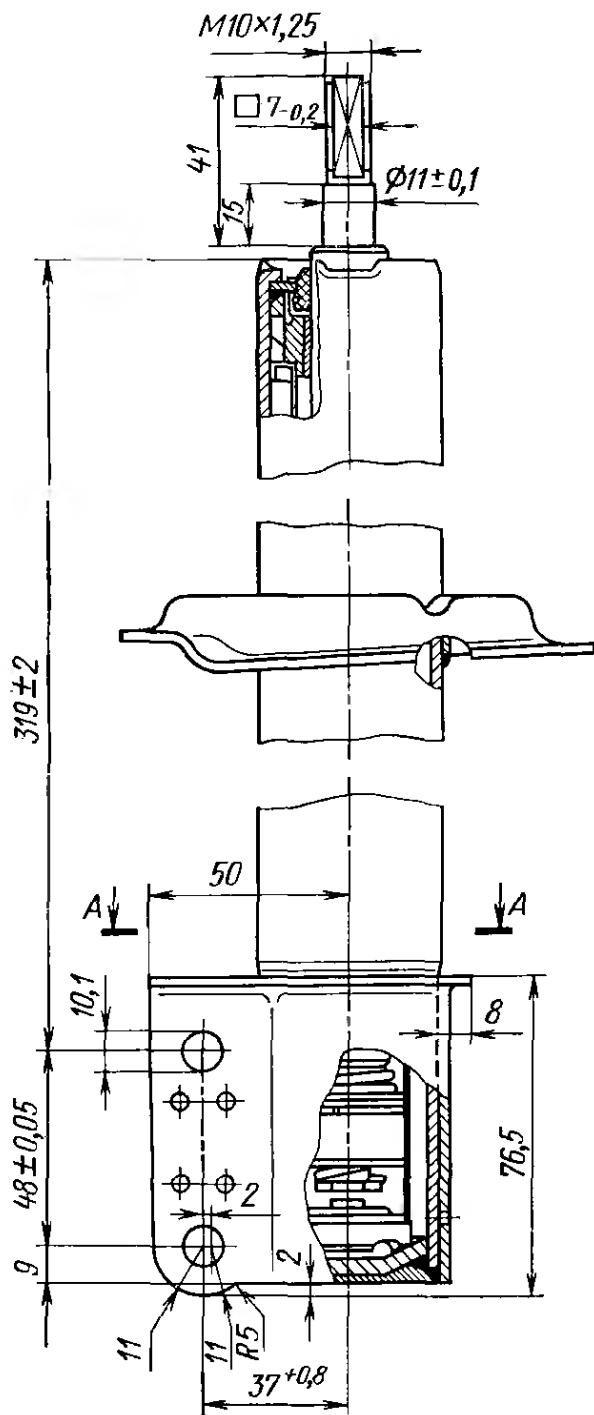
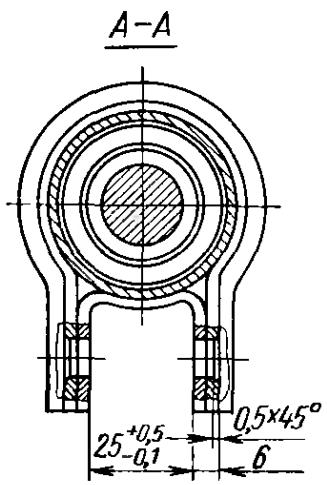
Таким образом, стойка ЖЗ (газонаполненная двухтрубная) фирмы «Боге» объединяет в себе преимущества обеих систем демпфирования — однотрубной и двухтрубной: компактная конструкция и длинная направляющая база для штока; возможность применения клапанов любой конструкции, в связи с чем можно получить любую желаемую гидравлическую характеристику; динамически разгруженные от давления уплотнения 2 и 3 (рис. 3.5.14) и, несмотря на это, предотвращающие вспенивание масла.

3.5.5. Раздельная конструкция цапфы и амортизаторной стойки

Фирма «Альфа-ромео» на автомобиле «Альфасуд» разрешила еще одну проблему, которая в основном касается ремонта: отделение стойки от поворотного кулака (см. рис. 3.5.12). Если обе эти части соединены сваркой или твердой пайкой, как показано на рис. 3.5.1, а и 3.5.4, то при выходе из строя амортизатора весь этот немалостоящий узел нужно заменить либо использовать вставные патроны стойки, мирясь со связанными с этим недостатками: худшим охлаждением и меньшей прочностью.

Фирма НСУ применила раздельную конструкцию еще в 1967 г. на автомобиле Ро-80 (см. рис. 3.5.24), а фирма ФИАТ в 1969 г. на мод. 128. Оба этих переднеприводных автомобиля имеют короткие амортизаторные стойки, заканчивающиеся над шарниром равных угловых скоростей. На рис. 1.8.35 показана передняя подвеска ав-

Рис. 3.5.15. Амортизаторная стойка автомобиля «Фиат-128 Ц» фирмы «Боге» имеет наружный диаметр 45 мм, крепится болтами к поворотному кулаку. Шток имеет диаметр 20 мм, а поршень — 27 мм. Нанесены основные размеры с допусками; в отличие от западногерманских изготовителей, фирма ФИАТ применяет резьбу $M10 \times 1,25$, что необходимо учитывать при проведении ремонта. Поскольку поворотный кулак и амортизаторная стойка выполнены раздельно, то не потребовалось предусматривать установку патрона, кроме того, верхняя крышка стойки выполнена не резьбовой, а завальцовкой.



томобиля «Фиат-127», аналогичная подвеске мод. 128, в которой между щеками вилки в нижней части стойки вставлен поворотный кулак и закреплен двумя сквозными болтами. На рис. 3.5.15 показана амортизаторная стойка производства фирмы «Боге» для модернизированного в 1976 г. автомобиля «Фиат-128 Ц». Указаны основные и присоединительные размеры с допусками, виден шток диаметром 20 мм. Помимо всего фирма ФИАТ (и ее дочерняя фирма «Лянчия») применяет такую раздельную конструкцию почти на всех моделях легковых автомобилей (рис. 3.5.22, в, 3.5.27, 3.5.28, б и 3.5.31); однако и другие изготовители легковых автомобилей тоже постепенно переходят к этому: «Фольксваген» в 1970 г. на мод. 1302/1303 и в 1974 г. на автомобилях «Гольф», «Сирокко» (рис. 3.5.16), фирма «Форд» в 1976 г. на автомобиле «Фиеста». На соединительной

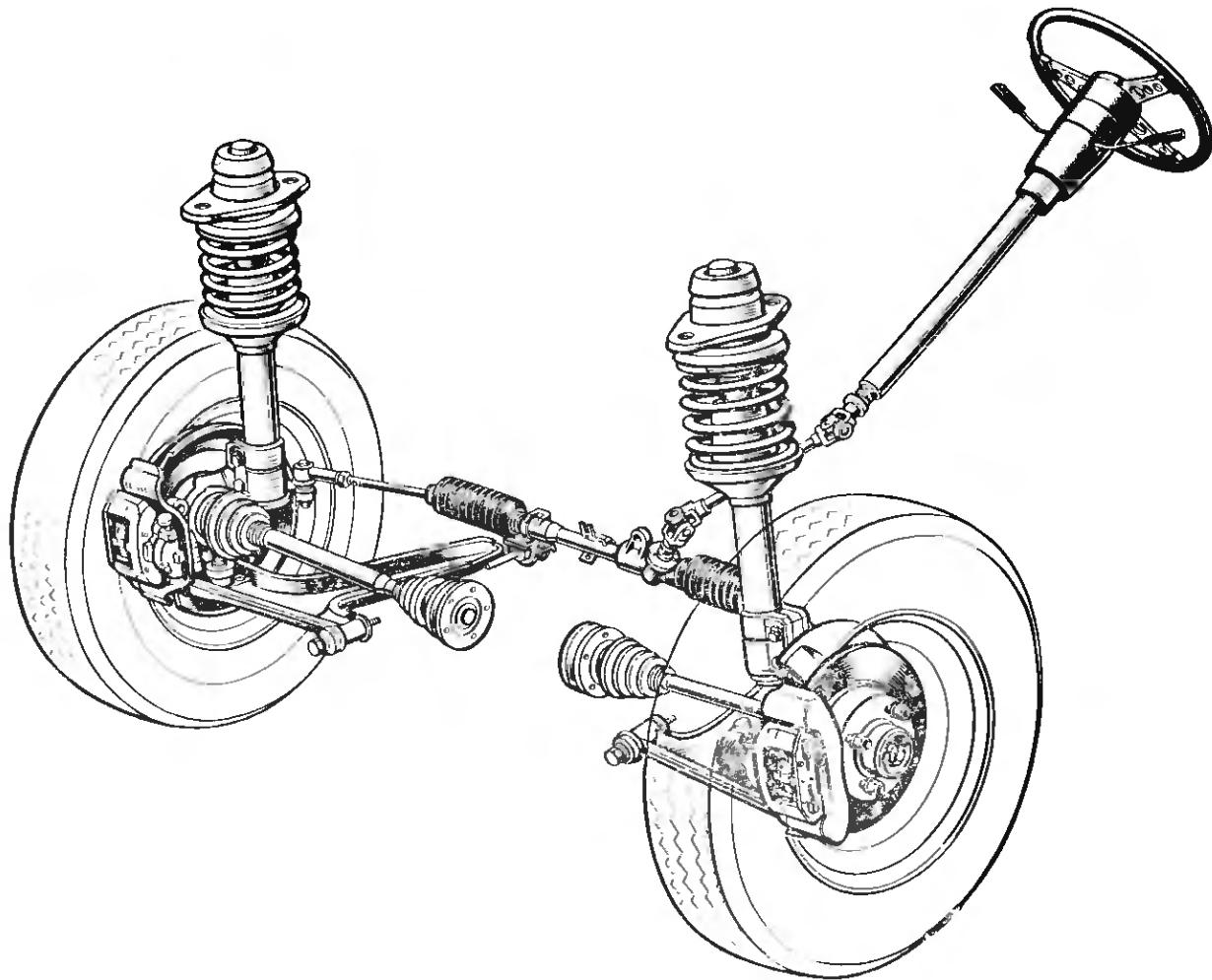


Рис. 3.5.16. Передняя подвеска автомобилей «Фольксваген-гольф» и «Сирокко». Поворотный кулак к амортизаторной стойке крепится двумя болтами. Относительно короткие рулевые тяги привернуты к концам рейки. Рулевая колонка из соображений безопасности выполнена с изломами

части поворотного кулака и в щеках стойки автомобилей «Фольксваген» имеются расположенные под прямым углом к оси стойки удлиненные отверстия (рис. 3.5.17), позволяющие регулировать развал. Диапазон регулировки составляет 2° . Более важный для устойчивости прямолинейного движения и для стабилизации колес угол поперечного наклона оси поворота этим способом не регулируется и разница между правым и левым этими углами, вызванная, например, неточностями изготовления кузова или последствиями аварии, не может быть устранена (см. рис. 4.5.5 и 4.10.2).

На рис. 3.5.18 показано более сложное решение, принятое фирмой «Крайслер», для удлиненной амортизаторной стойки на мод. 160 с рабочим объемом двигателя до 2 л в 1973 г. Нижний конец стойки вставлен в два точно обработанных соосных отверстия и закреплен клеммовым зажимом. Высотное и угловое центрирование осуществляется пластиной в виде крюка; находящийся под ней кронштейн служит для крепления тормозного шланга.

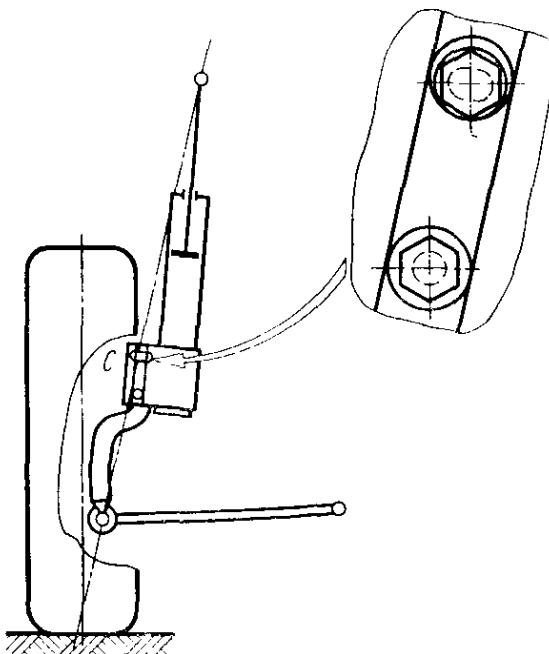


Рис. 3.5.17. На автомобилях «Фольксваген-гольф» и «Сирокко» регулировка развала осуществляется в месте соединения поворотного кулака с амортизаторной стойкой с помощью эксцентрика верхнего болта *C*; нижний болт служит при этом осью поворота

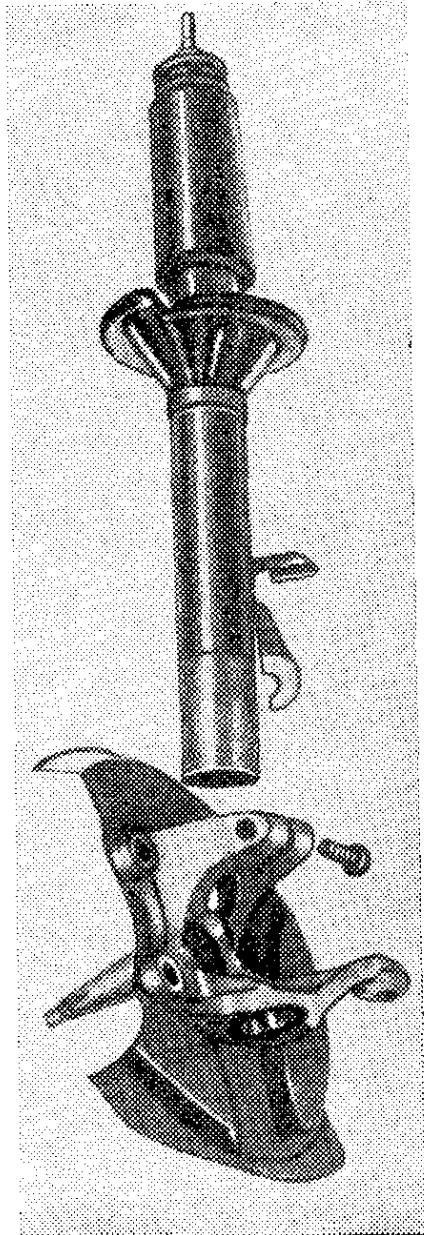


Рис. 3.5.18. Поворотная цапфа подвески мод. 160 с двигателем рабочим объемом до 2 л фирмы «Крайслер» и амортизаторная стойка производства фирмы «Фихтель унд Закс»; обе детали соединяются клеммовым зажимом

3.5.6. Верхняя опора

В верхней точке крепления *A* между стойкой подвески Макферсон и брызговиком крыла должна быть предусмотрена изолирующая прокладка, чтобы дорожные шумы не передавались на кузов. Требующаяся для этого резиновая опора должна быть мягкой в вертикальном направлении, но в продольном и боковом направлениях должна иметь малую податливость, чтобы не вызывать больших изменений в кинематике подвески при торможении и движении на повороте (см. рис. 3.5.5, *a* и *б*). Этим требованиям удовлетворяет изготавляемое фирмой «Боге» массивное резиновое кольцо (рис. 3.5.19, *a*), которое воспринимает вертикальные силы (направление *Z*), работая на сдвиг; при этом вначале упругая характеристика имеет линейный характер, а с 7 кН — прогрессивный. В направлении движения (F_x) и в поперечном к нему (F_y) кольцо работает на сжатие и имеет меньшую податливость. В автомобилях «Вольво» мод. 242—264, имеющих этот изоляционный элемент, на него опираются пружина и амортизатор, связь которых с опорой происходит через подшипник качения, установленный в гнезде

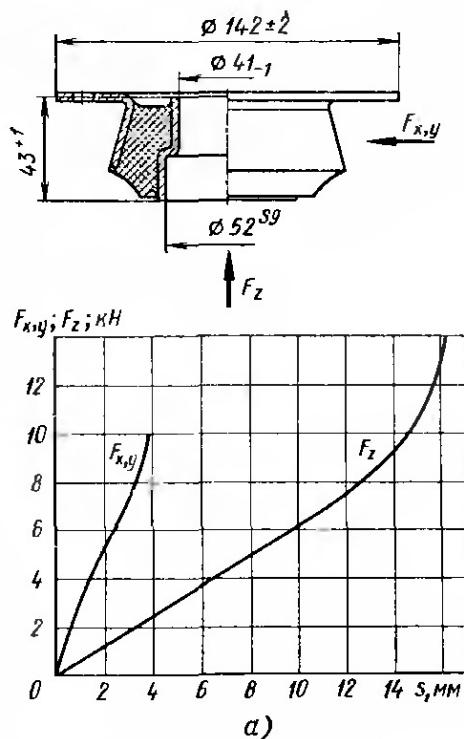


Рис. 3.5.19, а. Резиновый элемент фирмы «Боге», предназначенный для верхней опоры стойки подвески Макферсон автомобилей «Вольво» мод. 242—264 и характеристика податливости элемента под действием осевых (F_z) и радиальных (F_x, y) сил

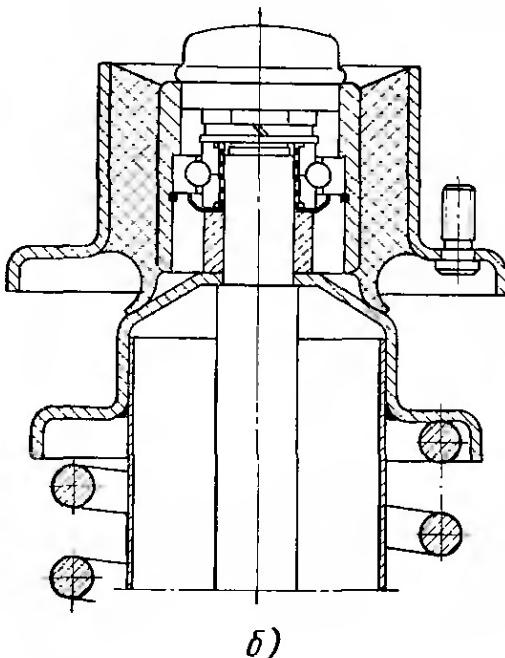
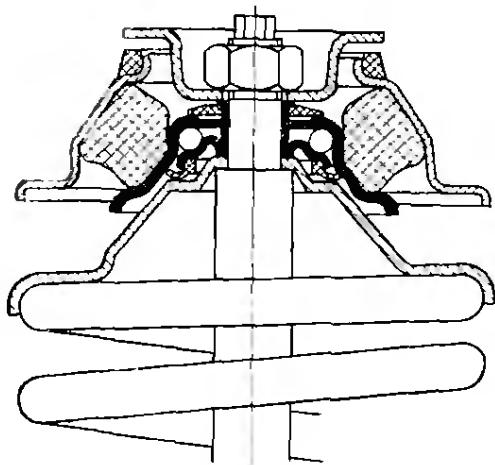


Рис. 3.5.19, б. Опора амортизаторной стойки с трехточечным подшипником фирмы ИНА, имеющим долговечный постоянный смазочный материал

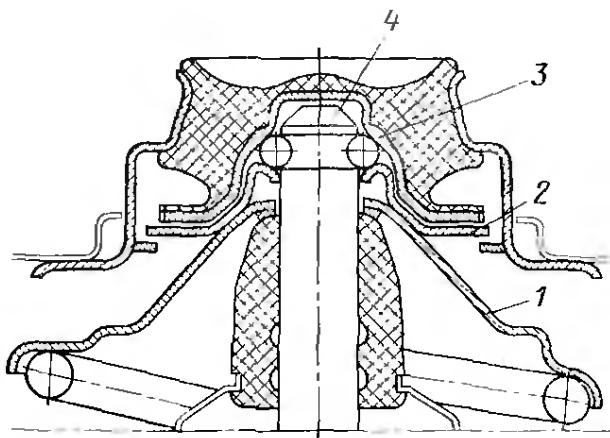
диаметром 52 мм с посадкой S 9. На рис. 3.5.19, б показан трехточечный шариковый подшипник фирмы ИНА с долговечным смазочным материалом, установленный в аналогичное гнездо подшипника фиксируется внизу стопорным кольцом, обеспечивающим легкость поворота (см. рис. 3.5.21, а, мод. БМВ-728). Изоляция осуществляется массивной резиновой подушкой с дополнительной уплотнительной кромкой, предназначеннной для защиты шарикоподшипника снизу от грязи. Сверху отверстие закрывает колпачок.

Более простым по конструкции и подходящим для крупносерийного производства является вариант опоры, изготовленный также фирмой ИНА и устанавливаемый на автомобили «Фольксваген-пассат» и «Ауди-80» (рис. 3.5.20, а). Эта опора представляет собой упорный подшипник, внутреннее кольцо которого закреплено на штоке, а наружное опирается на резиновую подушку. Резиновое кольцо, расположенное в верхней части под глубокой шайбой, закрепляемой гайкой, служит для ограничения хода отбоя и частично для уплотнения. Фирма «Лемфердер металварен» продвинулась в направлении повышения экономичности производства еще дальше (рис. 3.5.20, б). Чашка 1 пружины через стакан 2, служащий одновременно предохранительным упором, передает нагрузку на опору 3. Детали 2 и 3 отжимают шарики в канавку штока 4, фиксируют их в вертикальном направлении и, сохраняя для них возможность легкого поворота, воспринимают усилия демпфиро-



а)

Рис. 3.5.20, а. Опора амортизаторной стойки автомобилей «Ауди-80» и «Фольксваген-пассат» с радиально-упорным шарикоподшипником фирмы ИНА, изготавляемым штамповкой

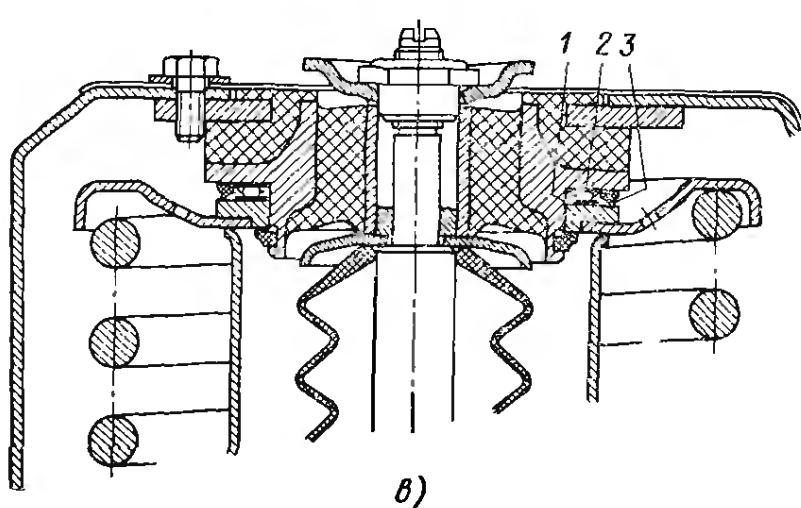


б)

Рис. 3.5.20, б. Экономически выгодная конструкция опоры стойки фирмы «Лемфэрдер метальварен», предложенная для автомобилей «Ауди-80» и «Фольксваген-пассат»

вания. Под опорной чашкой пружины виден буфер сжатия, установленный на штоке.

Во всех трех рассмотренных конструкциях при повороте рулевого колеса происходит совместное вращение пружины и амортизатора. С технической точки зрения было бы желательно, чтобы на подшипник качения опиралась только пружина подвески, поворачивающаяся вместе с наружной трубой амортизаторной стойки, а шток амортизатора оставался неподвижным, но в связи с этим необходимо будет обеспечить его виброзоляцию. В этом случае даже небольшие повороты рулевого колеса будут вызывать угловые сдвиги между поршнем и рабочим цилиндром и между штоком и его направляющей, что практически исключит возникновение трения покоя в продольном направлении при работе подвески и возможность «заедания», описанного в начале разд. 3.5.3, будет устранена. На рис. 3.5.20, в показан упорный подшипник автомобиля «Пежо-604», изготовленный фирмой «Наделла» и удовлетворяющий указанным условиям. Усилия пружины воспринимает игольчатый подшипник высотой всего 3,6 мм с долговечным мате-



в)

Рис. 3.5.20, в. Компактная по высоте резиновая опора стойки подвески автомобиля «Пежо-604», которая позволяет вращаться только пружине при повороте рулевого колеса. Шайба, установленная в верхней части штока, служит ограничителем при возникновении слишком больших усилий отбоя в амортизаторе, а нижняя шайба служит упором в случае применения допустимых усилий сжатия

риалом, состоящий из упорных колец 1 и 2 и уплотнения 3. В радиальном (боковом) направлении передача сил осуществляется через скользящую пару, для уплотнения ее служит уплотнительное кольцо, расположенное в канавке под подшипником качения.

Аналогично устроена верхняя опора автомобиля «Альфасуд» (см. рис. 3.5.12). Пружина опирается непосредственно на брызговик крыла кузова (резиновая прокладка используется для шумоизоляции), а верхний штифт цилиндра амортизатора, воспринимающий радиальные силы, установлен в отдельной резиновой опоре с определенной осевой и радиальной податливостью. В процессе поворота колеса поворачивается наружная направляющая труба относительно закрепленного в верхней части рабочего цилиндра; шток, закрепленный в нижней части гайкой, при этом также совершает вращательное движение в направляющей, а поршень скользит в цилиндре. Пружина нижней частью опирается через выпуклую чашку на упорный подшипник; вращательное движение воспринимают ролики.

Примерно такую конструкцию имеет опора стойки переднеприводных автомобилей «Пежо». На рис. 3.5.25 показана опора мод. 104, в которой шток 14 закреплен в верхней опоре 13, а нижняя опорная чашка пружины 5 при повороте скользит по тефлоновой шайбе 4. Если упругими элементами в подвеске передних колес являются торсионные валы, то опасность заедания в стойке при повороте колес (см. рис. 3.5.22, а и 3.5.23) также пропадает.

3.5.7. Подвески ведомых передних колес

На рис. 3.5.21, а показана конструкция, применяемая с 1977 г. фирмой БМВ с мод. 728 по мод. 733i, с наклонными, смешенными к колесу пружинами, которые упираются верхней частью на трехточечный подшипник. Боковые силы воспринимают нижние поперечные рычаги 1, а продольные силы — косые рычаги 2, направленные вперед подобно растяжкам (рис. 3.5.21, б, слева). Как показано на рисунках, точки D_3 и D_4 шарнирного крепления штанг 1 и 2 разнесены. Пересечение линий продолжения этих прямых дает мнимый полюс B , через который проходит в данном случае ось поворота колеса (см. рис. 4.10.2), что позволяет одновременно получить достаточно малое положительное плечо обкатки ($R_0 = 13$ мм) и разместить вентилируемый тормозной диск большого диаметра, не располагая его глубоко во внутреннем пространстве колеса. В связи с этим диск колеса не требуется делать с большим вылетом, что позволяет сэкономить и материал, и средства. Как показано на рис. 3.5.21, б, справа, во время поворота колеса на угол β четырехзвенник с шарнирами D_1 , D_2 , D_3 и D_4 заставляет мнимую точку B отодвинуться от колеса в положение B' (отрезок b , см. рис. 3.5.3). При незначительном уменьшении угла поперечного наклона оси поворота (на $\Delta\delta$) плечо обкатки R_0 увеличивается, и вместо прежнего плеча действия вертикальной составляющей силы R_3 получается более длинное R_3' (рис. 3.5.21, в). В результате увеличивается

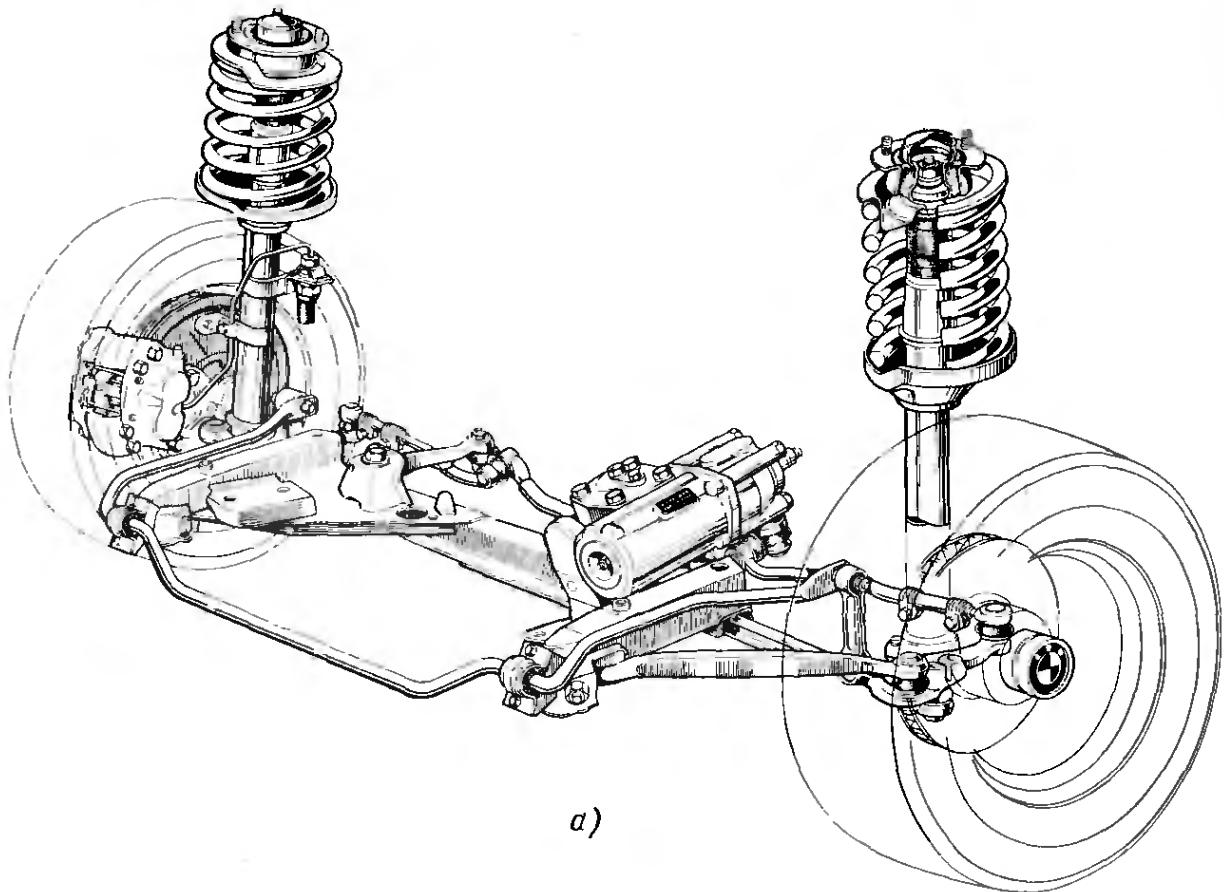


Рис. 3.5.21, а. Подвеска Макферсон автомобилей БМВ седьмой опытной серии имеет раздвоенные нижние шарниры, вынос колеса и ограничитель хода отбоя, показанный на рис. 3.5.1, б. Рулевой механизм с гидроусилителем фирмы ЦФ, имеет переменное по углу поворота передаточное число. Использованы колеса без вылета размером $6\frac{1}{2}J \times 14$ Н2-В. Ход подвески составляет 198 мм

стабилизирующий момент даже при малых углах β (см. рис. 4.9.8) и достигается лучшая устойчивость прямолинейного движения.

Передние опоры D_1 растяжек 2 имеют продольную податливость, чтобы изолировать кузов от вибраций, возникающих в результате жесткого качения устанавливаемых на автомобилях радиальных шин со стальным кордом 195/70 HR 14 или 205/70 VR 14 (см. рис. 3.1.11, а). Наружные шаровые шарниры D_3 растяжек 2 расположены выше, чем шарниры D_4 поперечных рычагов. В результате этого на обеих сторонах оси можно получить более высокое расположение центров продольного крена O , повышающее противодействие крену при торможении (см. рис. 4.11.18 и 4.12.1). На рис. 3.5.21, г и рис. 4.11.24 показана передняя подвеска автомобилей БМВ третьей серии (выпуска 1975 г.). На виде сзади хорошо видно смещение пружины, а рядом — смещение направляющего шарнира, выполненное в целях получения выноса колеса (см. рис. 4.11.25 и 4.11.30). На виде сверху видно реечное рулевое управление и стабилизатор (диаметр 22 мм), который (в отличие от установленных на автомобилях седьмой серии) передает продольные силы. Косое расположение передних резиновых опор предотвращает поперечные перемещения стабилизатора, а, следовательно, и самоповорот передних колес при движении по плохому дорожному покрытию. Суммарный ход подвески составляет 192 мм. Установленные в верхней части штоков дополнительные упругие элементы

включаются в действие относительно рано, чтобы ограничить поперечный крен.

На рис. 3.5.22, *a* показан вид сверху на торсионную переднюю подвеску автомобиля мод. 130, выпускавшегося фирмой ФИАТ с 1970 до 1977 г. Чтобы получить мягкую подвеску, торсионные валы 3 должны быть длинными, в данном случае их жесткость $c_{2v} = 23,3 \text{ Н/мм}$. Суммарный ход подвески составляет 160 мм, что можно считать для автомобиля такого класса не совсем достаточным. Концы торсионных валов 3 установлены в поперечине, которая для шумоизоляции крепится к кузову в точках 2 (рис. 3.5.22, *b*) через резиновые подушки 1 (см. рис. 3.4.16 и 3.4.17). С помощью шестигранника 3 можно через кулачок 4 регулировать высоту кузова. Для облегчения сборки нижние рычаги и передние опоры двигателя установлены на поперечине 5 (рис. 3.5.22, *a*), которую в точках 4 крепят болтами к панели днища кузова; действие продольных сил воспринимает расположенный перед осью стабилизатор 6. На рис. 3.5.22, *c* показан вид сзади. Два больших резиновых буфера установлены на поперечине 5 и служат для ограничения хода подвески вверх и вниз. Буфера упираются в поперечный рычаг и (как видно на рисунке) буфер отбоя включается в работу сразу, как только освобождается буфер сжатия. В гнезде наружного конца поперечного рычага размещается шаровая головка нижнего несущего шарнира (см. рис. 3.1.19). Хвостовик пальца установлен на

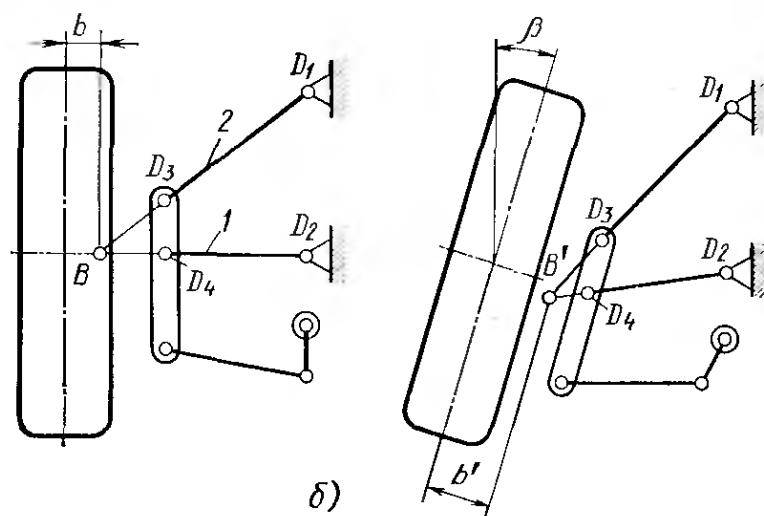


Рис. 3.5.21, *б*. В передней подвеске автомобилей БМВ седьмой серии полюс *B*, расположенный в точке пересечения прямых, проходящих через отрезки, соответствующие звеньям D_1D_3 и D_2D_4 , является нижней точкой оси поворота колеса. Как показано в правой части рисунка, при повороте колеса эта точка отодвигается от него в положение *B'*, что приводит к увеличению отрезка *b* до величины *b'*. В результате этого увеличивается плечо обкатки R_0

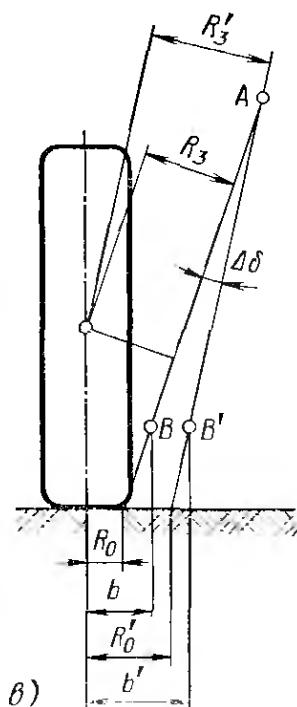
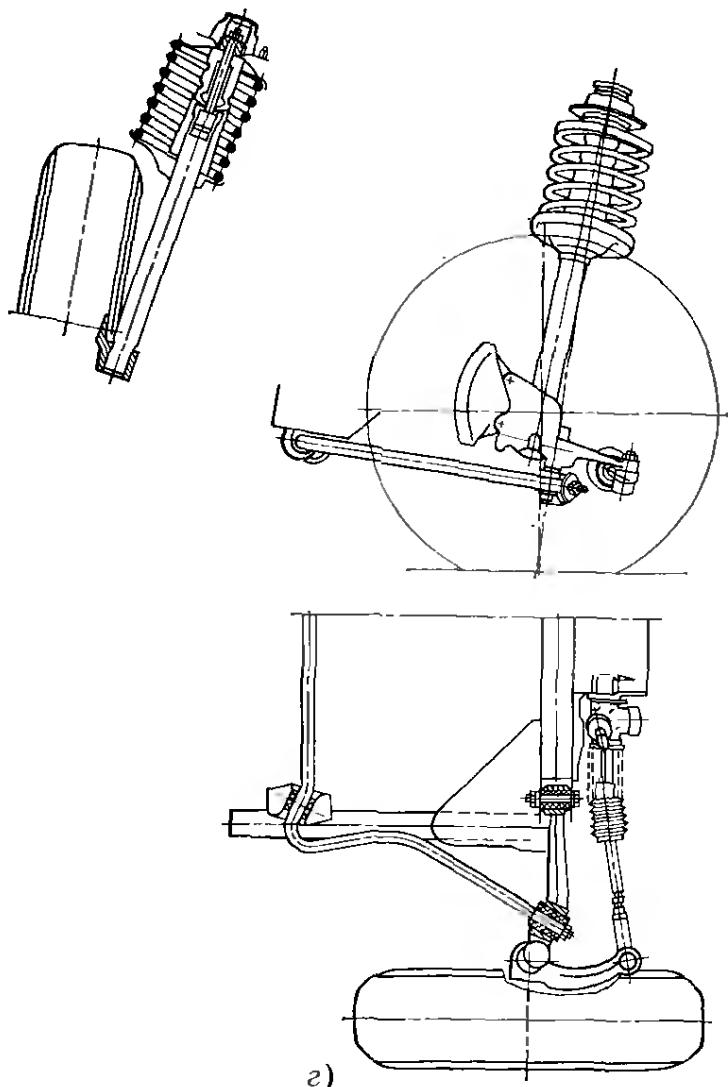


Рис. 3.5.21, *в*. Когда увеличивается размер R_0 на плоскости дороги, плечо R_3 возрастает, что приводит к росту стабилизирующего момента вследствие действия вертикальных сил и к улучшению устойчивости прямолинейного движения автомобиля

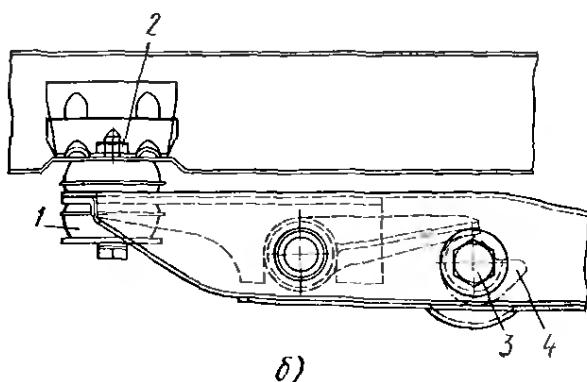


а)

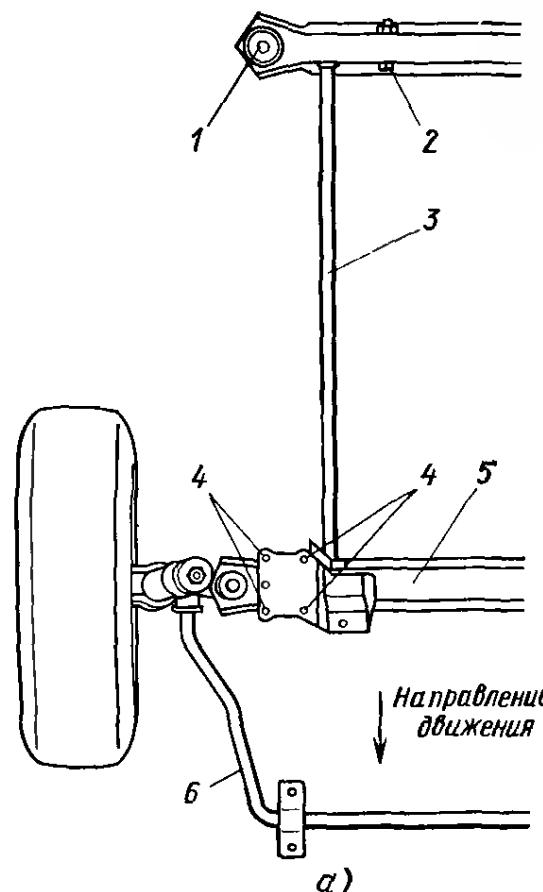
Рис. 3.5.21, а. Передняя подвеска автомобиля БМВ третьей опытной серии имеет смещенную наружу и слегка наклоненную (относительно оси стойки) пружину, вынос колеса осуществляется путем смещения нижнего направляющего шарнира подвески назад с оси стойки. Стабилизатор с косо расположенным передними резиновыми опорами воспринимает продольные силы, а соединение стабилизатора с поперечными рычагами позволило компенсировать жесткое качение радиальных шин

направляющей, а поршень — в цилиндре. В качестве подшипников колес использованы двухрядные, шариковые, радиально-упорные подшипники (см. рис. 3.1.49). На рис. 3.5.22, в показаны вентилируемый тормозной диск и дисковое колесо, изготовленное из легкого сплава, с привернутым вентилем.

В отличие от автомобилей классической компоновки все зад-



б)



а)

Рис. 3.5.22, а. Вид на переднюю подвеску автомобиля «Фиат-130»

конусе в поворотной цапфе, которая (как на всех моделях фирмы ФИАТ) двумя болтами соединена с амортизаторной стойкой. При повороте рулевого колеса шток вращается в

Рис. 3.5.22, б. На автомобиле «Фиат-130» высоту кузова можно изменить эксцентриком, для чего необходимо повернуть шестигранник 3

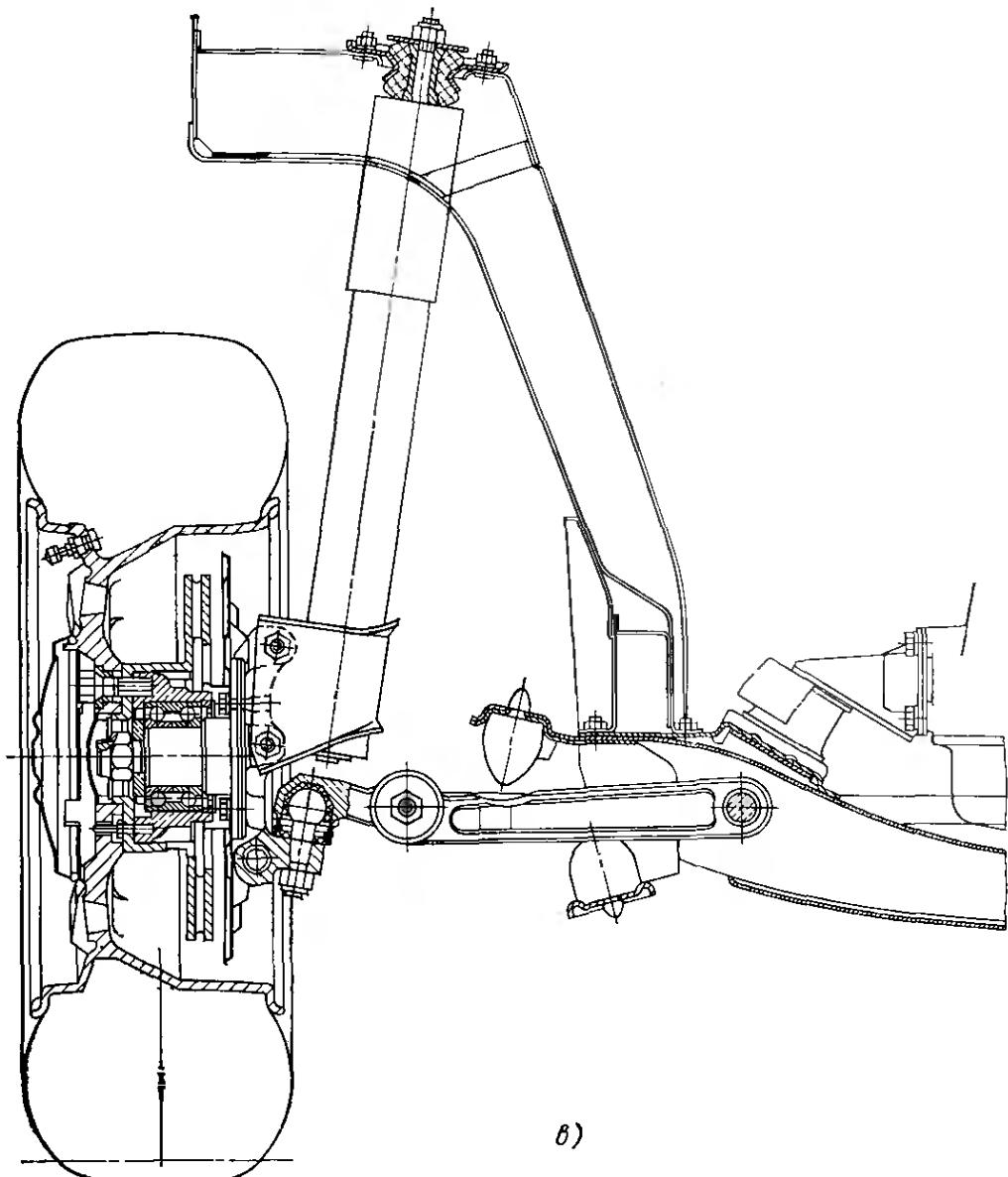


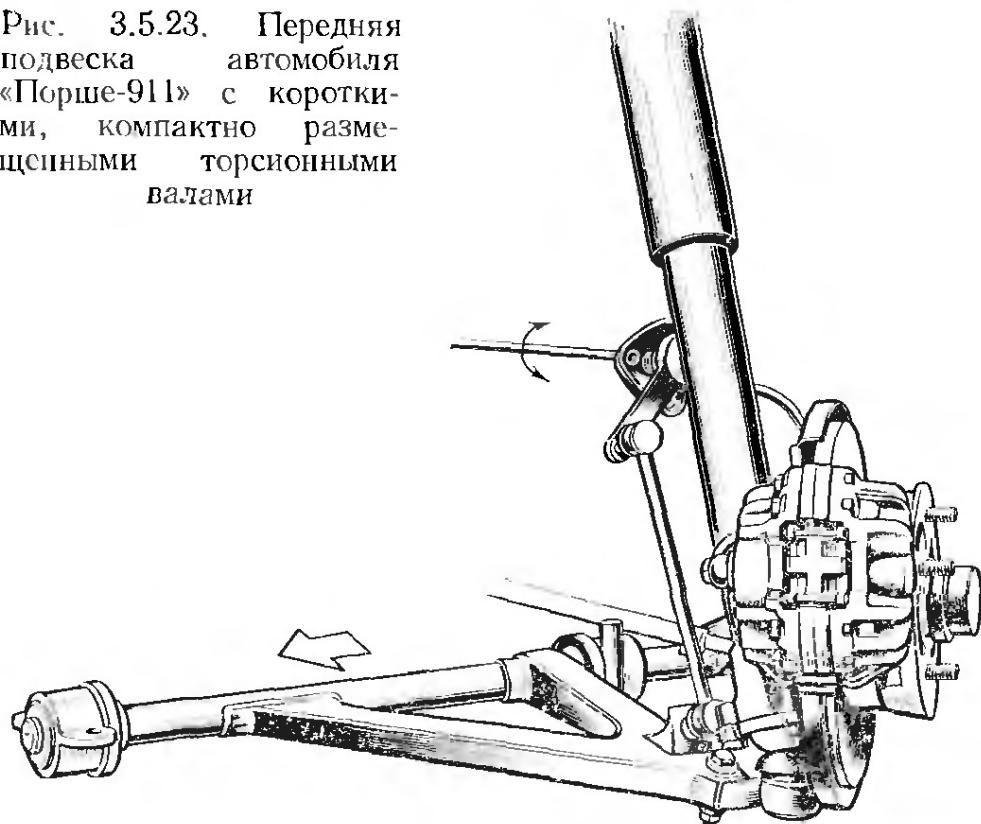
Рис. 3.5.22, в. Разрез передней подвески автомобиля «Фиат-130». После разборки верхнего штыревого крепления и вывинчивания двух нижних соединительных болтов амортизаторная стойка может быть заменена. Несущий шарнир подвески размещен в гнезде поперечного рычага

немоторные автомобили и автомобили с центрально расположенным двигателем, произведенные западногерманскими фирмами за последние 15 лет, имеют подвеску Макферсон, например, выпущенный в 1964 г. «Порше-911», в 1969 г. — «Фольксваген-порше-914» и в 1970 г. «Фольксваген-1302».

Причина этого заключается в том, что такая подвеска занимает малый объем по ширине и допускает размещение просторного багажника над передним мостом. На рис. 3.5.23 показана подвеска «Порше-911». Наличие малой нагрузки от передней оси и возможность использования жесткого подрессоривания позволили применить короткие торсионные валы и компактно разместить их с обеих сторон.

Корпус изображенного на рисунке несущего шарнира через консоль привернут к поперечному рычагу с широкой базой и имеет удлиненные отверстия для регулировки развала (см. рис. 3.1.16, б). Палец шарнира закреплен в амортизаторной стойке.

Рис. 3.5.23. Передняя подвеска автомобиля «Порше-911» с короткими, компактно размещеными торсионными валами



3.5.8. Подвески ведущих передних колес

Прошло немало времени, прежде чем подвеску Макферсон стали применять в передних мостах переднеприводных автомобилей. Это связано с тем, что для размещения полуоси требуется место под амортизаторной стойкой или рядом с ней. Наличие полуоси может вынудить конструктора пойти на уменьшение важного для направляющих функций расстояния l — о между поршнем амортизатора K и направляющей штоком C (см. рис. 3.5.7, 3.5.8), что приводит к увеличению сил, действующих на них, и к повышению трения.

Впервые подвеска Макферсон была применена в 1965 г. на автомобиле «Пежо-204», через год — на «Форд-12/15 МП6», в 1967 г. на «Ауди-НСУ Ро 80» (рис. 3.5.24) и в 1969 г. — на «Фиат-128». Настоящее широкое использование началось в начале 70-х годов. Почти все новые переднеприводные автомобили в Европе оснашают такой подвеской, часть из них — со смешенными пружинами (см. рис. 3.5.9), а другую часть со смешенным к колесу нижним направляющим шарниром (см. рис. 3.5.4 и 4.9.7) в ФРГ; последнее потребовалось для получения отрицательного плеча обкатки. На рис. 3.5.25 (передняя подвеска автомобиля «Пежо-104» выпуска 1972 г.) можно рассмотреть конструктивные подробности. Поворотный кулак 21 неподвижно соединен с корпусом амортизаторной стойки. В нем установлен двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник 3 (см. рис. 3.1.49 и 3.1.58). Внутреннее кольцо этого подшипника установлено на ступице 2; уплотнение с обеих сторон осуществляется радиальными манжетами (см. рис. 3.1.46). В целях

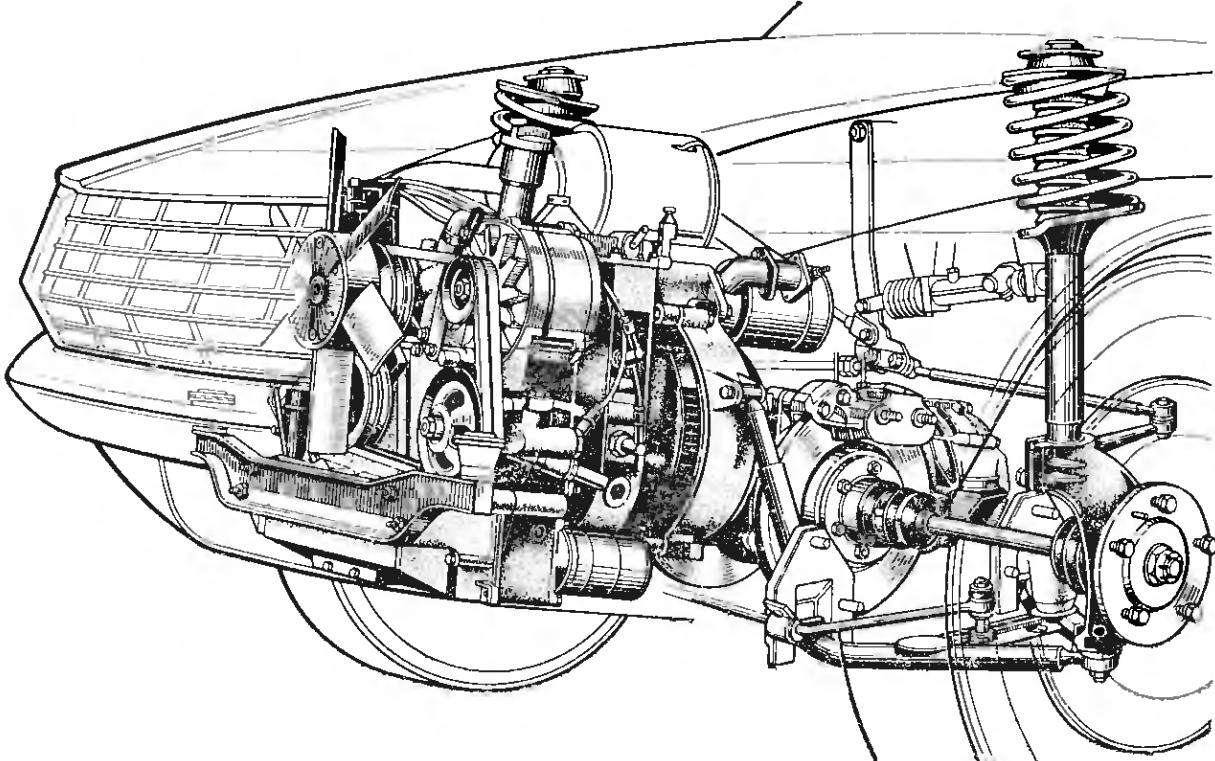


Рис. 3.5.24. Передняя подвеска автомобиля «Ауди-НСУ Ро 80» имеет пружины, смещенные к колесу, нижнее клеммовое крепление амортизаторных стоек; дисковые тормоза расположены на главной передаче. Реечный рулевой механизм может поворачиваться в своей опоре, перемещение от него (как и от усилителя) передается на центральный рычаг. Ввиду малой программы выпуска автомобиля нижние рычаги выполнены сварными из труб

обеспечения шумоизоляции крепление амортизаторной стойки к брызговику крыла выполнено с помощью двух резиновых колец 12, установленных во вкладышах 9, 10, 11. При повороте рулевого колеса шток 14 вращается в направляющей 17, а поршень 20 — в рабочем цилиндре 19. Нижняя чашка 5 пружины скользит по тефлоновой шайбе 4, которая, в свою очередь, опирается на кольцо Г-образного сечения, закрепленное на корпусе стойки. Верхний конец пружины 7 опирается на резиновую прокладку 8. На нижней чаше 5 установлен мягко включающийся в работу буфер сжатия 18, а гидравлический буфер отбоя — в амортизаторе. Защита верхней части штока осуществляется гофрированным чехлом 15, надетым на колпачок 16.

На рис. 3.5.16 показана передняя подвеска мод. «Гольф» и «Сирокко» фирмы «Фольксваген» в которой, очевидно, из экономических соображений рулевые тяги привернуты к концам рейки рулевого механизма, хотя при этом длина рулевых тяг получается недостаточной для подвески Макферсон, т. е. приходится считаться с изменением схождения при ходе сжатия и отбоя колес (см. рис. 4.6.18). В противоположность этому в передней подвеске аналогичной конструкции автомобилей «Ауди-80» и «Фольксваген-пассат» (см. рис. 3.5.4), а также на мод. «Ауди-50» и «Фольксваген-поло» рулевые тяги имеют центральное крепление (рис. 3.5.26), точно такое, как на автомобиле Ро-80, выпускавшемся до 1977 г. (см. рис. 3.5.24).

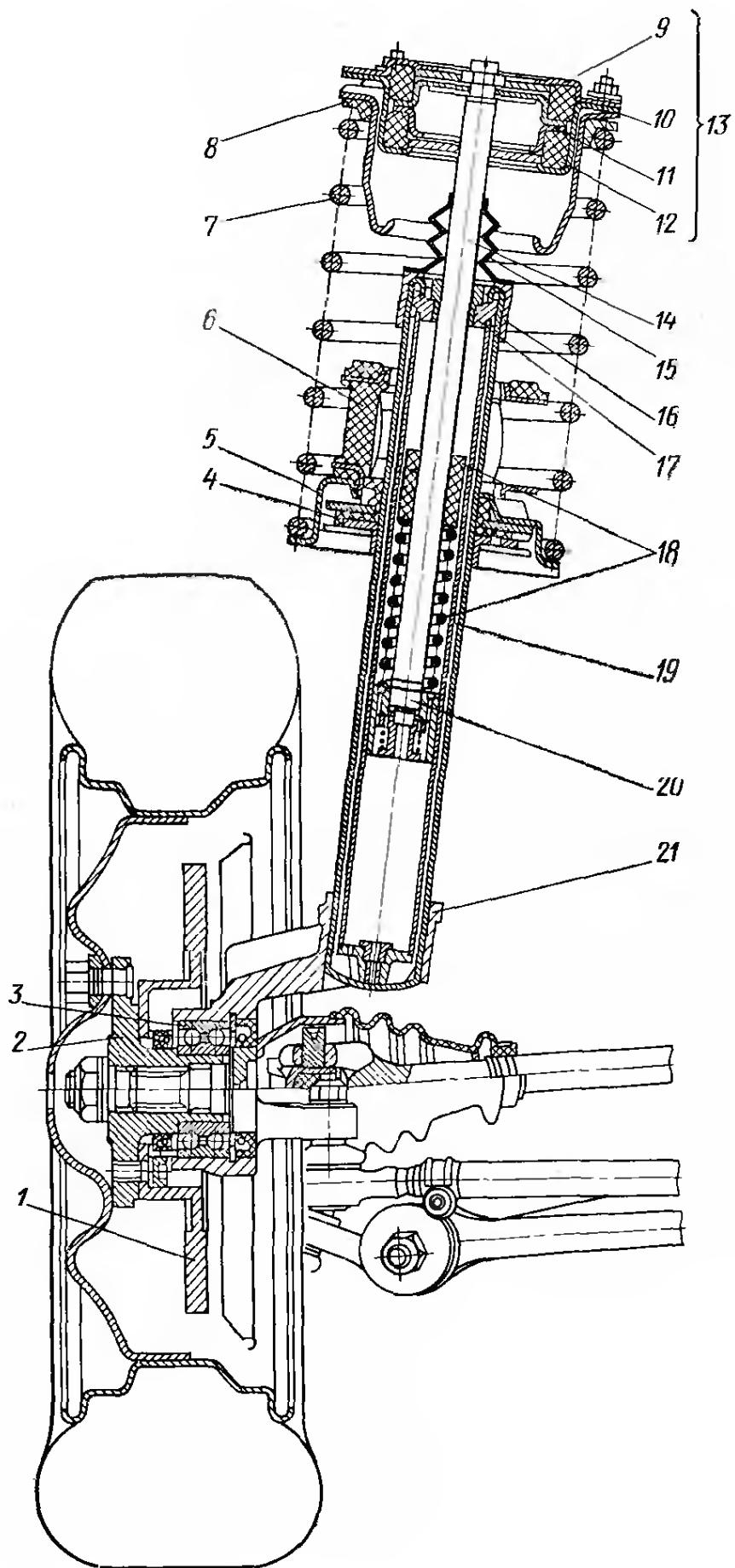


Рис. 3.5.25. Разрез передней подвески автомобилей «Пежо-104» (с 1978 г. также мод. 304) и «Ситроен ЛН». Тормозной диск 1 привернут к ступице 2 с внутренней стороны, чтобы получить большую поверхность прилегания для диска колеса

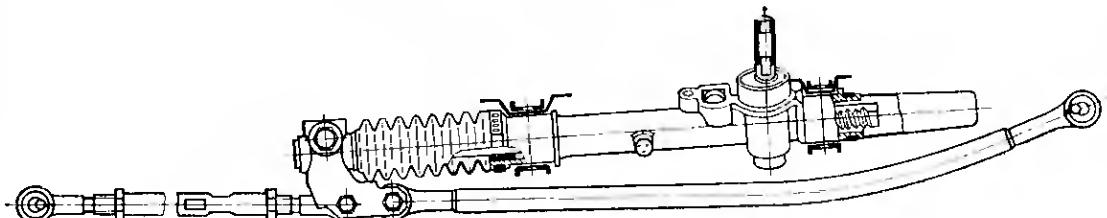


Рис. 3.5.26. Чтобы предотвратить изменение схождения при ходах сжатия и отбоя колес на подвеске Макферсон, требуется устанавливать длинные рулевые тяги. Они должны быть прикреплены к рейке посередине автомобиля, как на мод. «Ауди-50», «Фольксваген-поло», и «Дерби»

3.5.9. Подвески ведомых задних колес

Компактность конструкции является причиной того, что амортизаторные стойки находят все большее применение в задних подвесках переднеприводных автомобилей; кроме того, задний багажник может быть выполнен более просторным. Впервые такая подвеска была применена на автомобиле «Фиат-128» в 1969 г. (рис. 3.5.27), а затем на моделях меньшего класса «Аутобианчи А 112» (1970 г.) и «Фиат-127» (1971 г.). На этих трех моделях вертикальные силы передает поперечная рессора, подвешенная в двух точках, наружные концы которой опираются на нижние поперечные рычаги. Последние воспринимают вместе с амортизаторными стойками боковые и продольные силы. Эта конструкция является технически совершенной и экономически выгодной, так как рессора с двухточечным креплением одновременно заменяет и стабилизатор.

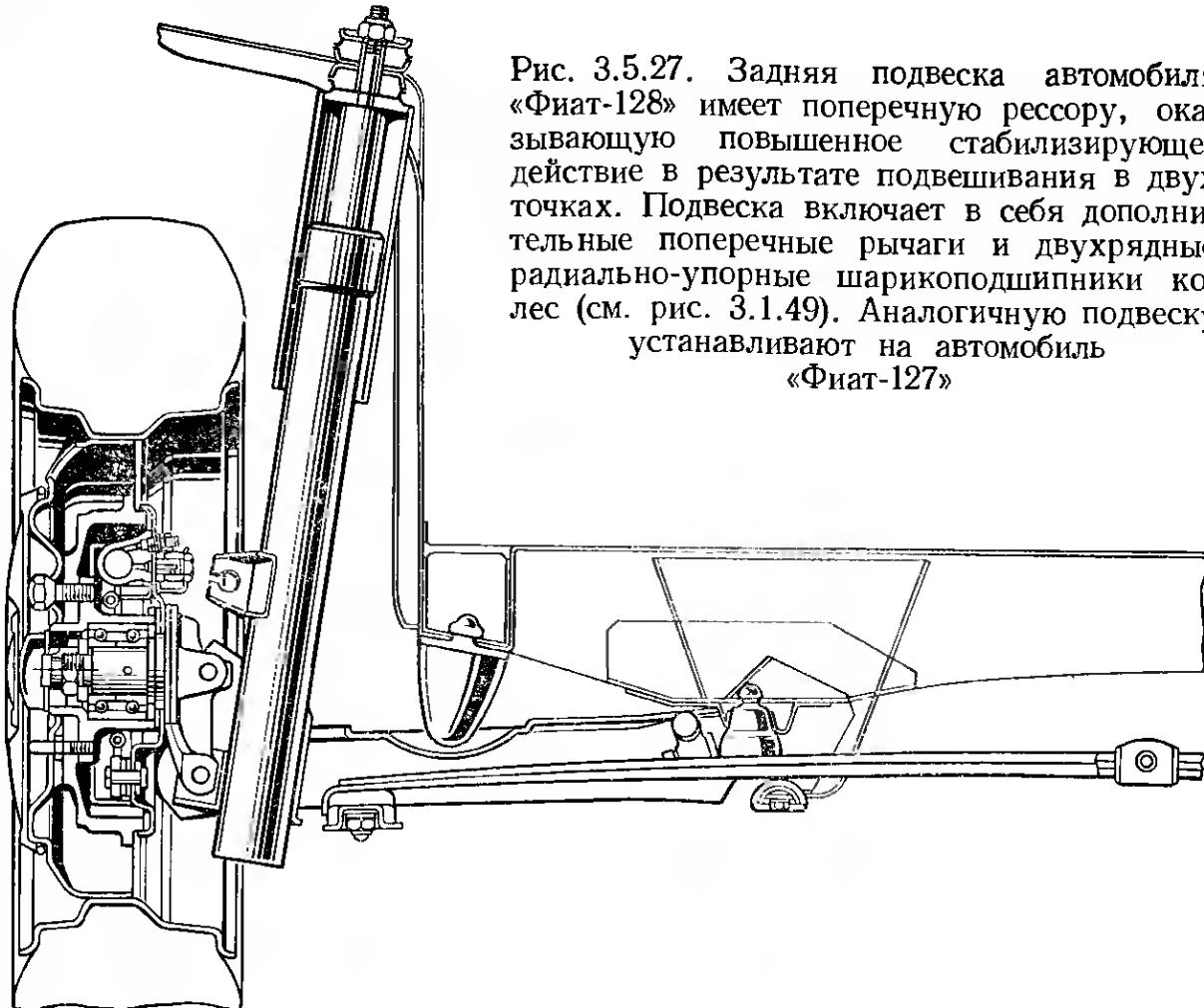


Рис. 3.5.27. Задняя подвеска автомобиля «Фиат-128» имеет поперечную рессору, оказывающую повышенное стабилизирующее действие в результате подвешивания в двух точках. Подвеска включает в себя дополнительные поперечные рычаги и двухрядные радиально-упорные шарикоподшипники колес (см. рис. 3.1.49). Аналогичную подвеску устанавливают на автомобиль «Фиат-127»

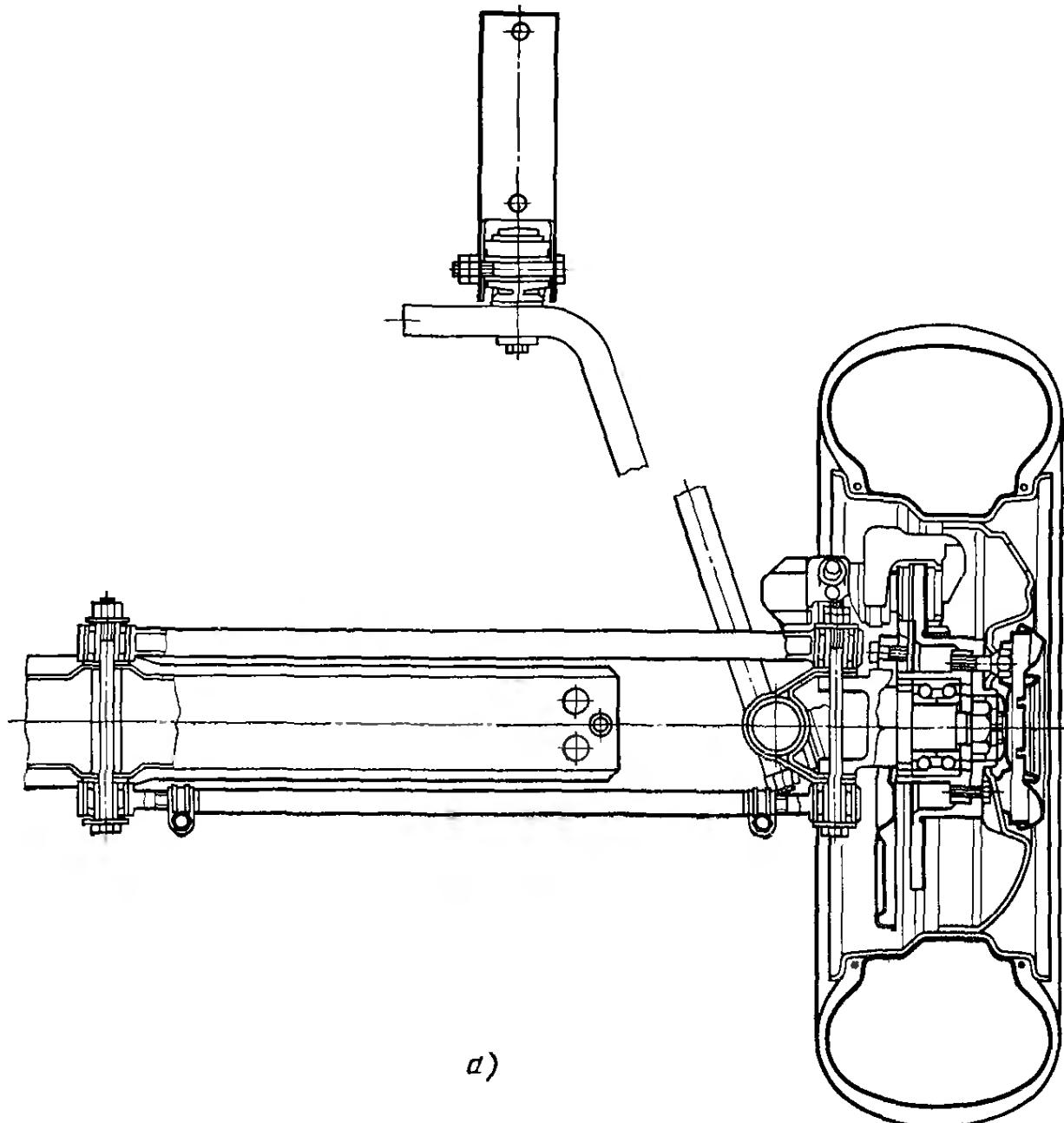


Рис. 3.5.28, а. Вид сверху на заднюю подвеску автомобиля «Лянчия-бета», в которой нижними направляющими элементами служат две поперечные тяги и плечо стабилизатора. В качестве подшипников колес использованы двухрядные шариковые радиально-упорные подшипники (см. рис. 3.1.49)

Возможность поворота штока в направляющей и поршня в цилиндре (преимущество, получаемое при использовании стойки Макферсон в передней подвеске) обирачивается недостатком в задней подвеске. Независимо от вызываемых дорожными неровностями боковых и продольных сил требуется прямолинейное положение задних колес, т. е. полное отсутствие изменения схождения или наличие только желаемого его изменения. Задачей конструктора является обеспечение точной кинематики цапфы колеса путем применения широкой опорной базы и жестких опор, не допускающих отклонений под действием момента, стремящегося повернуть колесо. На трех названных выше моделях фирмы ФИАТ эту задачу решили использованием поперечных рычагов, имеющих на внутренней и наружной сторонах по две точки опоры с небольшой базой; некоторой податливости избежать не удалось. На автомобиле «Бета-купе»

выпуска 1973 г. фирмы «Лянчия» направляющим элементом с каждой стороны являются две поперечные тяги и дополнительно, в продольном направлении — плечо стабилизатора. Как показано на рис. 3.5.28, *а*, передняя поперечная тяга имеет постоянную длину, а длина задней регулируется для установки схождения. Цапфа и амортизаторная стойка соединены болтами (рис. 3.5.28, *б*), а упругим элементом является пружина, установленная соосно со стойкой, так же, как в задней подвеске аналогичной конструкции автомобиля «Хонда-цивик» (рис. 3.5.28, *в*), появившегося на европейском рынке в 1973 г. Трехпорочный поперечный рычаг и направленная вперед продольная тяга служат нижними направляющими элементами.

Аналогичный способ передачи боковых и продольных сил применен на мод. «Рено-30 ТС» (1975 г.) и «Рено-20 Л» (1976 г.) (рис. 3.5.29), только у них пружины 3 (рис. 3.5.30) опущены и установлены на длинные поперечные рычаги 4 в результате использо-

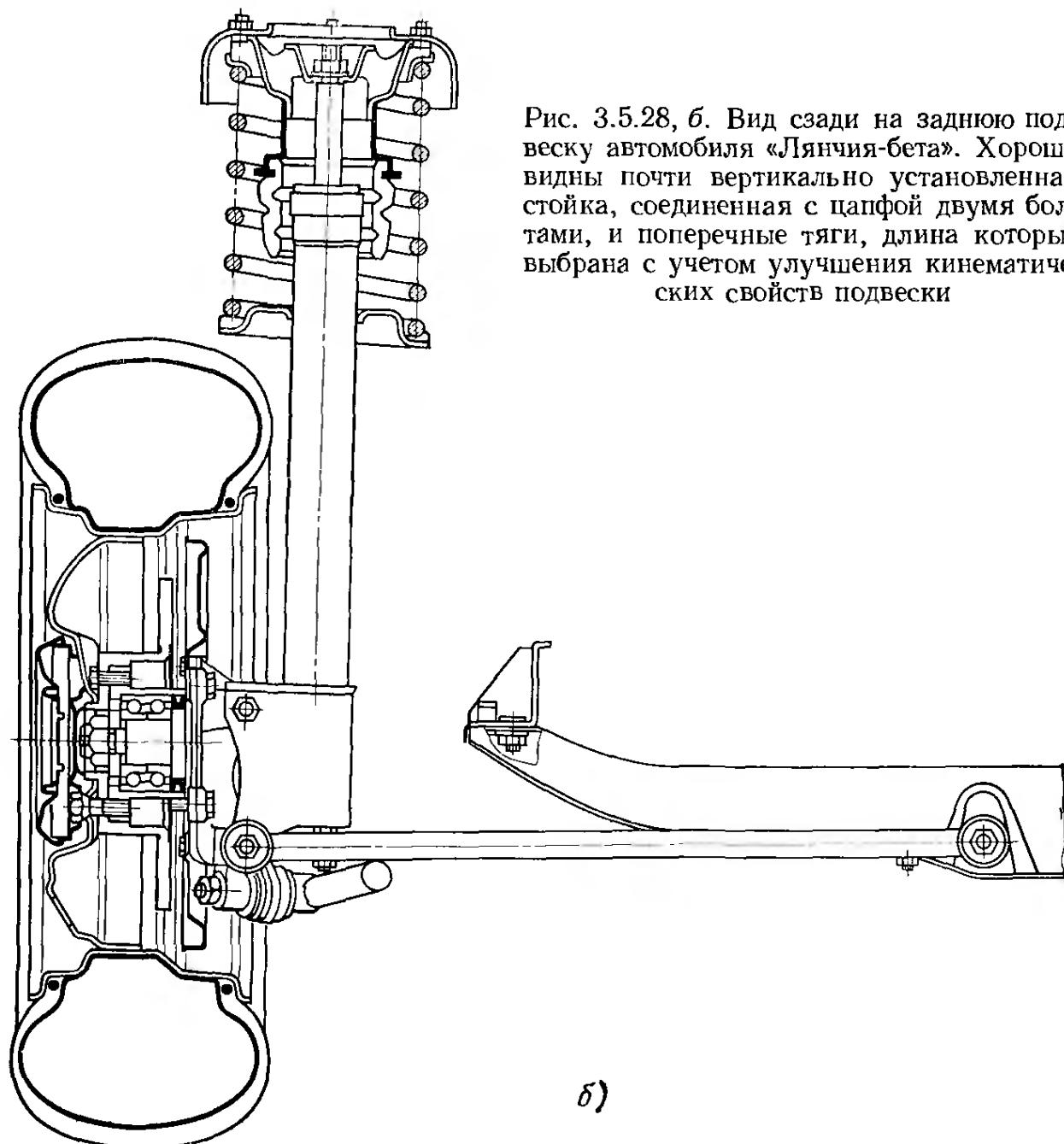


Рис. 3.5.28, *б*. Вид сзади на заднюю подвеску автомобиля «Лянчия-бета». Хорошо видны почти вертикально установленная стойка, соединенная с цапфой двумя болтами, и поперечные тяги, длина которых выбрана с учетом улучшения кинематических свойств подвески

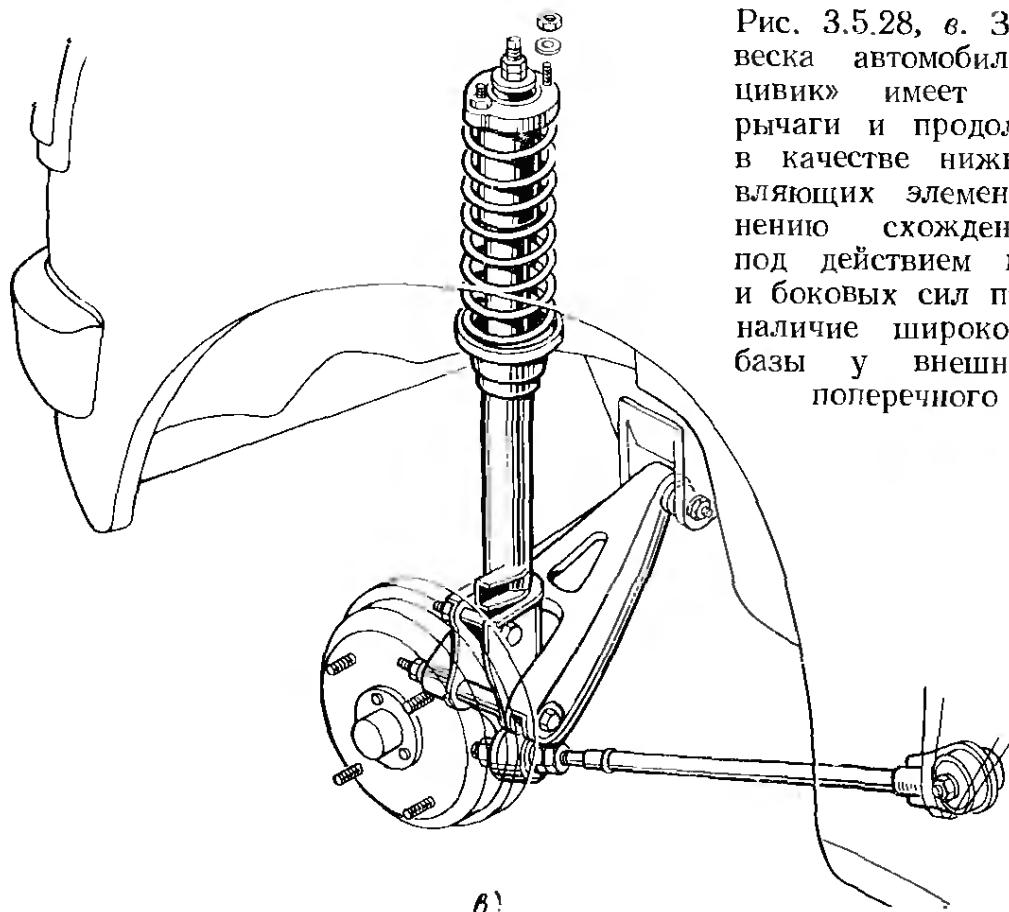


Рис. 3.5.28, в. Задняя подвеска автомобиля «Хонда-цивик» имеет поперечные рычаги и продольные тяги в качестве нижних направляющих элементов. Изменению схождения колес под действием продольных и боковых сил препятствует наличие широкой опорной базы у внешнего конца поперечного рычага

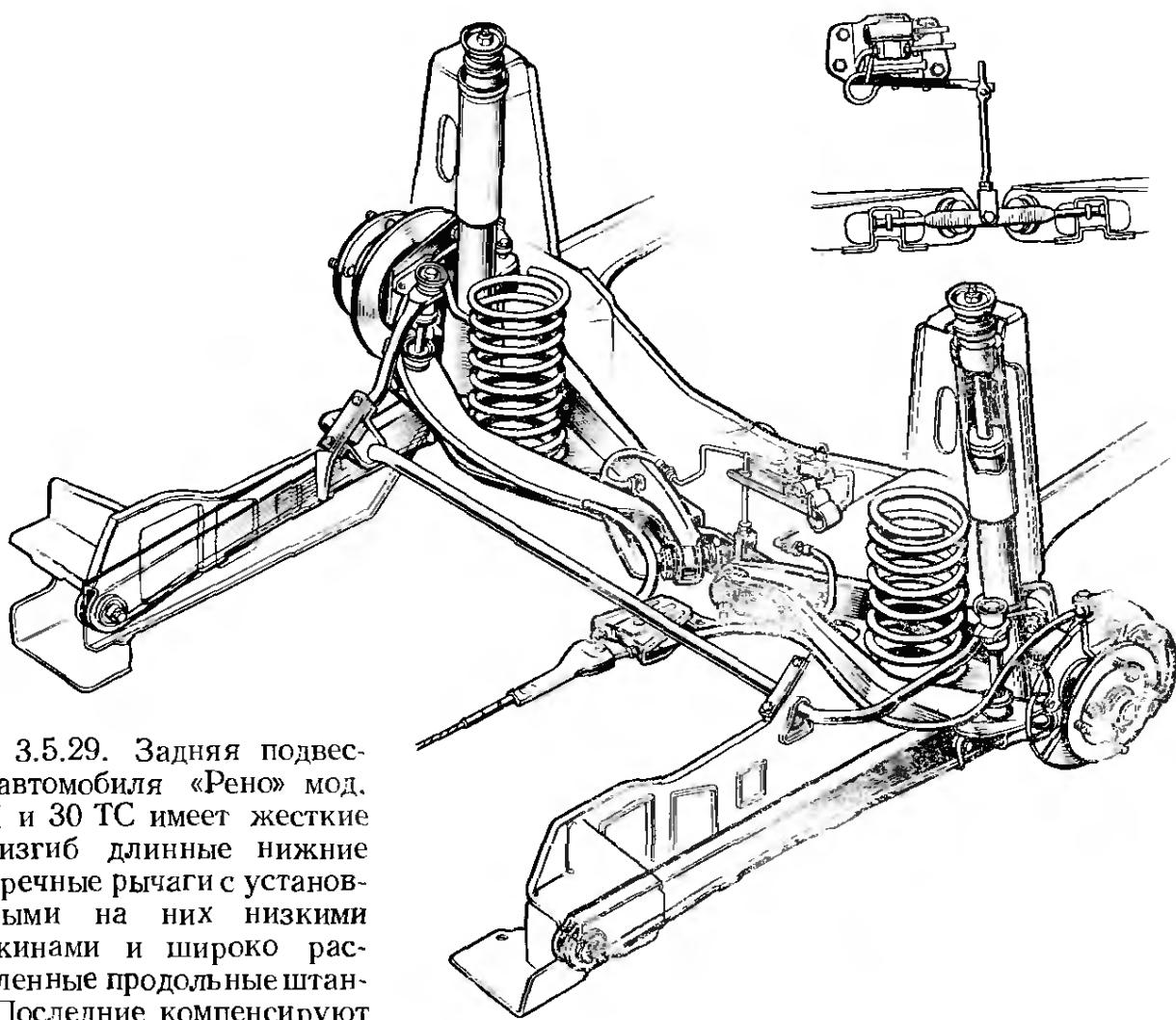
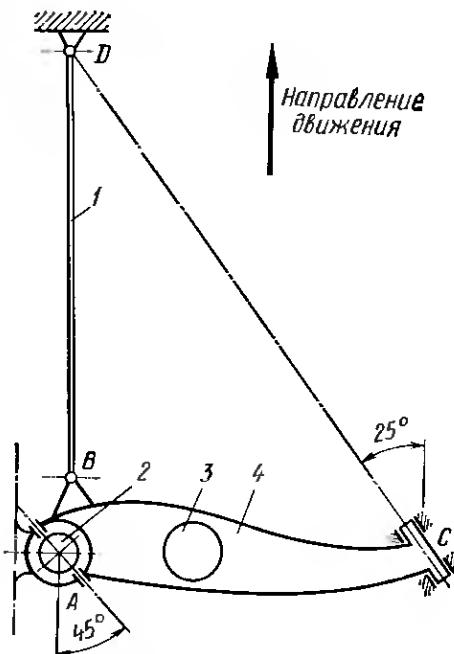


Рис. 3.5.29. Задняя подвеска автомобиля «Рено» мод. 20-Л и 30 ТС имеет жесткие на изгиб длинные нижние поперечные рычаги с установленными на них низкими пружинами и широко расположенные продольные штанги. Последние компенсируют жесткое качение радиальных шин со стальным кордом. Регулятор тормозных сил, управляемый обоими рычагами, показан в верхней части рисунка

Рис. 3.5.30. Схема задней подвески автомобилей «Рено-20/30 ТС»:

1 — продольная штанга; 2 — амортизаторная стойка;
3 — пружина; 4 — поперечный рычаг

вания такой конструкции эти автомобили с задней дверью имеют широкий багажник (см. рис. 1.1.4). В опорных точках *B* и *D* продольной штанги установлены резиновые элементы с определенной продольной податливостью для компенсации жесткого качения радиальных шин со стальным кордом 175 HR14 (см. рис. 3.1.11). Амортизаторная стойка 2 смешена к колесу и двумя сайлент-блоками (ось которых повернута на 45° в плане) соединена в точке *A* с поперечным рычагом; ось внутренней опоры *C* этого рычага также повернута в плане.



3.5.10. Подвески ведущих задних колес

Фирма ФИАТ — единственная в Европе автомобильная фирма, применяющая амортизаторные стойки в направляющем аппарате задних ведущих колес: с 1970 до 1977 г. на мод. 130, с 1973 г. — на мод. X1/9 (см. рис. 1.8.20) и на полноприводном многоцелевом легковом автомобиле «Кампаниола» (см. рис. 1.1.14 и 1.8.9). На рис. 3.5.31 показана в разрезе задняя подвеска мод. 130. Амортизаторные стойки установлены почти без наклона и соединены с кулаком вертикально расположенными болтами. Моменты, создаваемые боковыми силами, действующими в точке контакта колеса с дорогой, совместно воспринимают амортизаторные стойки и полуоси 4 (рис. 3.5.32). Примененные карданные шарниры без осложнений переносят эти дополнительные нагрузки. Со стороны кузова моменты от боковых сил воспринимают верхние опоры стоек и элементы крепления главной передачи 6 и 1. Устойчивое прямолинейное движение (т. е. полное отсутствие изменения схождения или наличие только желаемого его изменения) обеспечивают расположенные в задней части поперечные тяги 5, с помощью которых можно отрегулировать схождение колес до предписываемой величины 6 ± 1 мм. Продольные силы (и вызываемые ими моменты) воспринимают амортизаторные стойки и два косых рычага 2, на которые опираются пружины. На передних концах этих рычагов закреплен стабилизатор, а примерно на середине рычагов — регулятор 3 тормозных сил. Опорой рычагов и удлинителя картера главной передачи служит поперечина 1, которая совместно с задней поперечиной 6 воспринимает момент, возникающий от тяговых сил.

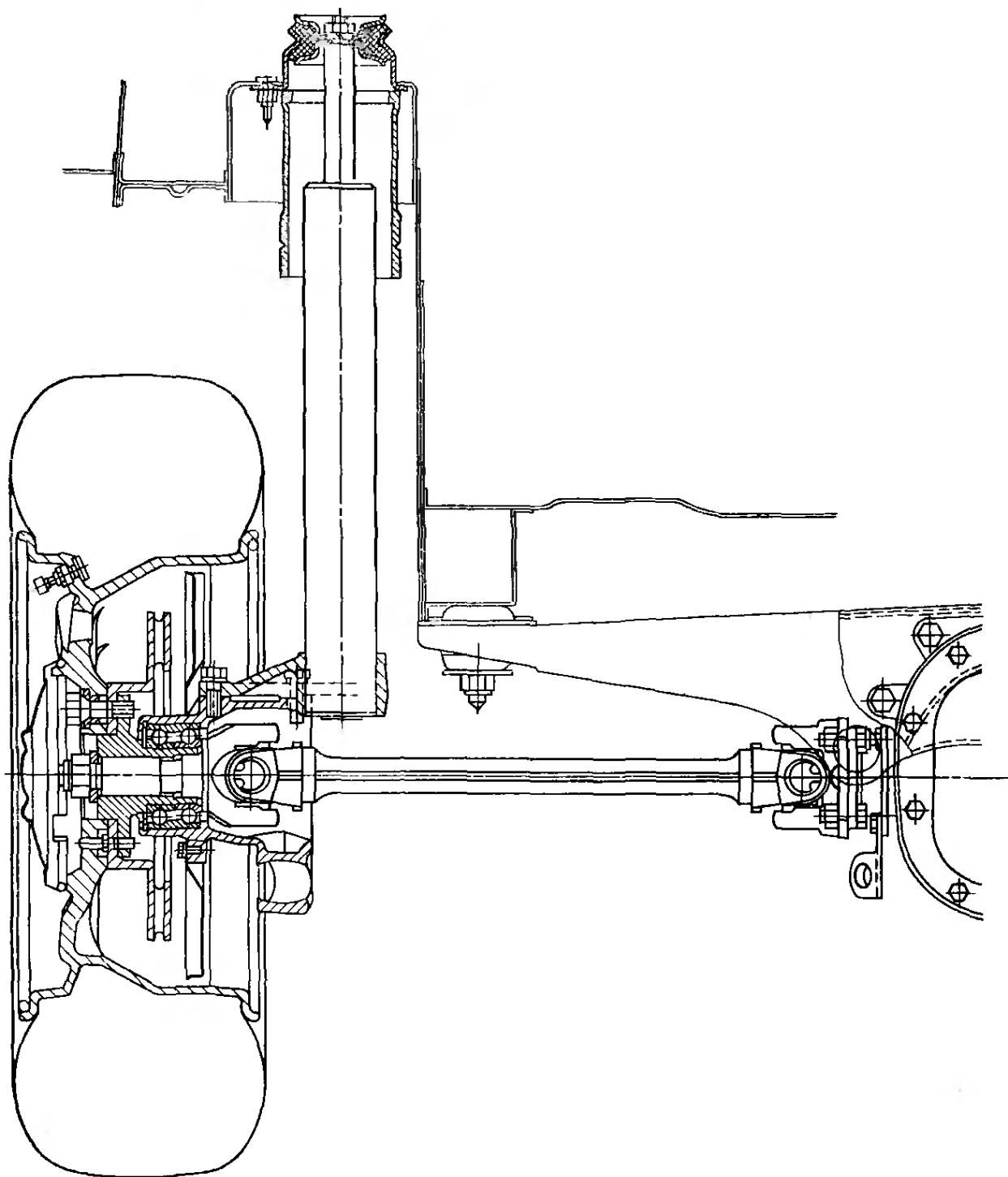


Рис. 3.5.31. Вид сзади на заднюю подвеску автомобиля «Фиат-130», у которого имеются двухрядные радиально-упорные шарикоподшипники в колесах, вентилируемые тормозные диски и колеса из легкого сплава; полуоси служат одновременно нижними поперечными рычагами в подвеске. Главная передача, воспринимающая моменты тяговых сил и боковые силы, установлена на поперечине имеющей широкую опорную базу

Задняя подвеска автомобиля «Фиат-130» относительно дорогостоящая, однако обеспечивает точную кинематику колес и малые неподрессоренные массы; поэтому в модернизированной форме подвеску применяют с 1976 г. на автомобиле «Абарт-131 ралли». Только в этом случае пружины устанавливают на амортизаторных стойках (см. рис. 3.5.28, б).

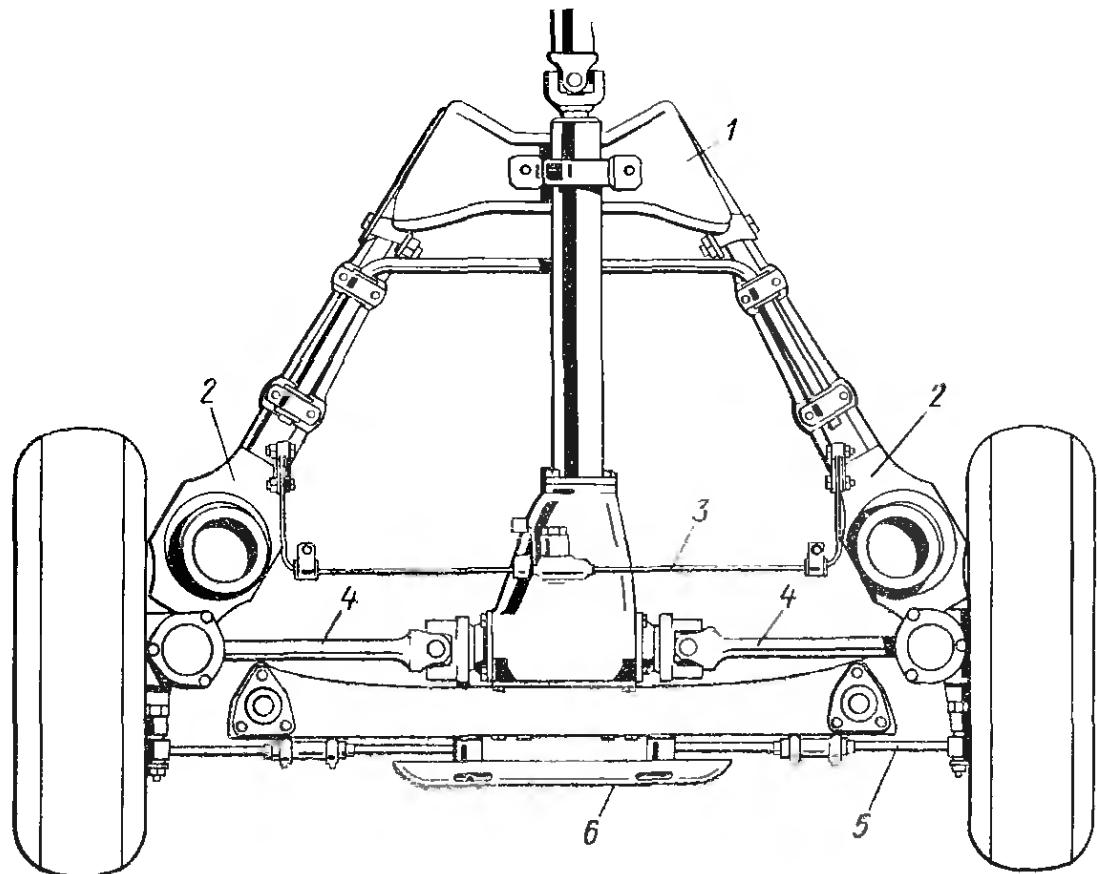


Рис. 3.5.32. Вид сверху на заднюю подвеску автомобиля «Фиат-130» позволяет рассмотреть конструктивные подробности

3.6. ПОДВЕСКА НА ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ РЫЧАГАХ

Эта подвеска в основном представляет собой подвеску Макферсон, в которой, однако, для разгрузки крыла кузова верхние опорные силы воспринимает продольный рычаг, установленный на относительно жестком щите передка (рис. 3.6.1). Большое расстояние между несущим и направляющим шарнирами обуславливает возникновение малых усилий; путем наклона оси верхнего рычага в поперечном направлении можно влиять на изменение развала и колеи колес и на высоту центра крена (см. рис. 4.4.11, б). С помощью короткого верхнего рычага можно (как в передней подвеске автомобиля «Даймлер-бенц» семейства С (см. рис. 3.4.5) осуществить

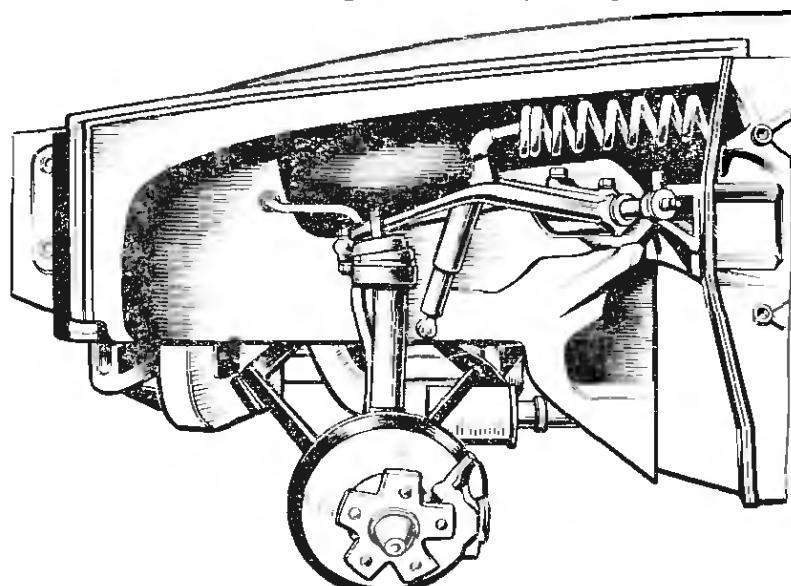


Рис. 3.6.1. Передняя подвеска автомобиля «Ровер 2200 ТС» с горизонтально расположеннымными пружинами, опирающимися на панель передней части кузова

прогрессивно изменяющуюся компенсацию продольного крена при торможении (см. рис. 4.11.20 и 4.11.23). Недостатком подвески является (как в подвеске на двойных поперечных рычагах) наличие большого числа шарниров и повышенные затраты. Подвеска на продольных и поперечных рычагах применялась с 1964 до 1976 г. на автомобилях «Ровер» мод. 2200 ТС и 3500V8 и с 1958 г. до 1967 г. на автомобилях «Гляс-700», S1004 и S1204. В последней модели простой торсионный вал, прикрепленный к продольным рычагам, служит стабилизатором.

3.7. ПОДВЕСКА НА ДВОЙНЫХ ПРОДОЛЬНЫХ РЫЧАГАХ

Эта подвеска, применяемая только фирмой «Фольксваген» для передних колес заднемоторных мод. 1200 и «Транспортер» (см. рис. 1.1.8 и 1.1.15), имеет с каждой стороны по два продольных рычага (рис. 3.7.1), передние концы которых установлены в поворотных опорах и соединены с торсионными валами, защемленными посередине, а задние концы соединены с поворотной цапфой. Две жесткие поперечные трубы образуют силовой скелет подвески. Будучи связанными одна с другой, эти трубы представляют собой не только очень простую поперечину подвески, но и объединяют последнюю в рациональный агрегат, включающий в себя еще амортизаторы, рулевой механизм и опору маятникового рычага рулевого привода. Такая подвеска занимает перед осью малый объем, что является преимуществом для автомобиля «Транспортер», но обирается

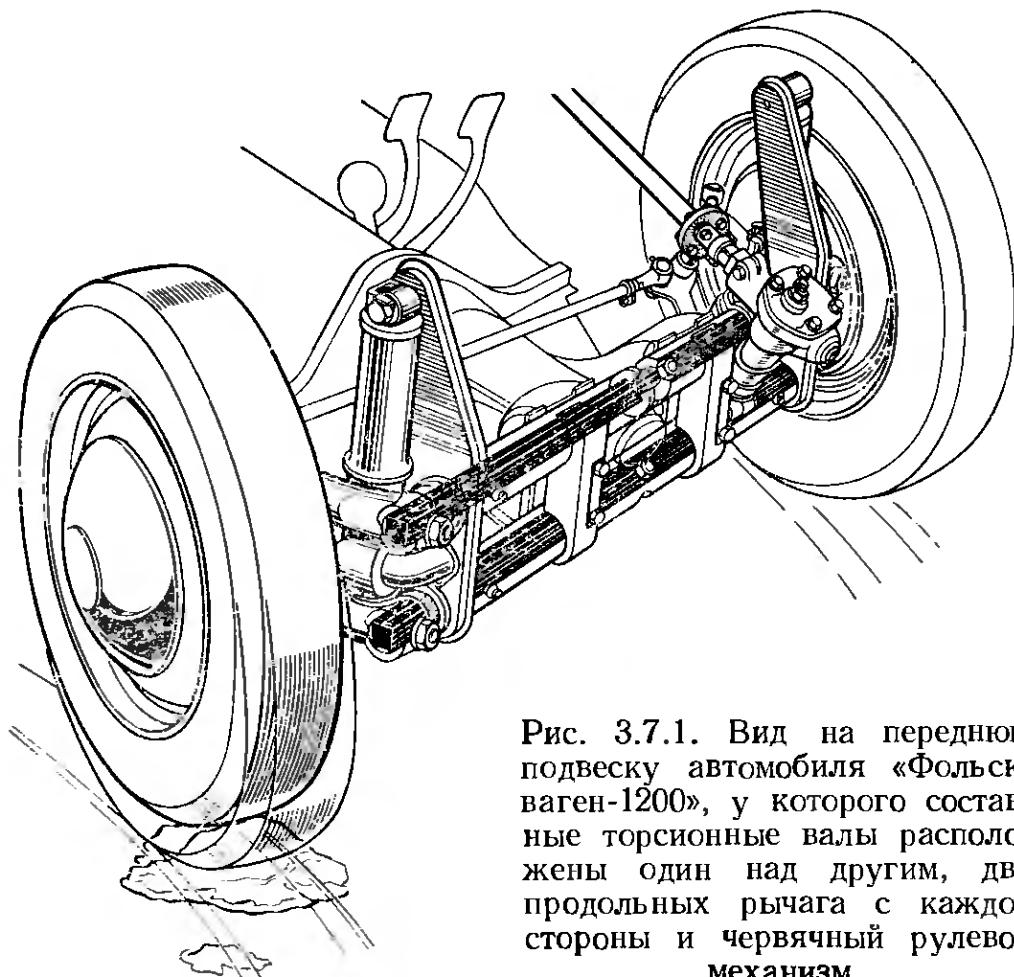


Рис. 3.7.1. Вид на переднюю подвеску автомобиля «Фольксваген-1200», у которого составные торсионные валы расположены один над другим, два продольных рычага с каждой стороны и червячный рулевой механизм

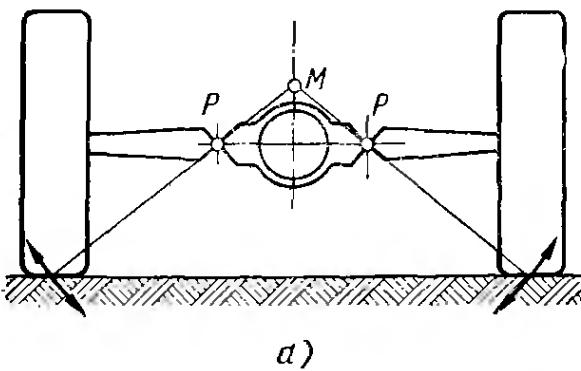
недостатком для легкового автомобиля: небольшой передний багажник становится еще меньше (см. рис. 1.8.15). К этому надо добавить, что продольные рычаги нагружаются вертикальными и боковыми силами на изгиб и кручение и для получения достаточной жесткости должны изготавляться методом объемной штамповки. Как правило, этот метод изготовления более дорогостоящий, чем обычно применяемая для изготовления поперечных рычагов листовая штамповка,

3.8. ПОДВЕСКА С КАЧАЮЩИМИСЯ ПОЛУОСЯМИ

Из применяемых независимых задних подвесок двухшарнирная подвеска с качающимися полуосями (рис. 3.8.1, а) является, пожалуй, самой старой. Благодаря возможности удобного крепления с обеих сторон главной передачи эта подвеска уже в 30-е гг. применялась фирмой «Даймлер-бенц» в серийном производстве легковых автомобилей как классической компоновки, так и заднемоторной. В связи с наличием высоких кузовов у автомобилей в то время был желателен высокий центр крена кузова, чтобы иметь малое плечо крена, и, следовательно, и небольшой угол крена во время движения на повороте.

Однако автомобильная техника 30-х и 50-х годов отличается от сегодняшней, для которой в задней подвеске заднемоторных автомобилей требуется более низкое расположение центра крена, чем в передней подвеске (см. разд. 4.4). На двухшарнирной подвеске с качающимися полуосями это условие невыполнимо, к тому же подвеска вызывает значительное изменение колеи, что ухудшает устойчивость движения автомобиля (рис. 3.8.1, б). По изложенным причинам этот простой и экономичный тип подвески ведущих колес применяют лишь на нескольких заднемоторных легковых автомобилях (см. рис. 1.8.15).

В такой подвеске с каждой стороны автомобиля установлено по одному поперечному рычагу, имеющему поворотную опору вблизи оси автомобиля. В случае использования подвески для ведомых колес точки поворота правого и левого рычагов могут быть близко сдвинуты одна к другой и расположены низко. В результате полученной при этом большой длины рычагов удается получить изменение колеи, приемлемое для задних колес; для передних это изменение остается слишком большим (рис. 3.8.2). Когда колеса ведущие, центрально расположенная главная передача обуславливает необходимость большего расстояния между центрами поворота (рис. 3.8.3), в связи с чем центр крена M поднимается и возникает сравнительно большое изменение колеи, как видно на рис. 3.8.1, а и 3.8.1, б. К этому надо добавить, что во время движения на повороте кузов автомобиля отжимается наружной полуосью вверх, а колесо наклоняется в сторону положительного развала, вследствие чего возможность передачи шиной боковых сил снижается (рис. 3.8.4). Чем больше положительный разваль колес при прямолинейном движении и чем больше жесткость задней подвески автомобиля при разноименном ходе, тем раньше возникает этот эффект во время движения на повороте. След-

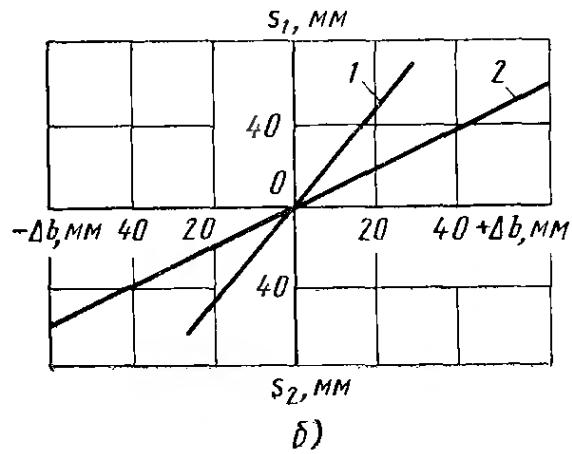


a)

Рис. 3.8.1, *a*. Двухшарнирная подвеска с качающимися полуосями, с центрами *P* поворота рычагов, расположенными рядом с главной передачей, и, вследствие этого, с высоко расположенным центром крея *M*. Длина полуосей и положение центра *P* определяют направление перемещения колес, т. е. величину изменения колеи и раз渲ала

ствием описанного явления может быть смещение задней части автомобиля к внешней стороне поворота, т. е. сильная избыточная поворачиваемость, а в критической ситуации и переворачивание автомобиля.

Для устранения этого недостатка фирма «Фольксваген» с середины 60-х годов устанавливает на автомобили «Кэфер» с двигателями рабочим объемом 1,3 и 1,6 л (без автоматической трансмиссии) попечно расположенный торсионный стержень (рис. 3.8.5). Этот компенсирующий упругий элемент является дестабилизатором задней подвески и соединяется с обоими поперечными рычагами вертикальными стойками, несущими буфера. При определенном ходе сжатия эти буфера упираются в кронштейны, соединенные с рычагами. Рычаги, расположенные на левом и правом концах стержня, направлены соответственно назад и вперед. В случае равностороннего хода сжатия эти рычаги отжимаются вверх и поворачиваются в противоположные стороны: компенсирующий упругий элемент действует как торсионный вал с центральным креплением и прогрессивно увеличивает общую жесткость подвески. Разноименный ход подвески во время движения на повороте приводит к тому, что один рычаг вынужден перемещаться вниз, а другой — вверх, при этом стержень только поворачивается в своих опорах, не совершая никакой работы. Таким образом, жесткость в случае разноименного хода получается меньше, чем при одностороннем (например, во время переезда через «поперечную волну» дорожного покрытия), следовательно этот торсионный вал, установленный в горизонтальной плоскости под небольшим углом к поперечной оси, оказывает действие, обратное стабилизатору, т. е. является дестабилизатором.



b)

Рис. 3.8.1, *b*. Двухшарнирная подвеска с качающимися полуосями автомобиля «Фольксваген-1200» имеет короткие поперечные рычаги с центрами качания *P*, расположенными примерно на высоте оси колес, вследствие чего происходит значительное изменение колеи. Одношарнирная подвеска автомобилей «Даймлер-бенц» имеет длинные поперечные рычаги с низким центром качания, расположенным посередине автомобиля, в результате происходит меньшее изменение колеи, почти не влияющее на устойчивость прямолинейного движения:

1 — автомобиль «Даймлер-бенц»; 2 — автомобиль «Фольксваген»

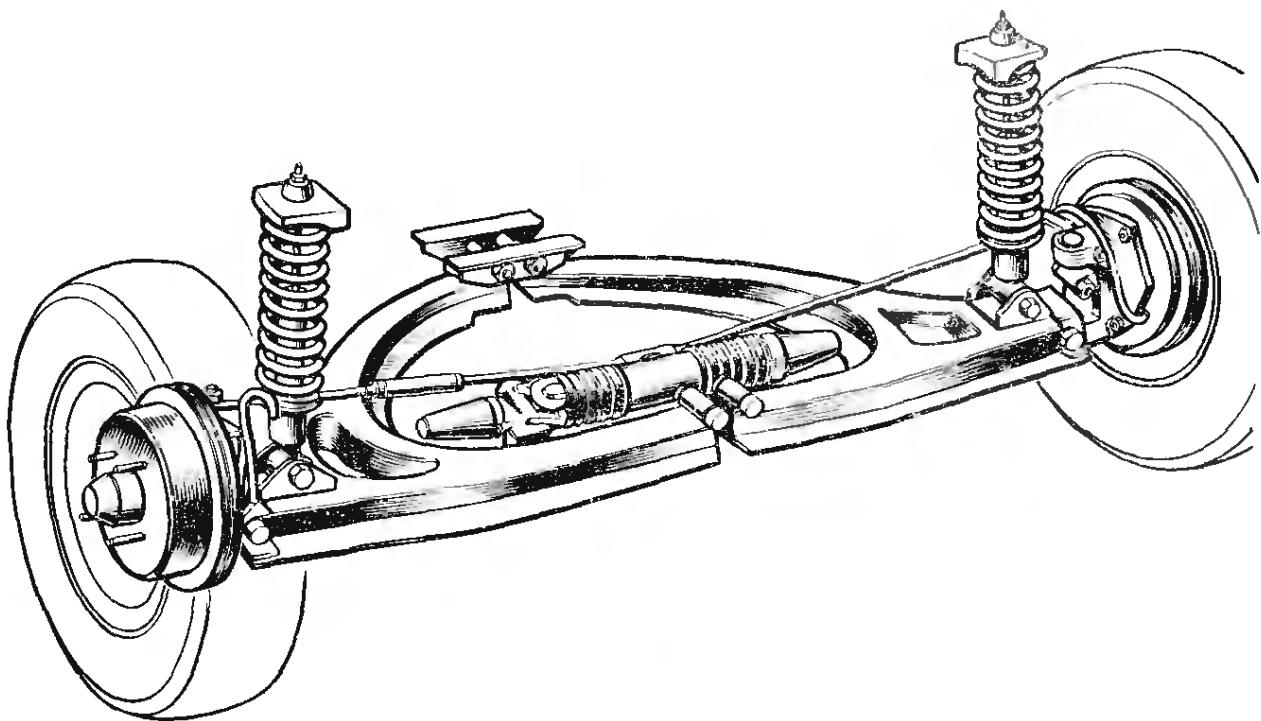


Рис. 3.8.2. Передняя подвеска автомобиля «Хилман имп» выпуска 1963 г. с близко сдвинутыми осями качения рычагов, широкой опорной базой и пружинами, скомбинированными с амортизаторами. Высота центра крена составляет 300 мм, что для передней подвески слишком много. Происходящее в связи с этим изменение колеи может ухудшить устойчивость прямолинейного движения и управляемость автомобиля

Ведущие полуоси на автомобилях «Фольксваген» установлены внутри трубчатых поперечных рычагов, в связи с чем требуется наличие только на наружных концах полуосей подшипников качения, способных воспринимать силы, действующие во всех направлениях. Внутренние концы полуосей через шарниры с сухарем

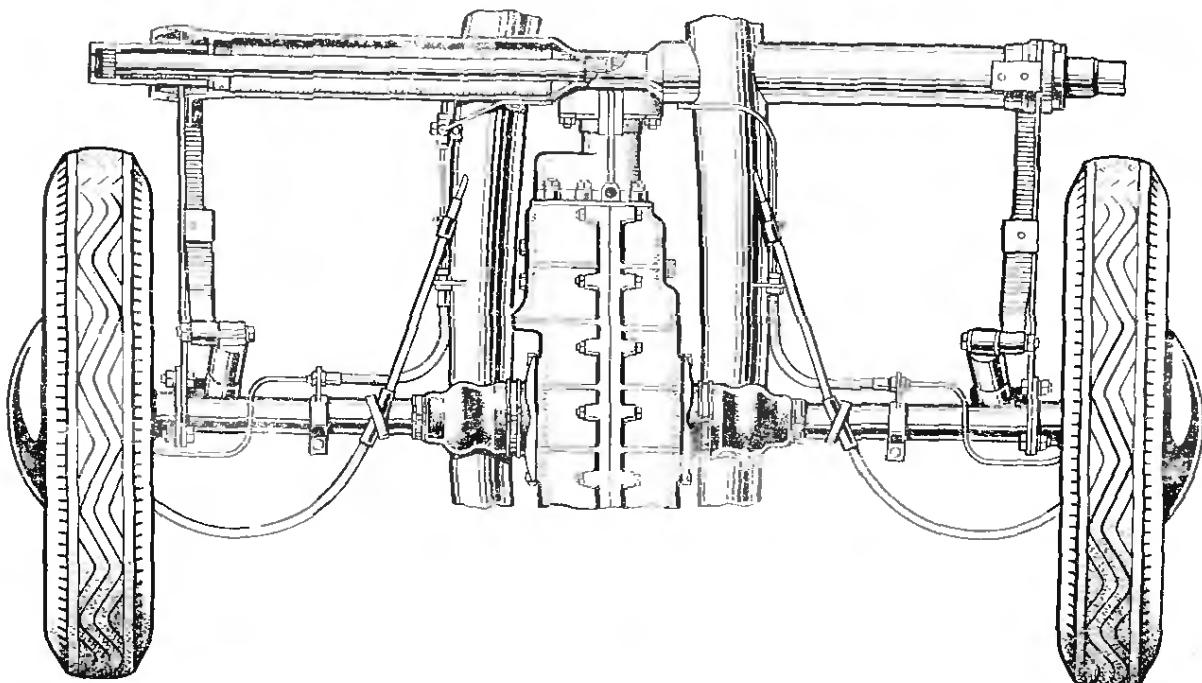


Рис. 3.8.3. Задняя подвеска автомобиля «Фольксваген-1200» с цилиндрическими торсионными валами, центрально закрепленными в трубчатой поперечине. Продольные и вертикальные силы передаются расположеными вблизи колес плоскими рычагами. Боковые силы передаются через оба кожуха полуосей на силовой агрегат и далее через его подвеску на кузов

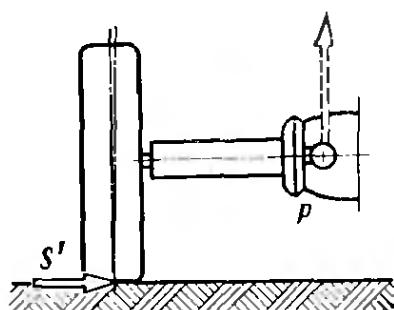


Рис. 3.8.4. При использовании двухшарнирной подвески с качающимися полуосями боковая сила F_{sua} отклоняет наружное относительно центра поворота колесо в сторону, соответствующую положительному развалу, что нежелательно, кроме того, это приводит к тому, что в точке P качания рычага кузов отжимается вверх

по возможности должны иметь одни и те же центры поворота, чтобы не происходило взаимного осевого перемещения указанных деталей при ходе колес.

Эта подвеска отличается не только простотой конструкции, но и простотой схемы передачи сил, возникающих в пятне контакта колеса с дорогой. Боковые силы передаются через поперечный рычаг на картер главной передачи и далее через подвеску двигателя на кузов. Вертикальные силы, идущие от продольных рычагов (выполненных из полосовой стали), передаются на трубчатую поперечину, показанную на рис. 3.8.3, и воспринимаются закрепленными в ней торсионными валами. Направленные вперед рычаги передают основную часть продольных сил и тормозные моменты. Ось качания рычагов направлена поперечно, в результате задняя часть автомобиля при торможении опускается вниз; иными словами, с обеих сторон автомобиля центры продольного крена O расположены вблизи

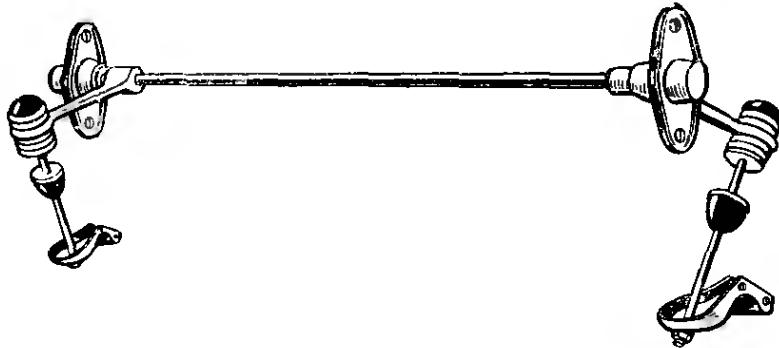


Рис. 3.8.5. На компенсирующем поперечно расположенному упругому элементе закреплены два рычага: левый направлен назад, а правый — вперед. Соединительные стойки между рычагами и кожухами полуосей снабжены резиновыми буферами, которые при определенном ходе сжатия включаются в работу и вызывают закручивание стержня

(осевые перемещения в них незначительны) опираются на картер редуктора (см. рис. 3.1.30 и 3.1.61). Внутренние шарниры полуосей и поперечные рычаги

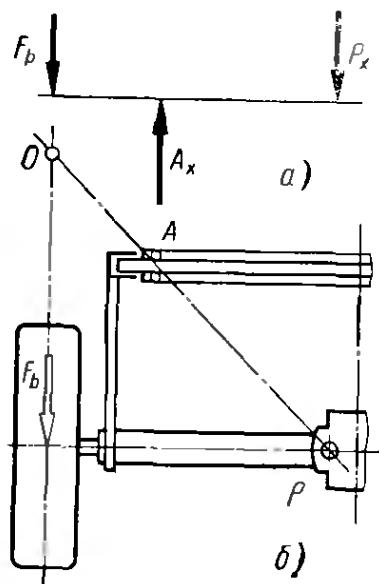


Рис. 3.8.6. В подвеске автомобиля «Фольксваген-1200» продольные силы воспринимаются (как показана в верхней части рисунка) опорой A продольного рычага шарниром, расположенным в центре качания P поперечного рычага. Чтобы найти центр продольного крена O , необходимо соединить обе указанные точки и полученный отрезок продолжить до пересечения с центральной плоскостью вращения колеса. Для наглядности опорная точка A показана на рисунке смещенной к середине автомобиля *:

a — схема действия сил; б — вид сверху

* В действительности точка A должна находиться в плоскости вращения продольного рычага. — Прим. ред.

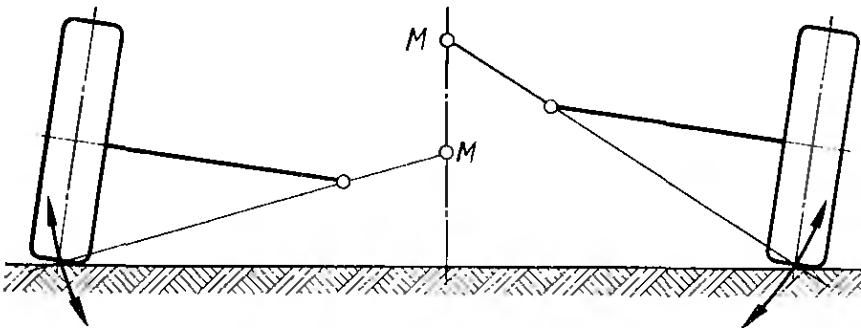


Рис. 3.8.7. Опускание центра качания рычага приводит к уменьшению изменению колеи, снижению высоты центра крена M и увеличению колеи. Уже при нагрузке, равной массе двух человек, получается отрицательный развал колес, что желательно, так как повышаются возможности для передачи шиной боковых сил, и нежелательно в связи с уменьшением хода сжатия

колес (рис. 3.8.6). Поскольку оси продольного и поперечного рычагов образуют угол 90° , то эта подвеска, по существу, является подвеской на косых рычагах. Траектория перемещения колеса определяется двумя дугами; центр одной представляет шарнир главной передачи P , а центр второй лежит на оси торсионного вала, которая проходит через точку A . Плоские продольные рычаги при ходе колес скручиваются, поэтому работают не только на изгиб, но и на кручение.

Чем длиннее поперечные рычаги и чем ниже расположены центры их поворота, тем меньше изменение колеи (рис. 3.8.7 и 3.8.1, б). Кроме того, длинные рычаги обусловливают более низкое положение центра крена, вследствие чего кузов во время движения на повороте больше не отжимается вверх и соответствующее колесо сохраняет свой развал. Учитывая это, фирма «Даймлер-бенц» перешла в 50-е годы на одношарнирную подвеску с качающимися полуосями (рис. 3.8.8) и применяла ее до 1972 г. на легковых автомобилях большого литража. Левый кожух полуоси жестко соединен с картером главной передачи, а правый имеет поворотную опору под картером, в средней плоскости автомобиля. Крепление картера глав-

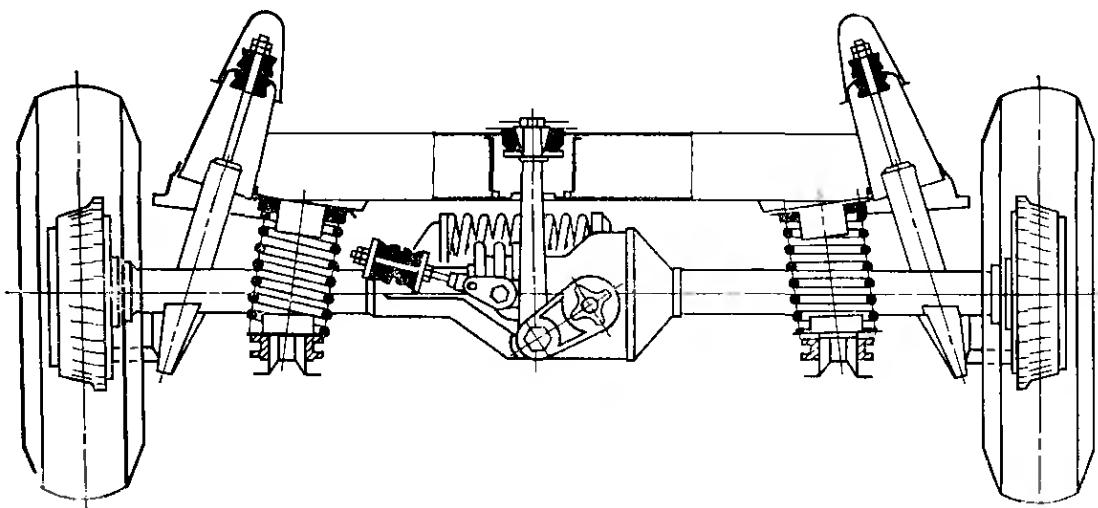


Рис. 3.8.8. Вид спереди на одношарнирную подвеску с качающимися полуосями автомобиля «Даймлер-бенц», у которого имеются барабанные тормоза и дестабилизирующая пружина, расположенная над главной передачей

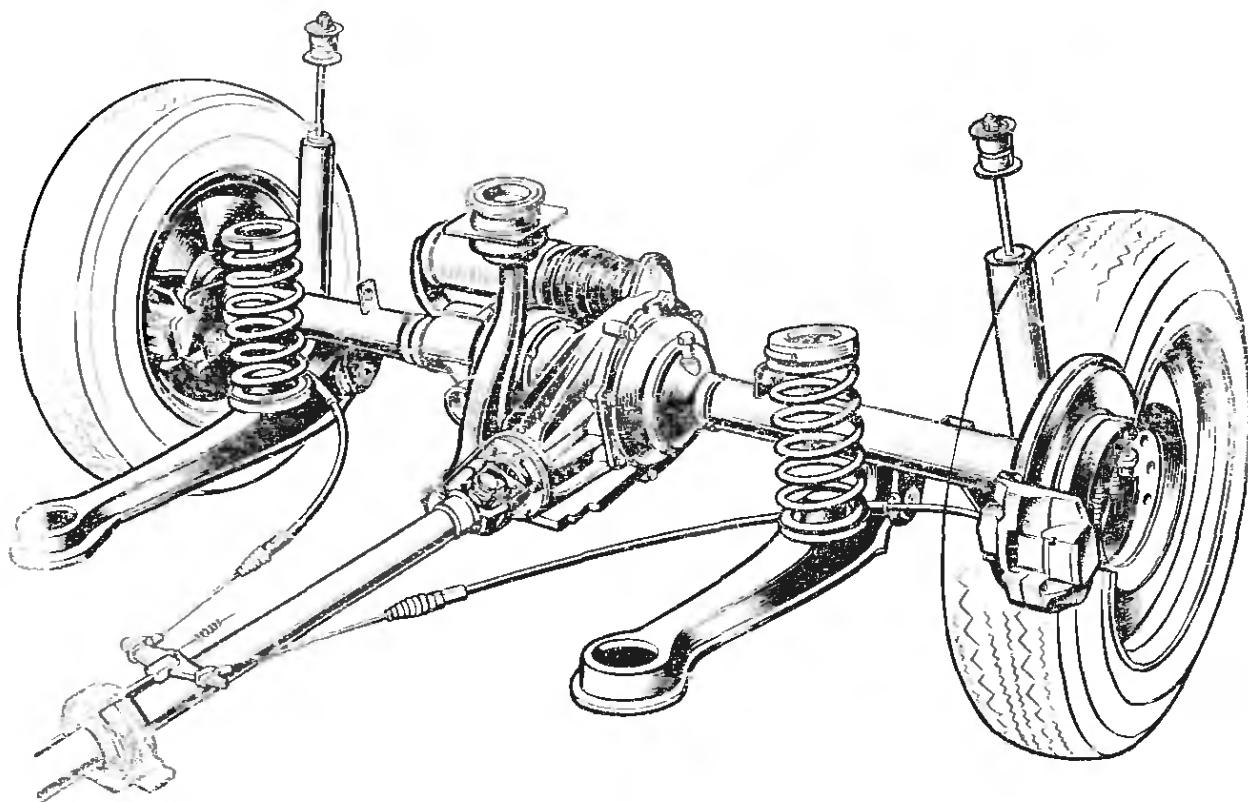


Рис. 3.8.9. Одношарнирная подвеска с качающимися полуосями автомобиля «Даймлер-бенц» имеет гидропневматический упругий элемент, расположенный над главной передачей, который одновременно выполняет функции регулятора уровня кузова

ной передачи на кузове допускает угловые перемещения относительно центральной и дополнительной боковой опор. Центральная опора воспринимает не только передаваемые от дороги боковые силы, но и часть продольных сил, возникающих на режимах торможения и разгона. Основная часть продольных сил передается направленными вперед рычагами (рис. 3.8.9); в этой подвеске требуется только один полуосевой шарнир. Он имеет осевую подвижность и его располагают с правой стороны главной передачи.

При равностороннем ходе подвески вертикальные силы передаются как двумя основными пружинами, установленными на рычагах, так и компенсирующей пружиной (или устройством для регулирования уровня кузова), расположенной посередине моста над картером. Во время движения на повороте под действием центробежных сил кузов наклоняется, поворачиваясь относительно точки, расположенной под картером главной передачи; при этом работают обе наружные пружины, а центральная остается в покое. Таким образом, при разноименном прогибе жесткость получается меньше, чем при равностороннем; центральная пружина (или соответственно, устройство для регулирования уровня кузова) действует как дестабилизатор (подобно показанному на рис. 3.8.5 торсионному стержню автомобиля «Фольксваген-кэфер»).

3.9. ПОДВЕСКА НА ПРОДОЛЬНЫХ РЫЧАГАХ

3.9.1. Конструктивные подробности

Эта подвеска имеет с каждой стороны один продольный рычаг, установленный на поперечине или кузове таким образом, что может поворачиваться. Этот рычаг должен воспринимать усилия, действующие во всех направлениях, т. е. подвергаться большим изгибающим и крутящим нагрузкам. К опорным элементам предъявляется требование наличия высокой жесткости в радиальном направлении, чтобы деформация, возникающая под действием вертикальных и боковых сил, была минимальной и не происходило изменения развала и схождения колес (рис. 3.9.1 и 3.9.2, см. рис. 3.0.1, 3.1.6, 3.1.11, в).

Подвеска на продольных рычагах сравнительно проста и ее часто применяют для задних колес переднеприводных автомобилей; подвеска имеет то преимущество, что при применении ее под кузовом, расположенный между рычагами, можно выполнить ровным и, кроме того, появляется возможность размещения топливного бака или запасного колеса. Если оси рычагов расположены горизонтально, то при ходах сжатия и отбоя колес не происходит изменения колеи, развала и схождения; лишь база незначительно уменьшается. Путем изменения длины рычагов можно влиять на нелинейность характеристики упругости, т. е. добиваться более оптимальных параметров колебаний при изменении нагрузки. Центры поворота рычагов O являются одновременно центрами продольного крена O , т. е. при торможении автомобиля задняя часть кузова притягивается вниз в этом месте (рис. 3.9.3, см. рис. 4.12.1 и 4.12.6).

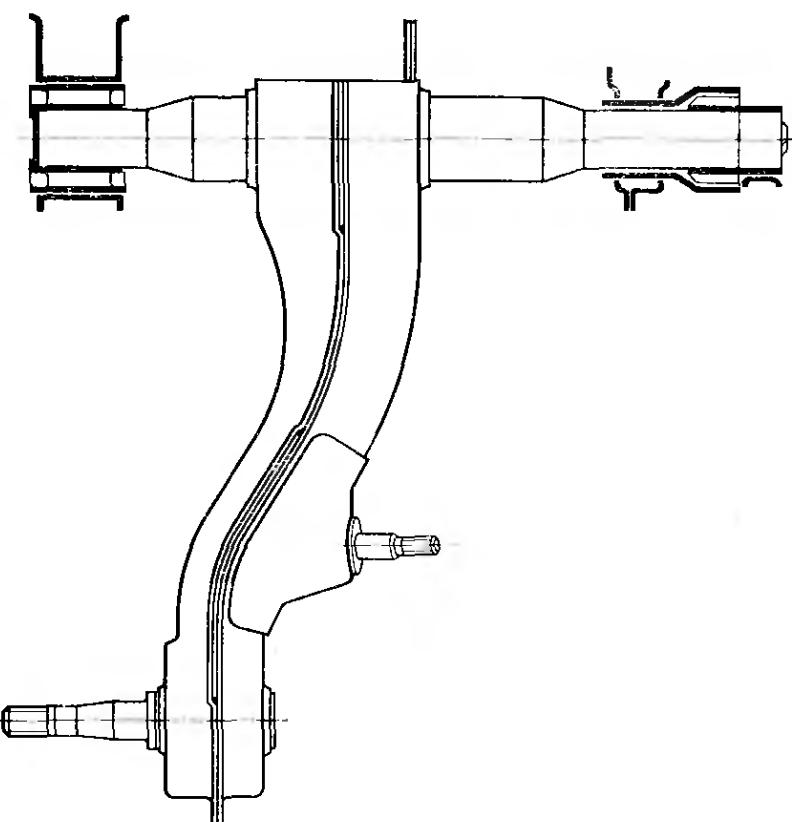


Рис. 3.9.1. Продольный рычаг автомобиля «Рено-5» имеет большую жесткость на кручение и изгиб, коробчатую конструкцию, изготовленную из двух штампованных половинок, сваренных вместе

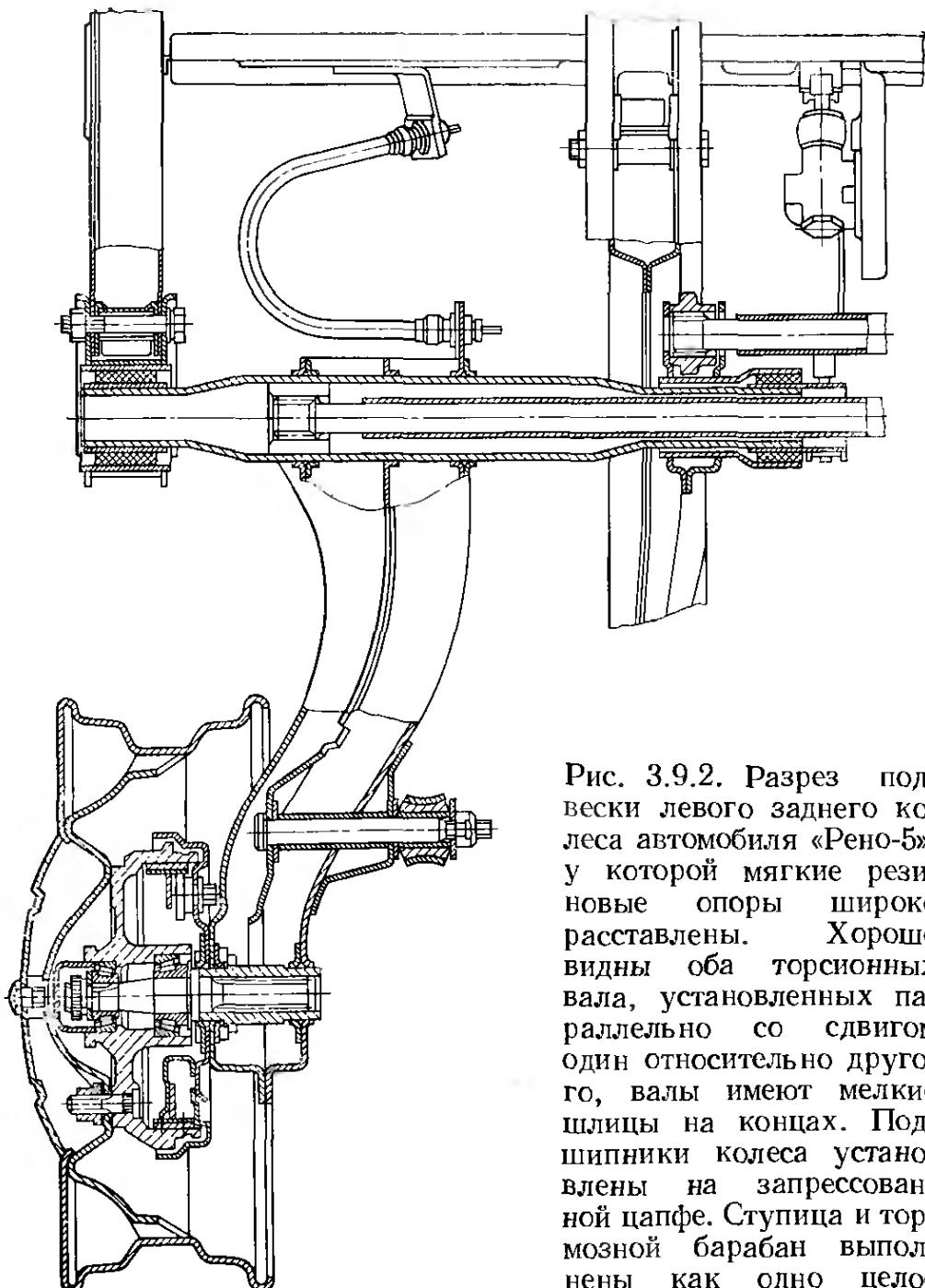


Рис. 3.9.2. Разрез подвески левого заднего колеса автомобиля «Рено-5», у которой мягкие резиновые опоры широко расставлены. Хорошо видны оба торсионных вала, установленных параллельно со сдвигом один относительно другого, валы имеют мелкие щели на концах. Подшипники колеса установлены на запрессованной цапфе. Ступица и тормозной барабан выполнены как одно целое

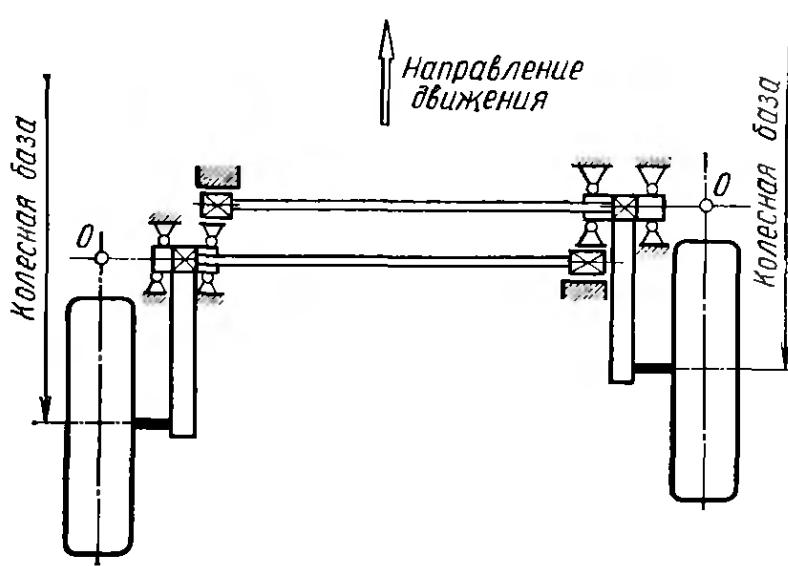


Рис. 3.9.3. Продолжение оси качания рычага до центральной плоскости вращения колеса определяет положение центра продольного крена O . Считаем, что в этой точке происходит притягивание задней части кузова вниз во время торможения. На рисунке изображена задняя подвеска, устанавливаемая на автомобилях «Рено» мод. 4, 5 и 6, в подвеске цилиндрические торсионные валы смешены по длине, что обуславливает наличие с левой стороны большей базы, чем с правой

Недостатком подвески является низкое расположение центра поперечного крена, лежащего на уровне плоскости дороги, кроме того, во время движения на повороте колеса вместе с кузовом наклоняются больше, чем при других конструкциях независимых подвесок, что снижает возможности шин в передаче боковых сил (см. рис. 3.3.1 и 4.4.13, а).

3.9.2. Торсионная подвеска

Требуемые для подпрессоривания торсионные валы с поперечным расположением очень компактны (рис. 3.9.4), кроме того, упругие моменты одинакового направления на левом и правом концах эффективно воспринимает основание кузова. Труднее разместить длинные стержни, которые требуются для обеспечения подвеске мягкости и больших ходов. Это касается автомобилей «Рено» мод. 4, 5, 6, 14 и 16, которые имеют минимальную жесткость $c_{2h} = 10,5 \text{ Н/мм}$ и максимальный ход $s_g = 287 \text{ мм}$. Фирма «Рено» располагает торсионные валы один за другим, что приводит к разной колесной базе слева и справа (см. табл. 1.2.3), это простое решение не влечет за собой никаких ухудшений. Для регулировки высоты автомобиля служат эксцентрики на концах торсионов, которые видны на фрагменте рис. 3.9.4. На этом рисунке и на рис. 3.9.2 показана задняя

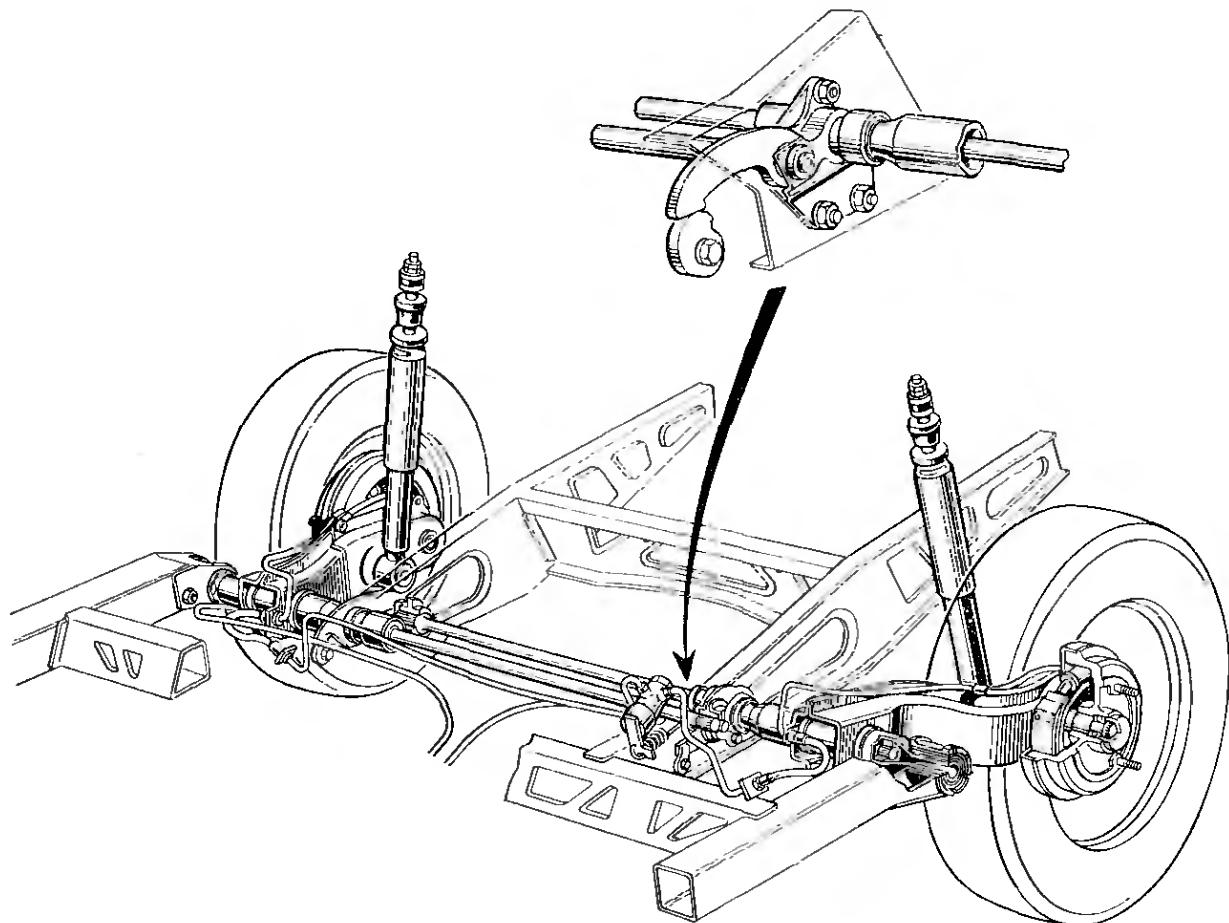


Рис. 3.9.4. Задняя подвеска автомобиля «Рено-5» с продольными рычагами коробчатого сечения. Амортизаторы, прикрепленные к этим рычагам с внутренней стороны, включают в себя буфера отбоя и сжатия. В верхней части рисунка в увеличенном виде показан механизм регулировки высоты кузова, которую изменяют путем проворота торсионного вала эксцентриком. Стрелка указывает расположение этого устройства в подвеске; рядом находится ограничитель тормозных сил, реагирующий на изменение нагрузки

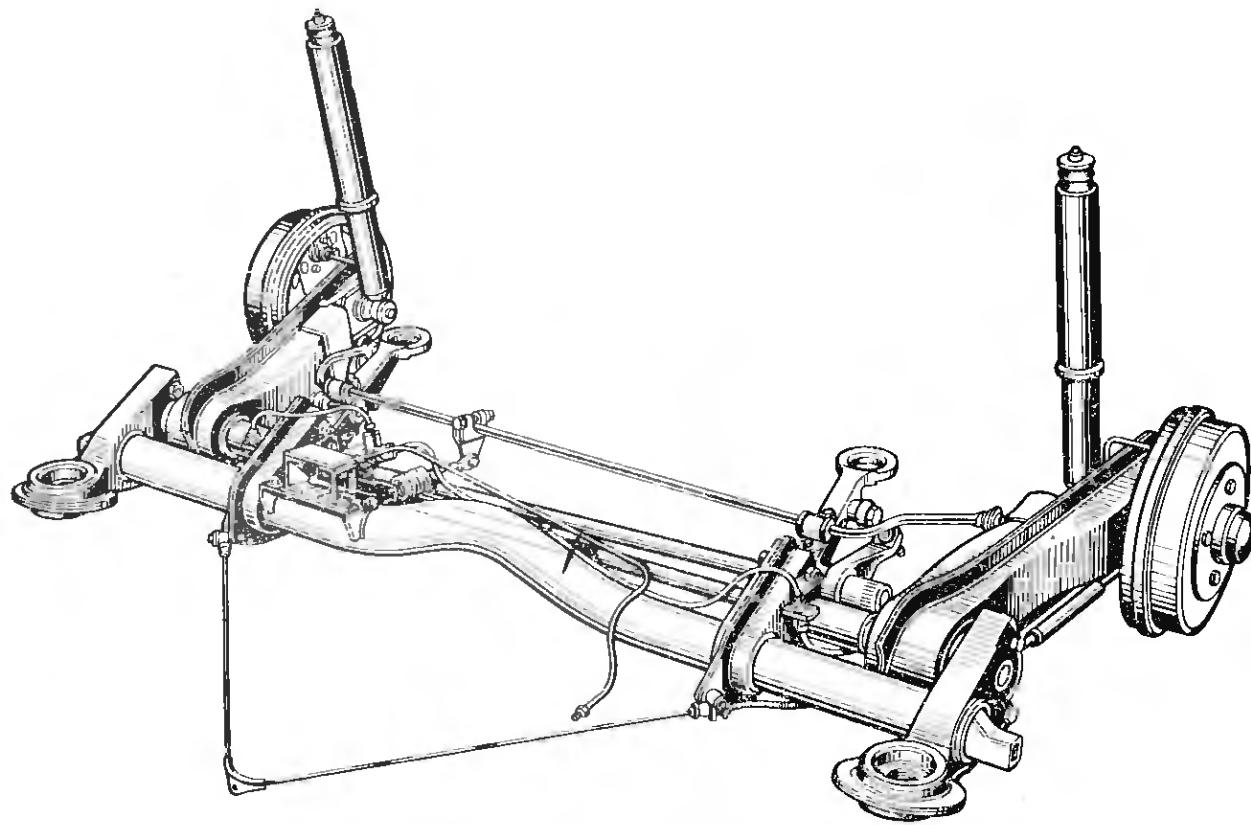


Рис. 3.9.5. Задняя подвеска автомобиля «Крайслер-симка» с перекрестным расположением торсионов, коробчатыми продольными рычагами, дополнительным стабилизатором и трубчатой поперечиной. Амортизаторы, удачно сдвинутые назад, являются ограничителями ходов сжатия и отбоя

подвеска автомобиля «Рено-5» (выпуска 1972 г.), аналогичная более старым моделям; жесткость подвески $c_{2i} = 12,9 \text{ Н/мм}$.

Другая французская фирма «Крайслер-симка», производящая легковые автомобили, выпустила в 1967 г. мод. 1100 с подвеской на продольных рычагах (рис. 3.9.5). В этой конструкции применено перекрестное расположение торсионных валов, чтобы получить одинаковую базу с обеих сторон и более высокое положение центра крена (см. рис. 4.4.13, б).

На легких грузовых автомобилях «Ситроен» мод. С 32 и С 35 применено последовательное расположение торсионных валов, как у автомобилей «Рено», но оба торсиона связаны между собой зубчатыми секторами посередине автомобиля. При равностороннем ходе подвески торсионные валы поворачиваются в противоположные стороны и секторы обкатываются один по другому; при разноименном ходе (во время движения на повороте) эта связь блокируется и торсионные валы могут работать только половиной своей длины, в результате чего жесткость подвески повышается примерно вдвое, что создает простую и выгодную возможность обойтись без стабилизатора *. Рычаг подвески, установленный в конических роликовых подшипниках, показан на рис. 3.1.7.

* Между секторами должна находиться промежуточная шестерня. — Прим. ред.

3.9.3. Пружинная подвеска

В 1965 г. после фирмы «Рено» французская автомобильная фирма «Пежо» оснастила переднеприводный автомобиль мод. 204 задней подвеской на продольных рычагах. Для этой модели рычаги изготавливались из легкого сплава, а амортизаторы с пружинами устанавливались перед осью колес. В результате дальнейшего развития этой первой конструкции появилась задняя подвеска мод. 104, выпущенной в 1972 г. (рис. 3.9.6), в которой рычаги сварены из двух половин, как показано на рис. 3.9.1. Вертикальные силы в подвеске воспринимают пружины, опирающиеся на резервуары широко разнесенных амортизаторов, эти несущие амортизаторы удачно расположены точно по оси 3 колеса. В результате этого удалось снизить нагрузку, действующую на широко разнесенные на этом автомобиле опорные элементы 4 и 2, и улучшить изоляцию кузова от дорожных шумов. Вместо поперечины подвески на мод. 104 имеется центральная опора 1 и две боковые. На рис. 3.9.7, а эта подвеска показана в разрезе. Хорошо видны штыревое крепление штока 9 в держателе 11, а также резиновая изоляция пружины 8 и защита верхней открытой части штока с помощью гофрированного чехла 10. Нижнее крепление амортизатора осуществляется болтом 12 на удлиненной внутрь цапфе 5 колеса. Наружном конце цапфы установлена на конических роликовых подшипниках ступица, выполненная как одно целое с тормозным барабаном 6. Буфер сжатия 13 смешен вперед, буфер отбоя находится в амортизаторе. Опоры 4 рычага имеют различную

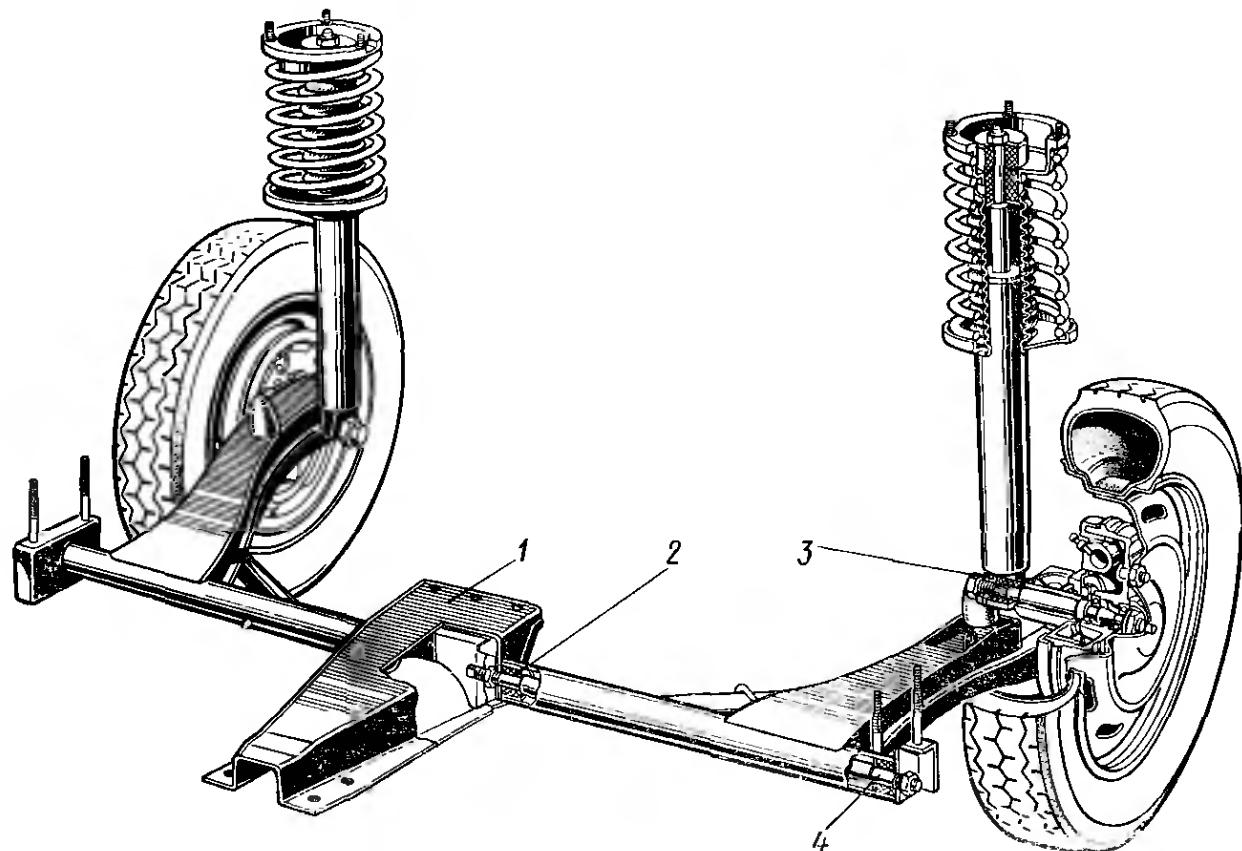


Рис. 3.9.6. Задняя подвеска автомобилей «Пежо-104» и «Ситроэн-ЛН» с коробчатыми продольными рычагами, имеющими широкую опорную базу, и амортизаторами, скомбинированными с пружинами и закрепленными на внутреннем конце цапфы

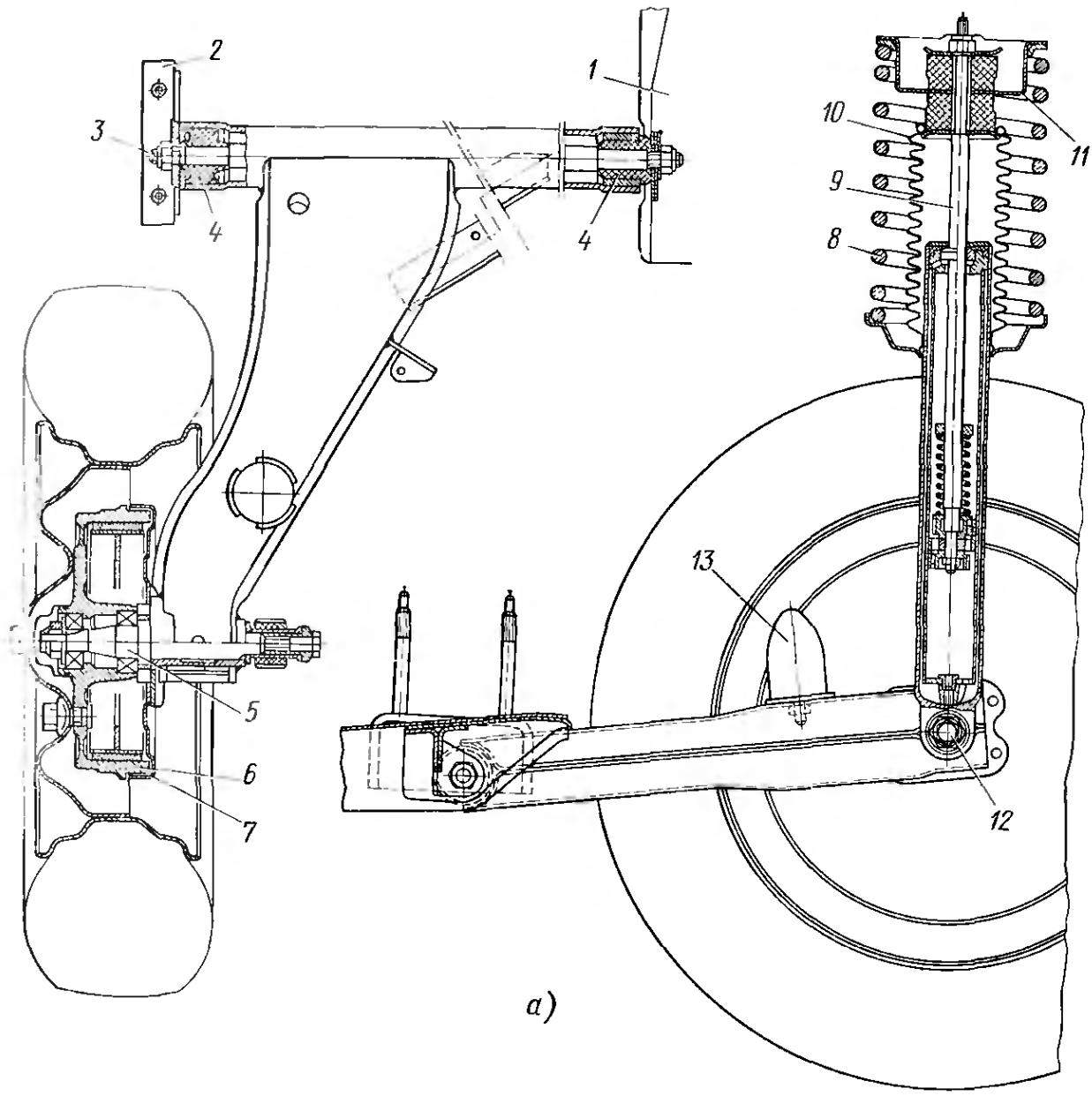


Рис. 3.9.7, а). Задняя подвеска автомобилей «Пежо-104» и «Ситроен-ЛН»

конструкцию и торцевые опорные плоскости для предотвращения смещения рычагов под действием сил в направлении оси рычага; крепление рычага к деталям 1 и 2 осуществляется сквозной шпилькой 3.

Вертикальная сила F_n (в контакте колеса с дорогой) и упругая сила F , приложенная к цапфе колеса, удалены на расстояние j одна от другой; образуемая ими пара сил воспринимается опорами 4. Несмотря на податливость, требуемую для компенсации жесткого качения радиальных шин, резиновые элементы опор выполнены сравнительно жесткими. Исследование изменения раз渲ала на автомобиле «Пежо-104» показало, что его отклонение от положения, соответствующего нагрузке равной массе двух человек по 68 кг каждый, составляет всего $+15'$ при ходе отбоя 80 мм и $-15'$ при таком же ходе сжатия (рис. 3.9.7, б). Дополнительно на рисунке показаны результаты, полученные при демонтированных пружинах.

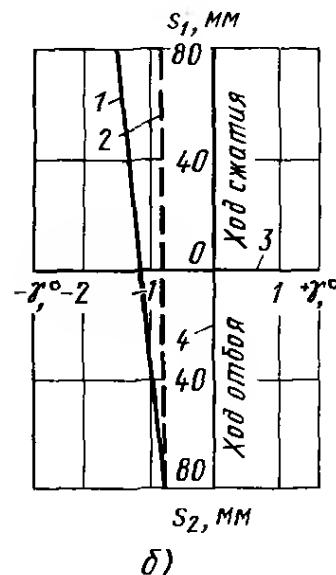
Пружины, размещенные сверху амортизаторов, уменьшают полезную внутреннюю ширину кузова; чтобы избежать этого, фирма

Рис. 3.9.7, б. Изменение развала задних колес автомобиля «Пежо-104», замеренное при наличии пружин в подвеске и без них. Завод-изготовитель для ненагруженного автомобиля предписывает развал $\gamma = 1^\circ \pm 30'$:

1 — при наличии пружин в подвеске; 2 — при отсутствии пружин в подвеске; 3 — нулевое положение, занимаемое при нагрузке, равной массе двух человек; 4 — положение, занимаемое при отсутствии нагрузки

«Симка» применила на мод. 1307 и 1308 выпуск 1975 г. нижнее расположение пружин перед осью (рис. 3.9.8). Увеличивающееся при этом отношение i_{xy} между перемещениями колеса и пружины хотя и вызывает появление дополнительных сил в опорах рычага на поперечине, но все-таки подвеска такой конструкции получается компактной по высоте. Аналогично устроена и задняя подвеска автомобиля «Оризон», выпущенного в 1978 г. фирмой «Крайслер-симка».

Упругие и демпфирующие элементы подвески не обязательно должны находиться между рычагом и брызговиком крыла; они могут быть расположены и горизонтально, тогда они будут передавать силы на основание кузова. Фирма «Ситроен» применяет конструкцию с таким решением уже более 20 лет в передней и задней подвесках небольших легковых автомобилей, а именно: с 1959 г. на 2 ЦВ (рис. 3.9.9), с 1961 г. на «Ами» и с 1967 г. на «Диане». Передние и задние продольные рычаги имеют опору на трубчатых поперечинах, включенных в основание кузова. Все четыре рычага двуплечие. Направленные вниз короткие плечи связаны с опорными



б)

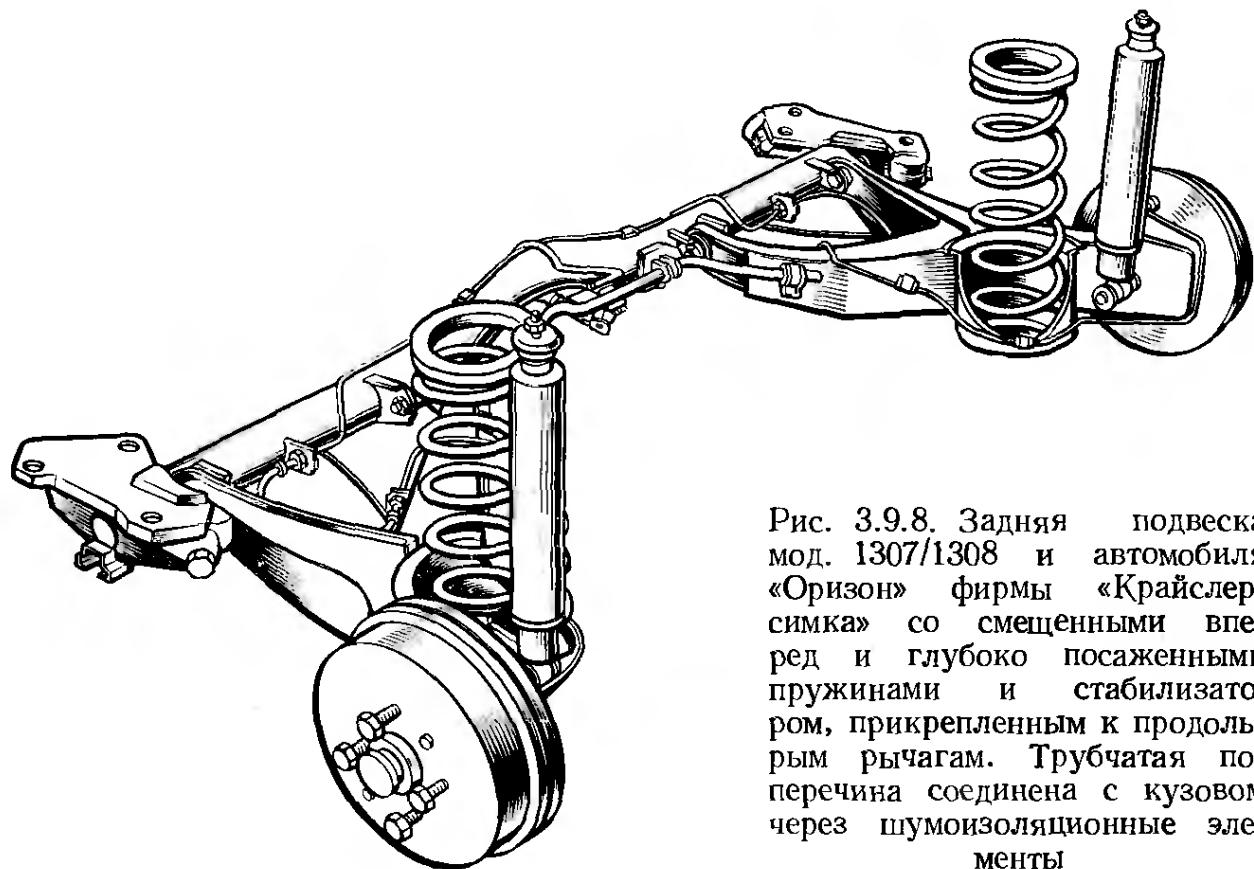


Рис. 3.9.8. Задняя подвеска мод. 1307/1308 и автомобиля «Оризон» фирмы «Крайслер-симка» со смещенными вперед и глубоко посаженными пружинами и стабилизатором, прикрепленным к продольным рычагам. Трубчатая поперечина соединена с кузовом через шумоизоляционные элементы

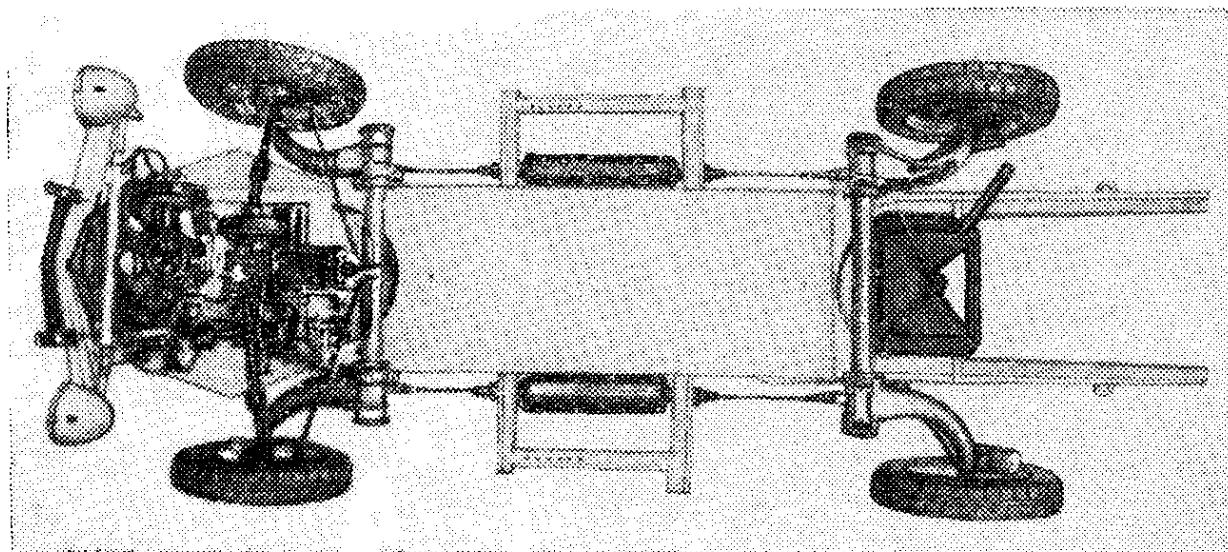
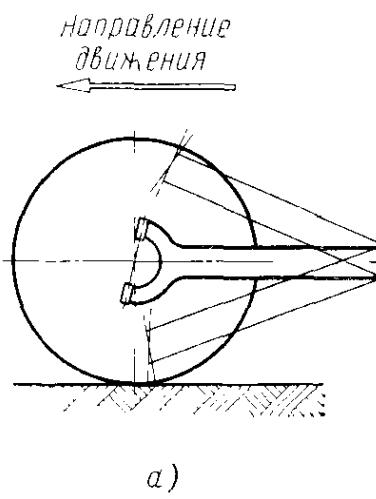


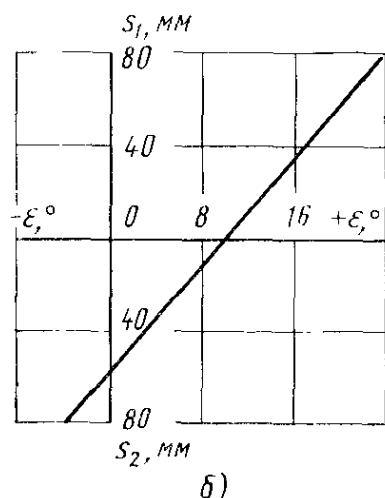
Рис. 3.9.9. Шасси автомобилей «Ситроен» малого класса, у которых продольные рычаги передней и задней подвесок связаны через тяги с центрально расположеными пружинами сжатия. Отличительной чертой этой конструкции является ее высокая компактность

чашками пружин через тяги. Эти тяги проходят по оси пружин подвески, расположенных в боковых (левом и правом) кожухах и нагружают пружины сжимающими усилиями. С каждой стороны автомобиля силы, передаваемые от передней и задней тяг, имеют противоположное направление. Поэтому они почти взаимно уничтожаются, и крепление кожуха к основанию кузова испытывает на себе действие лишь небольших нагрузок. Длину этих тяг можно изменять, регулируя таким образом уровень (высоту) кузова.



a)

Рис. 3.9.10, *a*. Подвеска на продольных рычагах в случае применения ее для передних колес имеет один недостаток: большое изменение продольного наклона оси поворота колеса



б)

Рис. 3.9.10, *б*. Изменение продольного наклона оси поворота колеса, замеренное на автомобиле «Ситроен-ами-супер» при ходах сжатия и отбоя передних колес. При нагрузке, равной массе двух человек, этот угол составляет $+9^{\circ} 50'$, при ходе сжатия 80 мм увеличивается до $23^{\circ} 30'$, а при ходе отбоя 80 мм уменьшается до отрицательного значения, равного -4°

Если подвеска на продольных рычагах применена для передних колес, то недостатком подвески является увеличение продольного наклона оси поворота при ходе сжатия и уменьшение наклона при ходе отбоя колес (рис. 3.9.10, а и б). Вследствие этого изменяются силы, действующие на рулевое управление. В частности, стабилизирующий момент на колесе, совершающем ход сжатия (т. е. наружном при движении на повороте), увеличивается. Указанный недостаток можно считать причиной того, что простую, экономичную в изготовлении подвеску на продольных рычагах применяют для передних колес лишь на легких и небыстроходных легковых автомобилях. В отличие от этого в подвеске на двойных продольных рычагах автомобиля «Фольксваген-1200» не происходит никакого изменения продольного наклона оси поворота (см. разд. 3.7. и 4.11.5).

3.9.4. Гидропневматическая подвеска

Как было описано в разд. 3.4.7, устанавливаемые в передние подвески гидропневматические упругие элементы имеют ограниченный ход. Фирмы «Ситроен» (рис. 3.9.11) и «Остин» применяют компактное наклонное расположение таких упругих элементов рядом с продольными рычагами, с внутренней стороны от них, с опорой на поперечину задней подвески и с приводом толкателей от коротких, направленных вниз дополнительных плеч рычагов. Нагрузка, действующая на опоры рычагов, и в этом случае получается высокой. Стабилизатором служит цилиндрический торсионный вал, закрепленный с обеих сторон в рычагах, что видно на рис. 3.9.11.

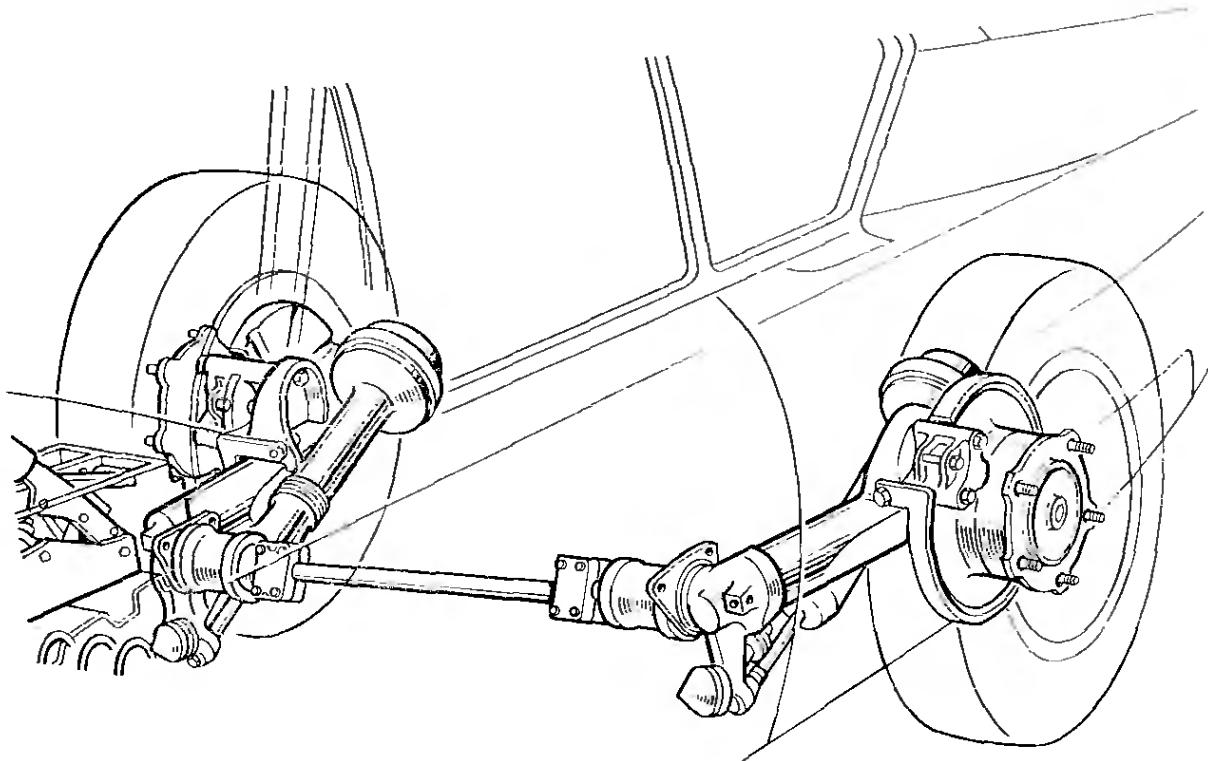


Рис. 3.9.11. Задняя подвеска автомобилей «Ситроен» более высокого класса, на которые могут устанавливать дисковые тормоза (как показано)

3.9.5. Конструкции подвесок, применяемых для прицепов

Подвеска на продольных рычагах имеет преимущественное применение в одноосных и жилых прицепах в связи с компактностью конструкции и возможностью передачи действия всех сил и моментов на трубчатую поперечину, имеющую простое крепление к основанию. Упругим элементом могут служить составные торсионные валы, которые в середине соединены с трубчатой поперечиной, а по концам — с рычагами подвески. Опору каждого рычага в поперечине выполняют с помощью гильзы (рис. 3.9.12). Если прицеп должен эксплуатироваться с различными нагрузками, то целесообразно применять подвеску с прогрессивной характеристикой. Предприятие «Бергише-аксенфабрик» фирмы «Коц» применяет в таких случаях резиновые профили, которые одновременно выполняют функции упругого элемента, направляющего элемента и опоры рычага. Четыре таких профиля запрессовывают между наружной четырехгранной трубой и внутренней, соединенной с рычагом, тоже четырехгранной, но повернутой на 45° (рис. 3.9.13). Такие, но укороченные упругие элементы позволяют применить изогнутую в горизонтальной плоскости поперечину, т. е. получить подвеску на косых рычагах (рис. 3.9.14, см также разд. 3.10.2), которая обеспечивает отрицательный развал колес при ходе сжатия и центр крена, расположенный выше уровня дороги (см. рис. 4.4.16, а и 4.5.8).

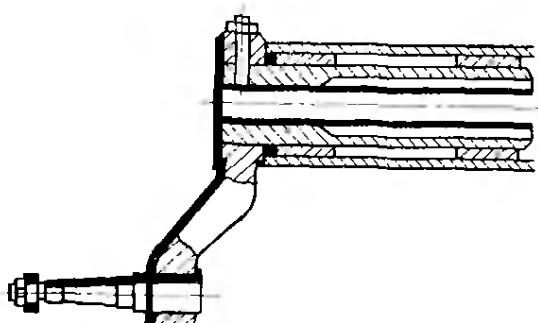


Рис. 3.9.12. Подвеска прицепа фирмы «Бергише-аксенфабрик» с допустимой нагрузкой от оси от 650 до 1050 кг. На рисунке показана несущая труба и опоры рычага в разрезе, а также составной торсионный вал, который может состоять из двух — четырех пластин

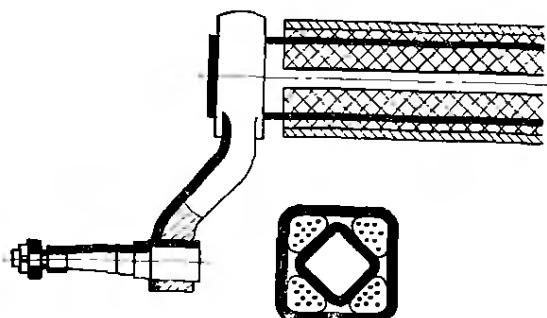


Рис. 3.9.13. Левая сторона резиновой подвески прицепа фирмы «Бергише-аксенфабрик»; в зависимости от исполнения допустимая нагрузка на ось составляет от 450 до 1250 кг

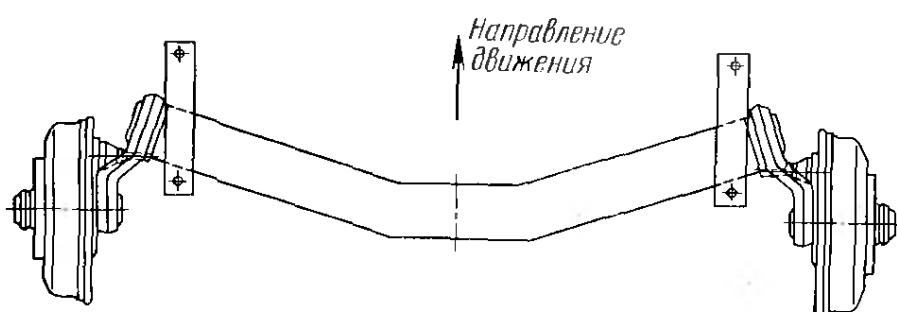


Рис. 3.9.14. Вид сверху на подвеску с косо расположенными рычагами фирмы «Бергише-аксенфабрик», предназначенную для прицепов

Для предотвращения потери контакта колес с дорогой на неровном дорожном покрытии и для сохранения груза и кузова прицепы часто оборудуют амортизаторами, которые устанавливают наклонно и крепят к основанию кузова вблизи трубчатой поперечины (рис. 3.9.15). Установленные таким образом амортизаторы испытывают сжатие при ходе отбоя колес, т. е. работают наоборот по сравнению с амортизаторами, установленными по общепринятой схеме; дополнительно в эти амортизаторы могут быть встроены буфера сжатия и отбоя.

В прицепе без тормозов не имеет никакого значения место расположения поперечины: перед осью колес или позади нее. Если прицеп оборудован тормозами, то ось поворота рычагов является одновременно осью продольного крена и расположение ее должно быть таким, чтобы прицеп при торможении опускался вниз (см. рис. 1.5.1 и 3.9.3). В результате можно добиться того, что дышло прицепа через сцепное устройство будет прижимать вниз приподнимающуюся заднюю часть автомобиля-тягача *. Как и в задних подвесках автомобилей, опора рычагов в таких случаях должна располагаться перед осью колес (см. рис. 3.9.4 и 4.12.6).

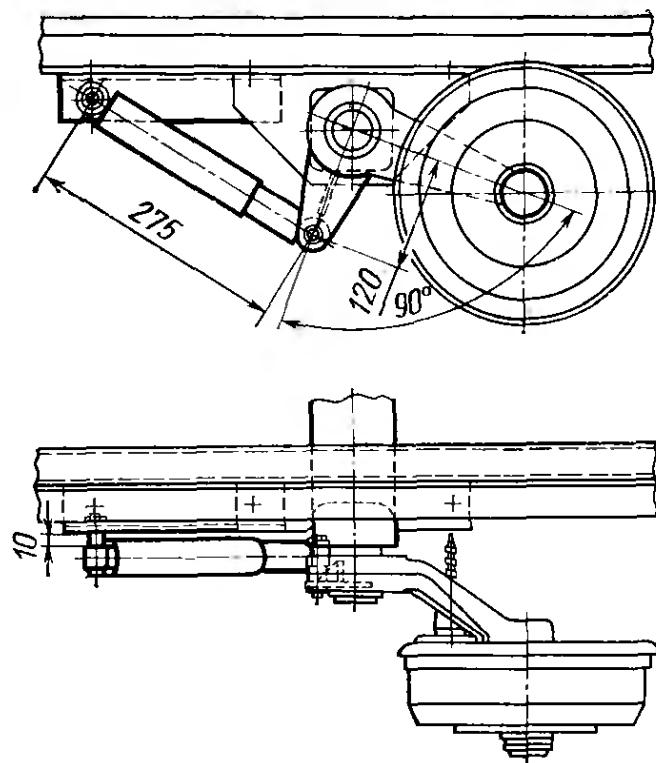


Рис. 3.9.15. Амортизатор, устанавливаемый фирмой «Бергише-аксенфабрик» перед трубчатой поперечиной с большим наклоном и работающий наоборот, т. е. при ходе отбоя колеса — на сжатие; а при ходе сжатия — на растяжение. Направление движения автомобиля на рисунке — влево

3.10. ПОДВЕСКА НА КОСЫХ РЫЧАГАХ

Подвеска на косых рычагах представляет собой удачный компромисс между подвеской на продольных рычагах и двухшарнирной подвеской с качающимися полуосями, найденный при попытке объединить преимущества обеих конструкций и избавиться от их недостатков. Различают два варианта подвески на косых рычагах. Оба варианта применяют только на задних колесах, причем один вариант — из экономических соображений, а другой — в связи с его техническими преимуществами.

* На прицепы, сохраняющие продольную устойчивость в результате опоры на сцепное устройство, сказанное не распространяется. — Прим. ред.

3.10.1. Экономичный вариант подвески

Как видно на рис. 3.10.1, оси качания рычагов AB расположены таким образом, что они пересекают центры шарниров полуосей, расположенных на выходе из дифференциала, в результате чего с каждой стороны можно обойтись лишь одним внутренним шарниром полуоси (как в подвеске с качающимися полуосями). Косые рычаги, на которые достаточно просто можно опереть и пружины подвески (рис. 3.10.2, мод. «Сеат-850» и «Фиат-133», см. рис. 1.8.14), при упругих перемещениях колес совершают движения в продольной и поперечной плоскостях, что обусловлено косым расположением осей. Этот вариант обладает двумя главными недостатками двухшарнирной подвески с качающимися полуосями: высоким центром крена кузова и большим изменением схождения колес, но в то же время имеет и некоторые преимущества. Наружное колесо во время быстрого движения на повороте в меньшей степени «подламывается», а центры продольного крена, расположенные вблизи колес (как на мод. «Фольксваген-кэфтер», см. рис. 3.8.6), обеспечивают уменьшение продольного крена на режиме торможения. Фирмы ФИАТ и «Сеат» применяют такую конструкцию исключительно на легких заднемоторных автомобилях с 12- и 13-дюймовыми шинами (т. е. с маленькими колесами). При этом для получения достаточного дорожного просвета под картером двигателя или под главной передачей внутренние шарниры полуосей должны быть расположены выше центров колес. Как видно на рис. 3.8.7, полуоси наклоняются, а установленные под прямым углом к ним колеса получают положительный развал. Это способствует увеличению наклона («подламыванию») наружного колеса на повороте. Замерами, выполненными на автомобилях «Фиат», установлено, что при нагрузке, равной массе двух человек, угол развода на автомобилях составляет от $+1$ до $+2^\circ$. Для устранения этого недостатка фирма «Крайслер» на автомобилях «Симка-1000» выпуска 1962 г. решила в дальнейшем устанавливать наружные шарниры, исключающие жесткую угловую связь между полуосью и колесом (рис. 3.10.3). Основная модель этого автомобиля с двигателем мощностью 30 кВт имеет без нагрузки развал около 0° , что соответствует $\gamma \approx -1^\circ$ в нагруженном состоянии. Для автомобилей «Ралли» мод. 1 и 2 с двигателями большего рабочего объема и мощностью от 44 до 86 кВт в ненагруженном состоянии фирма задает другие значения развода: $-3^\circ \pm 1^\circ$.

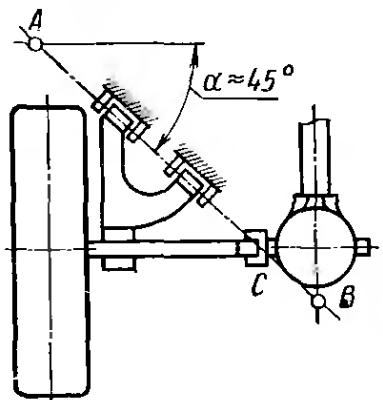


Рис. 3.10.1. Экономически целесообразный вариант подвески на косых рычагах с осью качания рычага AB , проходящей в плане через внутренний шарнир полуоси C . Недостатком подвески является наличие большого угла скоса рычагов α и обусловленный этим высокий центр крена (см. рис. 4.4.16, a)

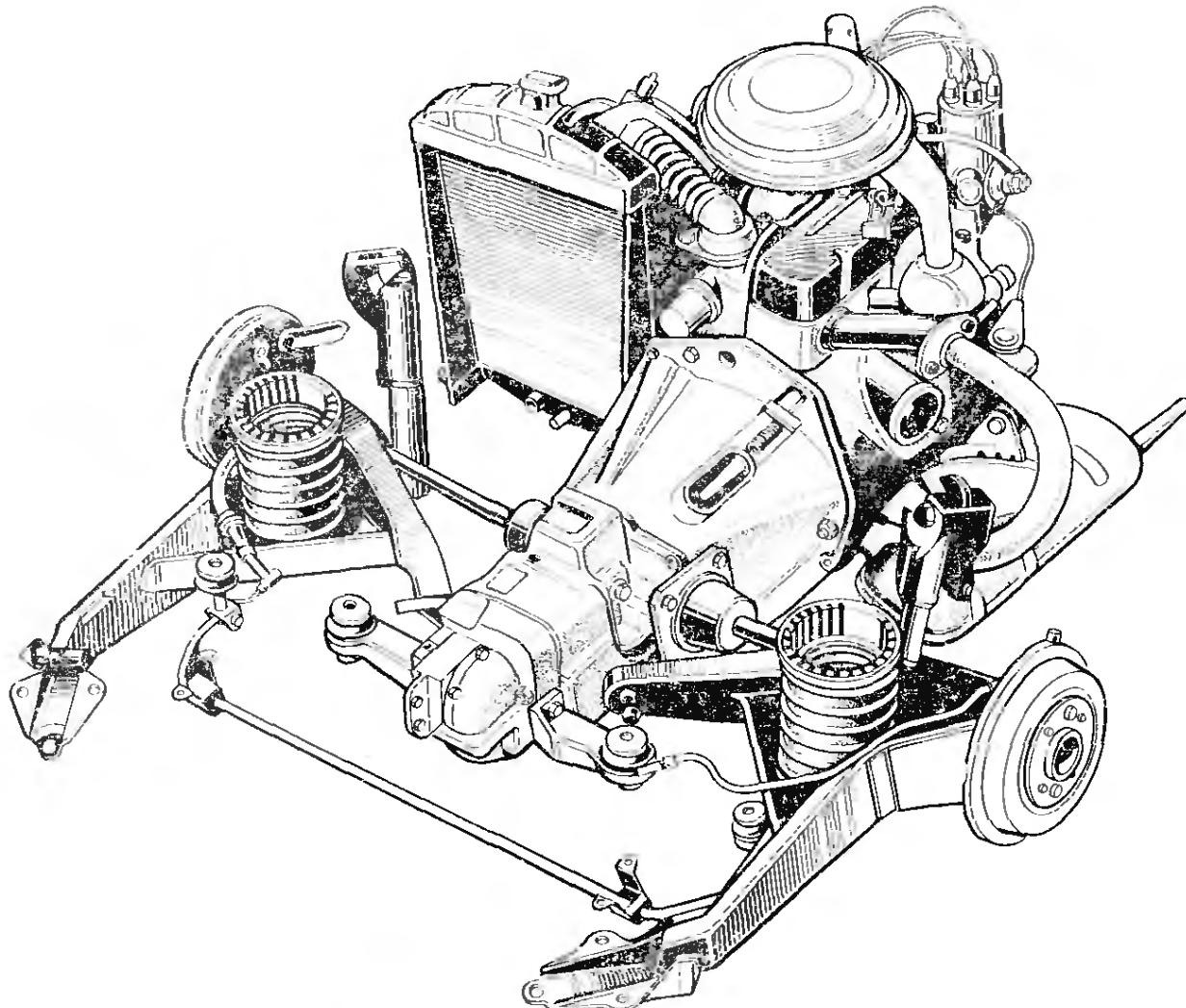
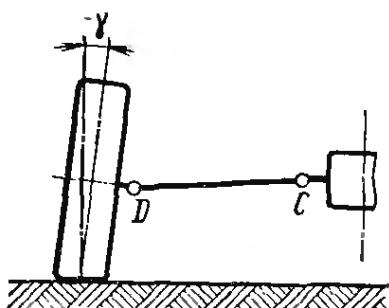


Рис. 3.10.2. Подвеска на косых рычагах автомобилей «Фиат-133» и «Сеат-850» с пружинами, размещенными примерно посередине рычагов, с удачно расположенным сзади оси амортизатором и дополнительным стабилизатором

Рис. 3.10.3. Фирма «Симка» на автомобилях серии 1000 помимо внутреннего шарнира *C* предусматривает наружный шарнир *D* для получения раз渲ала колес, не зависящего от наклона полусоси



В связи с более тяжелым силовым агрегатом на задние колеса действует большая нагрузка, поэтому в зависимости от нагрузки на этих автомобилях ездят с величиной раз渲ала от -3° до -5° . Эта мера может оказаться эффективной для повышения устойчивости движения на повороте, но не для повышения стабильности прямолинейного движения и обеспечения равномерности изнашивания шин.

3.10.2. Технически совершенный вариант подвески

Из экономических соображений в описанном выше варианте подвески предусматривался угол продольного наклона оси рычага $\alpha \approx 45^\circ$ (см. рис. 3.10.1), с технической точки зрения желателен

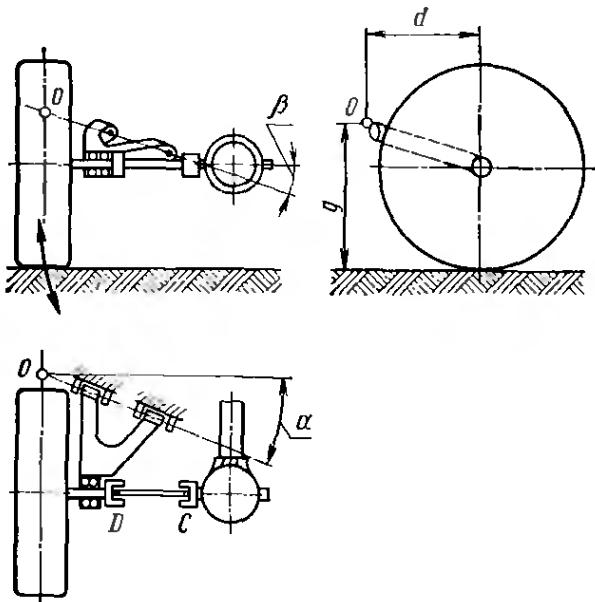


Рис. 3.10.4. Технически более совершенный вариант подвески на косых рычагах с малыми углами скоса α и наклона β , для которого требуется, однако, наличие двух шарниров C и D и устройства для компенсации изменения длины полуоси. Обозначенный центр O продольного крена есть точка пересечения продолжения оси рычага с центральной плоскостью вращения колеса. Чтобы получить координаты этого центра (расстояние от оси колеса d и высоту g), необходимо на видах сверху и сзади продолжить ось рычага во внешнюю сторону

вое прямолинейное движение покрытии;

2) возможность реализации колесами больших боковых сил во время движения на повороте в связи с отрицательным развалом на наружном (относительно центра поворота) колесе, совершающем ход сжатия, и положительным развалом на внутреннем колесе;

3) малое опускание центра крена при нагружении.

Вероятно по этим причинам в настоящее время конструкцию на косых рычагах применяют на большинстве заднеприводных легковых автомобилей с независимой подвеской; среди них все модели фирмы БМВ и «Даймлер-бенц», мод. «Порше-911» и «Порше-924», а также «Форд-гранада», «Пежо-504» и т. д. В то же время применение такой задней подвески для переднеприводных автомобилей едва ли целесообразно, в этом случае лучше подходят конструкции, для размещения которых требуется еще меньше места: подвеска Макферсон и подвеска на продольных рычагах.

При ходе сжатия и отбоя центр колеса перемещается практически по поверхности тупого конуса (с углом при вершине $\gamma \approx 180^\circ - 2\alpha$), осью которого (как видно на рис. 3.10.4, 3.10.5) является ось качания рычага, а вершиной — центр продольного крена O . В резуль-

тогу α , равный $10—25^\circ$, кроме того, ось может быть наклонена в поперечной плоскости на небольшой угол β (рис. 3.10.4). В этом случае оси рычагов располагаются косо в пространстве и уже не пересекают центры внутренних шарниров полуосей. Между колесами и дифференциалом возникают не только угловые перемещения, но и линейные, в связи с чем с каждой стороны требуются по два шарнира, способных компенсировать изменения длины; на рис. 3.1.35, б показаны подвижные шарниры равных угловых скоростей, установленные на внутренних полуосях с обеих сторон автомобиля. Этот вариант, впервые примененный в 1959 г. фирмой БМВ на заднемоторном автомобиле с двигателем рабочим объемом 0,7 л, хотя и повышает затраты и обуславливает высокую нагрузку рычагов, но обеспечивает немало технических преимуществ:

- 1) меньшее изменение колеи и вследствие этого более устойчивое на неровном дорожном

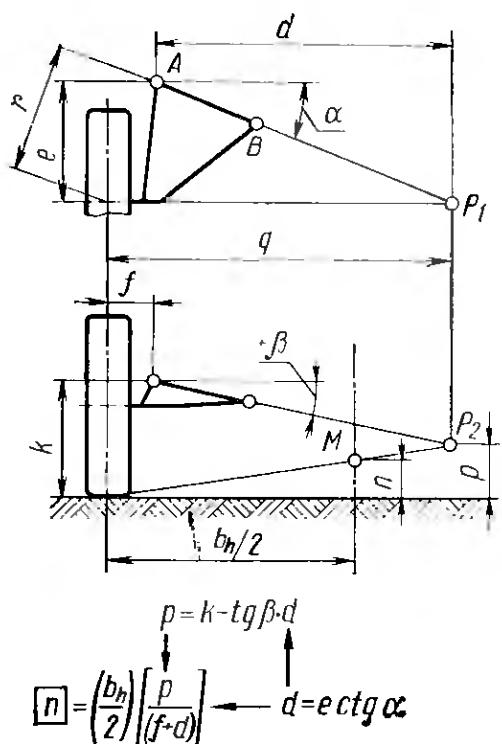


Рис. 3.10.5. Положение полюса P и центра крена M определяет длину рычага r , а также углы α и β . Приведенные уравнения предназначены для расчета высоты n в средней плоскости автомобиля (см. рис. 4.4.16, а)

тате изменения углов α и β , а также длины рычага r желаемые свойства могут быть взаимно увязаны.

3.10.2.1. Центр крена и изменение колеи. Увеличение угла α горизонтальной плоскости вызывает повышение центра крена M (см. рис. 3.10.5 и разд. 4.4), который, однако, может быть снова опущен за счет угла β . При малой длине рычага r возможны лишь ограниченные хода подвески, но более высокий центр крена; длинный рычаг позволяет отодвинуть от колеса точку P , вследствие чего опускается точка M и уменьшается изменение колеи (рис. 3.10.5). Согласовывая параметры обеих подвесок автомобиля, с помощью косых рычагов можно получить почти любую желаемую высоту центра крена кузова. Для выявления зависимостей были определены высоты n для различных углов α и β по параметрам задней подвески «Даймлер-бенц», показанной на рис. 3.10.14 (рис. 3.10.6); расчетная формула приведена на рис. 3.10.5. Требуемые для расчета размеры (для автомобиля в ненагруженном состоянии): $e = 495$ мм, $f = 140$ мм, $k = 338$ мм, $b_h = 1440$ мм. При углах $\alpha = 23^\circ 30'$ и $\beta = +40'$ получается высота $n = 181$ мм.

Изменение колеи лишь частично зависит от значения высоты n центра крена. Отношение $n/(b/2) = \operatorname{tg} \chi$ определяет только наклон касательной к кривой в нулевой точке (см. рис. 4.4.2). Кривизна кривой является функцией расстояния до полюса (т. е. отрезков q и p), которое, в свою очередь, зависит от значений обоих углов.

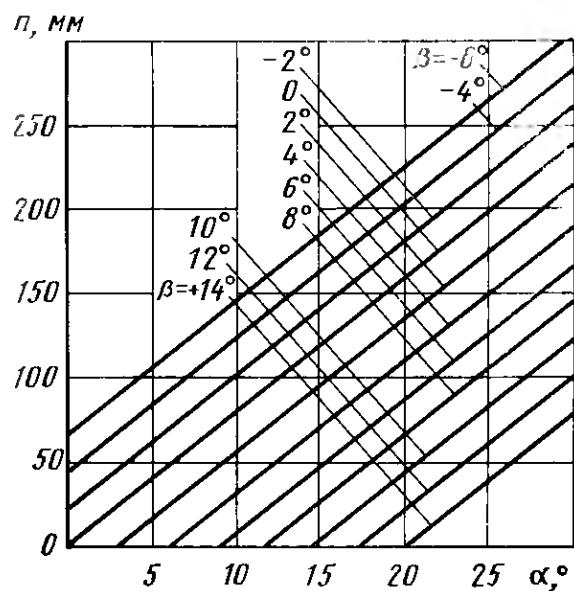
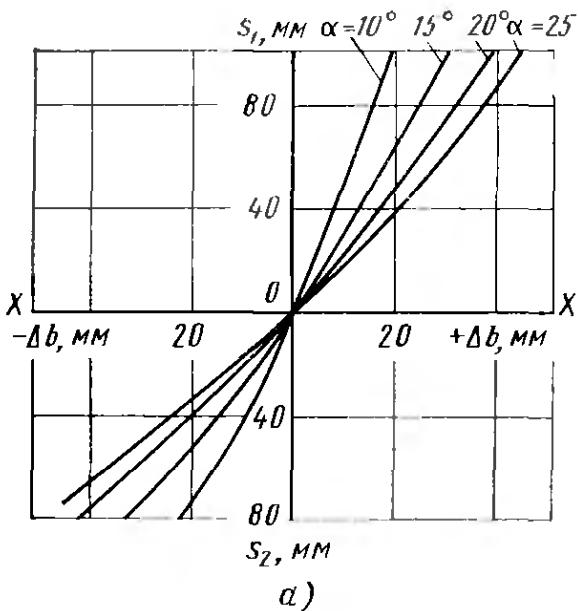
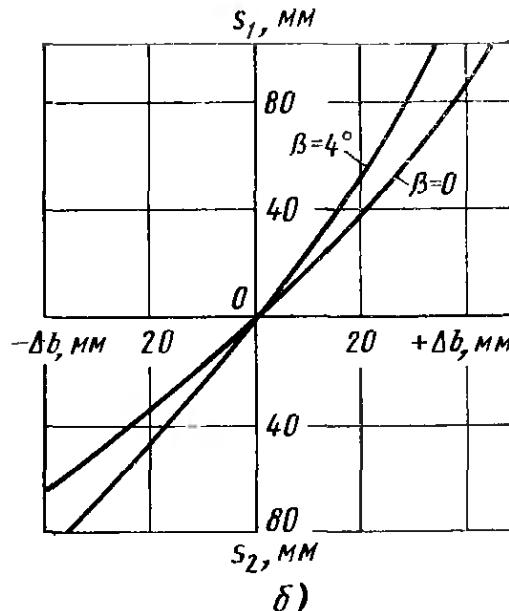


Рис. 3.10.6. Высота центра крена, рассчитанная по значениям параметров задней подвески «Даймлер-бенц», при различных углах α и β для автомобиля в ненагруженном состоянии и без учета имеющихся податливостей. При углах $\alpha = 23^\circ 30'$ и $\beta = +40'$, заданных фирмой, и длине рычага $r = 524$ мм, колесе $b_h = 1440$ мм, шинах 175 HR 14 с динамическим радиусом $r_d = 306$ мм расчетная высота $n = 181$ мм



a)

Рис. 3.10.7, *a*. Изменение колеи (для двух колес) при различных углах α , равных $10, 15, 20$ и 25° , определенное на модели для $r = 524$ мм, $r_d = 306$ мм и $\beta = 0$. Положение оси X на рисунке соответствует автомобилю в ненагруженном состоянии



б)

Рис. 3.10.7, *б*. Изменение колеи, определенное при тех же условиях, что указаны для рис. 3.10.7, *а*, но в отличие от них $\alpha = 25^\circ$, $\beta = 0$ и $\beta = +4^\circ$, чтобы установить влияние этого угла

С увеличением угла α точка P приближается к колесу. По размерам задней подвески «Даймлер-бенц» на модели были получены кривые изменения колеи для углов α , равных $10, 15, 20$ и 25° (при $\beta = 0^\circ$). Результаты показаны на рис. 3.10.7, *а*, а на рис. 3.10.7, *б* можно видеть влияние угла $\beta = +4^\circ$ при $\alpha = 25^\circ$. Если этот угол положителен (как показано на рис. 3.10.5), изменение колеи уменьшается, при отрицательном угле изменение несколько возрастает (см. также рис. 4.3.11).

Фирма «Даймлер-бенц» располагает пружинами приблизительно в середине рычагов; усилие F , создаваемое ими, вместе с вертикальной силой F'_n , действующей в пятне контакта колеса с дорогой (рис. 3.10.8) образует пару сил. С изменением плеча j изменяется радиальное нагружение силой F (см. рис. 3.1.11, *б*) резиновых опор, расположенных в точках A и B . В результате этого на рисунке может несколько измениться вид кривой (как в случае применения

подвески с двойными поперечными рычагами, см. рис. 3.4.9), что указывает на то, что большее изменение колеи и повышение центра крена происходит при наличии пру-

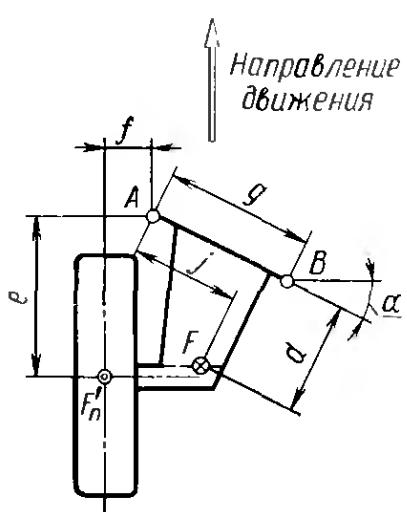


Рис. 3.10.8. Горизонтальная проекция подвески на косых рычагах, приведенные основные размеры которой можно найти на деталировочном или сборочном чертеже. Сила F'_n равна разности вертикальной силы F_n и веса неподпрессоренных масс, приходящихся на колесо (см. разд. 1.6), т. е. $F'_n = F_n - 0,5M_h g$

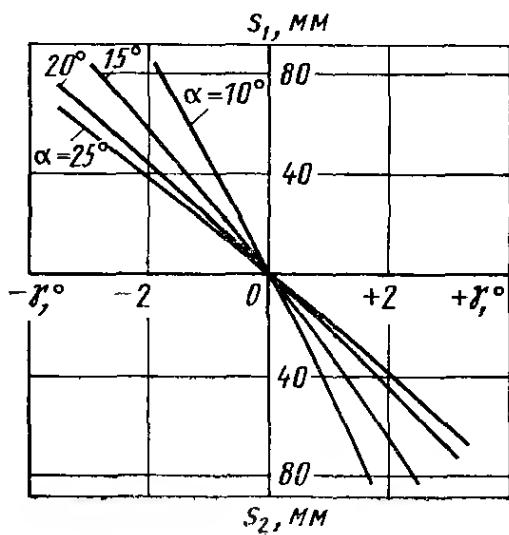


Рис. 3.10.9. Изменение угла развала γ , полученное на модели при тех же условиях, что указаны для рис. 3.10.7, а, в зависимости от хода сжатия и отбоя колес. Чем больше угол α , тем ближе к колесу смещается полюс P и тем больше становится желательный наклон колес в сторону, соответствующую отрицательному развалу; угол β почти не оказывает влияния на это

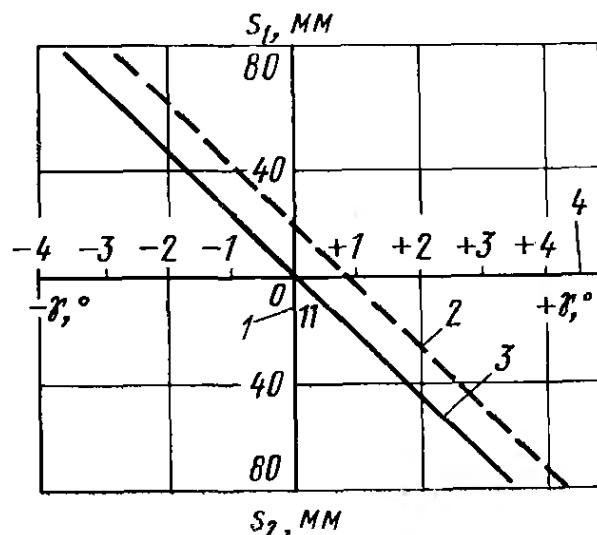


Рис. 3.10.10. Изменение развала, замеренное на автомобиле «Даймлер-бенц 230» при наличии пружин в подвеске и без них:

1 — положение, занимаемое на автомобиле в ненагруженном состоянии; 2 — пружины сняты; 3 — пружины установлены; 4 — нулевое положение, занимаемое при нагрузке, равной массе двух человек

жин в подвеске (по сравнению с расчетом, выполненным без учета действия пружин)*.

3.10.2.2. Центр продольного крена. Величина углов α и β оказывает влияние на продольный крен при торможении. Изменяя оба указанных угла, можно получить необходимое положение показанного на рис. 3.10.5 центра продольного крена O , а следовательно, и более сильное притягивание вниз задней части кузова (см. разд. 4.12). Однако это происходит только в том случае, если применены тормозные механизмы на колесах. По этой причине ни один легковой автомобиль с задней подвеской на косых рычагах не имеет тормозов, расположенных на главной передаче.

3.10.2.3. Изменение развала. Чем больше угол α , тем меньше определяющий размер q (расстояние до полюса) и тем оптимальнее происходит изменение развала, т. е. переход его в сторону отрицательных значений на колесе, совершающем ход сжатия (рис. 3.10.9, см. рис. 4.5.8). Угол β (т. е. высота p полюса) почти не оказывает влияния на величину изменения развала. При снятии пружины податливость, имеющаяся в обеих опорах рычага, приводит к увеличению развала примерно на $45'$ на всем диапазоне (рис. 3.10.10, см. рис. 3.1.11, в); изменение момента пар сил (F и F'_n), показанных на рис. 3.10.8, не оказывает дополнительного воздействия.

3.10.2.4. Изменение схождения. Когда $\beta = 0$ схождение колес незначительно увеличивается как при ходе сжатия, так и при ходе отбоя; если угол β имеет положительное значение, то вся кривая пово-

* Это противоречит расположению сил F и F'_n на рис. 3.10.8. — Прим. ред.

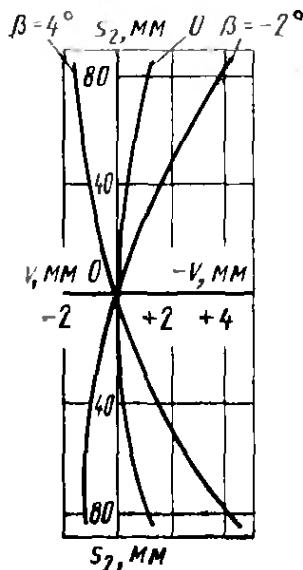


Рис. 3.10.11. Изменение схождения колес, полученное на модели при углах $\alpha = 25^\circ$ и β , равных $-2,0$ и $+4^\circ$; малые углы β оказывают слабое влияние, кривая становится немного менее изогнутой. Увеличение угла β до значения $+4^\circ$ заставляет колесо во время хода сжатия поворачиваться в сторону, соответствующую отрицательному схождению, что нежелательно; при отрицательном угле β задняя подвеска способствует появлению недостаточной поворачиваемости у автомобиля при действии крена, в результате чего ослабляется тенденция к избыточной поворачиваемости автомобиля

автомобиля на повороте его задняя часть будет смещаться к внешней стороне, как показано на рис. 3.2.13, д. Движению переднеприводного автомобиля это не мешает, если же автомобиль заднеприводный, то это усиливает и без того присущую ему тенденцию к избыточной поворачиваемости. Замеры, проведенные на автомобиле «Даймлер-бенц 230» при наличии пружин в подвеске и без них, показали, что при наличии пружин в подвеске диапазон изменения схождения уменьшается (рис. 3.10.12), поэтому этот автомобиль должен иметь хорошую устойчивость прямолинейного движения.

Как видно на рис. 3.10.11, даже небольшим отрицательным углом β можно оптимально воздействовать на изменение схода v , не увеличивая значительно изменения колеи. При этом увеличение схождения Δv составляет около 1 мм на оба колеса, когда $\beta = -1^\circ$ и ход 30 мм.

3.10.2.5. Оптимальные углы. Задавшись определенной высотой n центра крена, можно определить на модели углы α и β , при которых получается оптимальное изменение развала и схождения и умень-



Рис. 3.10.12. Изменение схождения (для двух колес), замеренное на автомобиле «Даймлер-бенц 230» при наличии пружин в подвеске и без них (размеры указаны на рис. 3.10.6):

- 1 — при наличии пружин в подвеске;
- 2 — при отсутствии пружин в подвеске;
- 3 — нулевое положение, занимаемое при нагрузкe, равной массе двух человек;
- 4 — положение, занимаемое при отсутствии нагрузки

рачивается влево (рис. 3.10.11). Тогда во время хода сжатия колесо имеет отрицательное схождение, а при ходе отбоя — увеличенное положительное. В процессе движения такого ав-

томобиля на повороте его задняя часть будет смещаться к внешней

ное изменение колеи. Получены следующие результаты для автомобилей:

<i>n</i> , мм	α , °	β , °
заднеприводного		
50	4° 15'	1° 30'
100	11° 20'	-1°
150	18° 20'	-25',
переднеприводного		
100	18° 40'	+4°
150	25°	+4°

Возможность получения различных кинематических свойств и их согласования путем изменения углов α и β , а также длины рычагов r объединяет эту подвеску с подвеской на двойных поперечных рычагах, в которой важную роль играет длина рычагов и их взаимное положение (т. е. углы α и β , см. рис. 3.4.2, *a*).

3.10.3. Подвеска ведущих задних колес

На рис. 3.10.13 показана задняя подвеска автомобилей БМВ третьей серии выпуска 1975 г. с рычагами закрытого коробчатого сечения, подвешенными в передней части к изогнутой в горизонтальной плоскости поперечине. К этой поперечине болтами прикреплена главная передача, а весь агрегат прикреплен к кузову через боковые резиновые опоры, имеющие определенную (различную для разных направлений) жесткость. Эти опоры в значительной

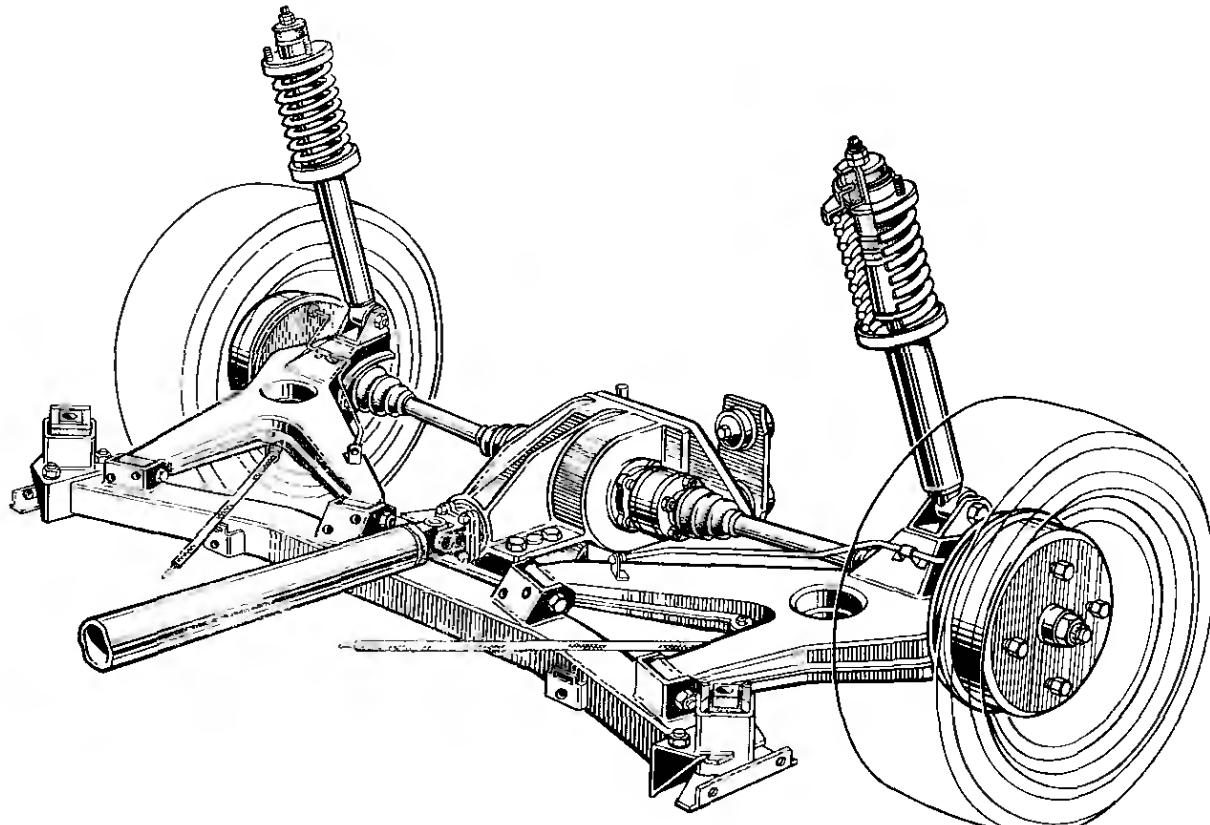


Рис. 3.10.13. Задняя подвеска, с продольными рычагами коробчатого сечения автомобилей БМВ третьей опытной серии, на которых установлены барабанные тормоза и амортизаторы вместе с пружинами, оси которых проходят примерно над осью колес; общий ход подвески составляет 208 мм. Подвеска автомобилей пятой и седьмой серий аналогична показанной

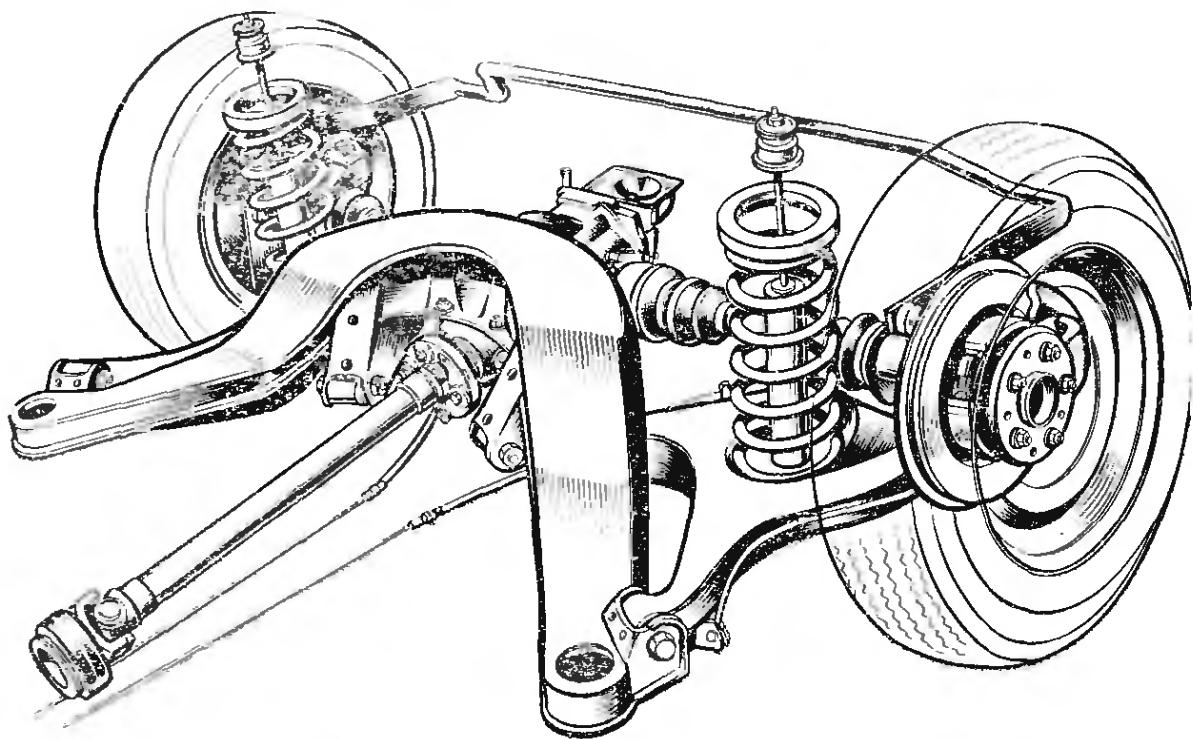


Рис. 3.10.14. Задняя подвеска, устанавливаемая фирмой «Даймлер-бенц» на все модели, включая 350 СЕ, с пружинами и амортизаторами, расположенными в середине рычагов. Рядом с дисковым тормозом размещен барабанный ручной тормоз. Картер главной передачи привернут к поперечине (см. рис. 3.2.34 и 3.10.24)

мере поглощают продольные колебания, возникающие вследствие жесткого качения радиальных шин со стальным кордом. На задней части главной передачи со смещением влево установлена балансирная опора, которая предотвращает поворот поперечины (а с ней и всего заднего моста) под действием тягового крутящего момента.

На автомобилях БМВ амортизаторы с пружинами смешены назад, в результате чего передние опоры рычагов почти полностью разгружены от действия вертикальных сил. Другой конструктивный подход принят в конструкции подвески на косых рычагах, установленной фирмой «Даймлер-бенц» с 1968 г. на все новые модели (рис. 3.10.14). В этой подвеске пружина установлена примерно посередине рычага. Преимуществом такого расположения пружины является возможность применения пружины меньшей высоты, что обусловлено большим отношением $i_{x,y}$ перемещения точки контакта колеса к прогибу пружины, равным 2, однако рычаг и его опоры более нагружены. Последнее приводит к увеличению как стоимости, так и массы подвески (см. рис. 1.6.9). Если амортизатор установлен посередине рычага, то он должен обеспечивать необходимую эффективность и при относительно малых ходах, для чего требуется регулировка амортизатора на создание большого сопротивления. Это в свою очередь, вызовет большие нагрузки и более сильный нагрев.

По конструкции похожи на подвеску автомобиля «Даймлер-бенц» задние подвески автомобилей «Форд-гранада» (1972 г.), «Пежо-504 ЖЛ» (1969 г.) и «Пежо-604» (1975 г.); на рис. 1.8.4 показано шасси мод. «Пежо-504». Во всех этих конструкциях пружины и амортизаторы находятся примерно в середине рычагов коробчатого сечения, а несущим элементом является поперечина, имеющая высокую

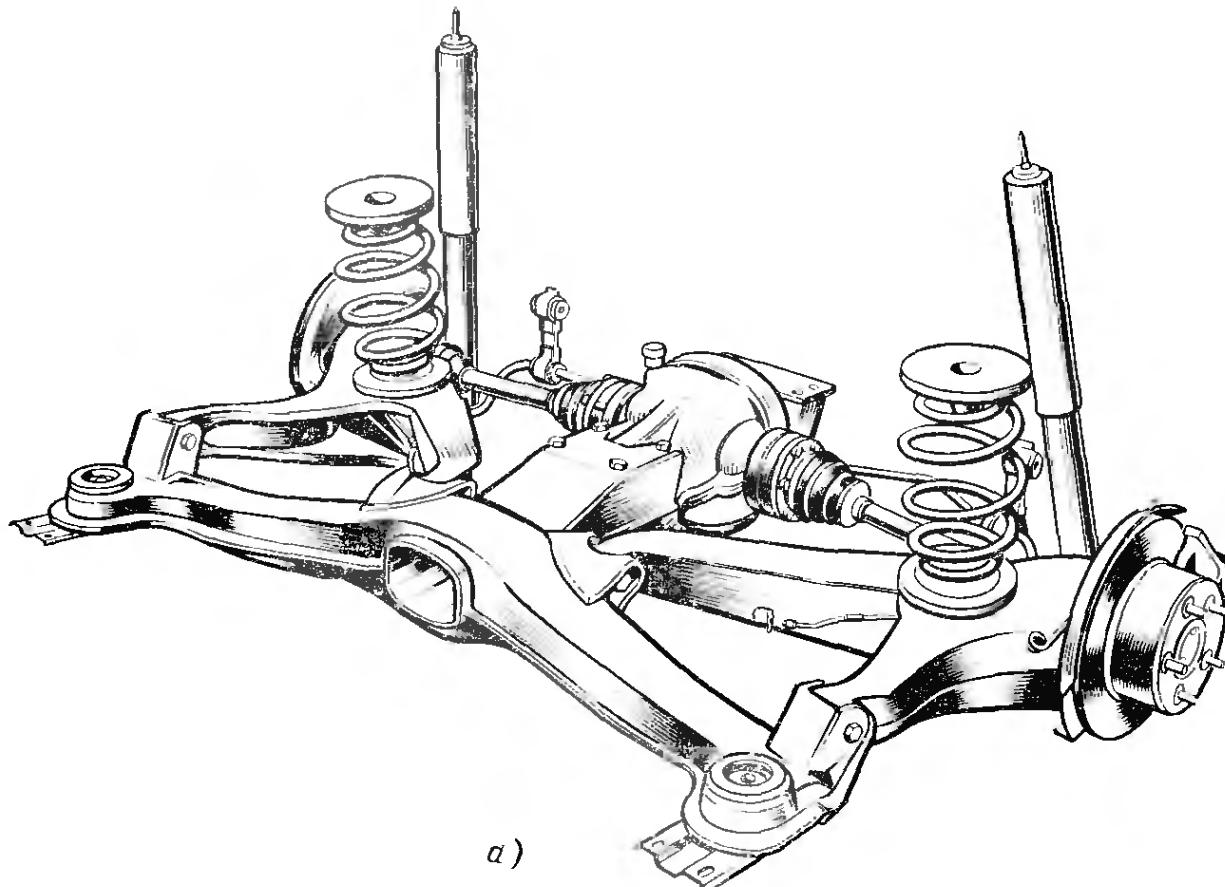


Рис. 3.10.15, а. Задняя подвеска автомобилей «Сенатор» и «Монца» фирмы «Опель»

жесткость на изгиб и кручение, на которой (как на автомобиле БМВ) может быть установлена главная передача. Крепление к кузову осуществляется через массивные резиновые подушки, податливые в продольном направлении. Последнее относится к задней подвеске мод. «Сенатор» и «Монца» (рис. 3.10.15, а), выпущенных фирмой «Опель» в 1978 г., только в них (в отличие от рассмотренных выше конструкций) использованы смещенные в сторону колеса бочкообразные пружины (для размещения которых требуется меньше места), а амортизаторы удачным образом расположены позади оси колес.

В целях обеспечения устойчивого прямолинейного движения и минимального износа шин заводы-изготовители задают углы установки колес и допуски на них. Как видно из табл. 4.1.1, для развала допускаются отклонения $\pm(20 \div 30')$, а для схождения не более $\pm 1,5$ мм; чтобы обеспечить такие отклонения при крупносерийном производстве необходимо предусматривать возможность регулировки. Фирмы «Даймлер-бенц» и «Форд» предусматривают на болтах, осуществляющих крепление рычагов к поперечине и вставленных во внутренние втулки резиновых опор, эксцентрики, которые можно поворачивать за шестигранные головки (рис. 3.10.15, б). Болт с эксцентриком устанавливается как на внутренней опоре, так и на внешней; в результате этого рычаг можно отклонять от горизонтали (изменение угла β , корректировка развала), а также поворачивать в горизонтальной плоскости (изменение угла α и связанного с ним

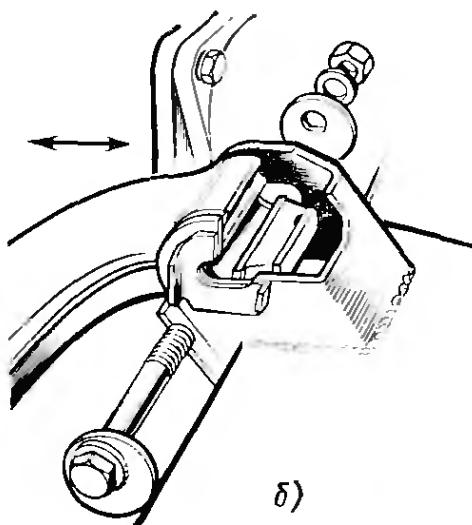


Рис. 3.10.15, б. Для регулировки развала и схождения колес можно использовать эксцентриковые шайбы, установленные в обеих опорах рычага, каждая шайба контактирует с отбортованными пластинами, приваренными к опоре (автомобиль «Форд-гранада»)

смещения, поэтому автоматическая передача устанавливается на модели, выпускаемые в меньшем количестве, у которых подвеска с косыми рычагами. Аналогичную подвеску затем установили на мод. 1600 и 1302/1303, выпуск которых уже прекращен, а также на еще выпускаемую фирмой «Фольксваген» мод. «Транспортер» (рис. 3.10.16). На всех этих автомобилях имеется трубчатая поперечина, в середине которой закреплен тorsионный вал и предусмотрена опора силового агрегата. К трубе, ближе к ее концам,

схода). В связи с наличием действия тяговой силы желательно было бы иметь отрицательный сход (см. рис. 4.6.4), однако в целях сохранения устойчивости движения автомобиля на режиме торможения двигателем от этого часто отказывают.

В отличие от других изготовителей фирмы «Фольксваген» и «Порше» при переходе от подвески с качающимися полуосями на подвеску на косых рычагах сохранили в качестве упругого элемента торсионные валы. Первым автомобилем с такой задней подвеской явился «Порше-911» (1964 г.), а затем «Аутоматик-кэфтер» (1968 г.). Устанавливаемая на последнем гидромуфта удлиняет конструкцию, что приводит к вынужденному смещению вперед коробки передач и главной передачи, а также к нежелательному косому расположению полуосей в горизонтальной плоскости. Подвеска с качающимися полуосями не допускает такого

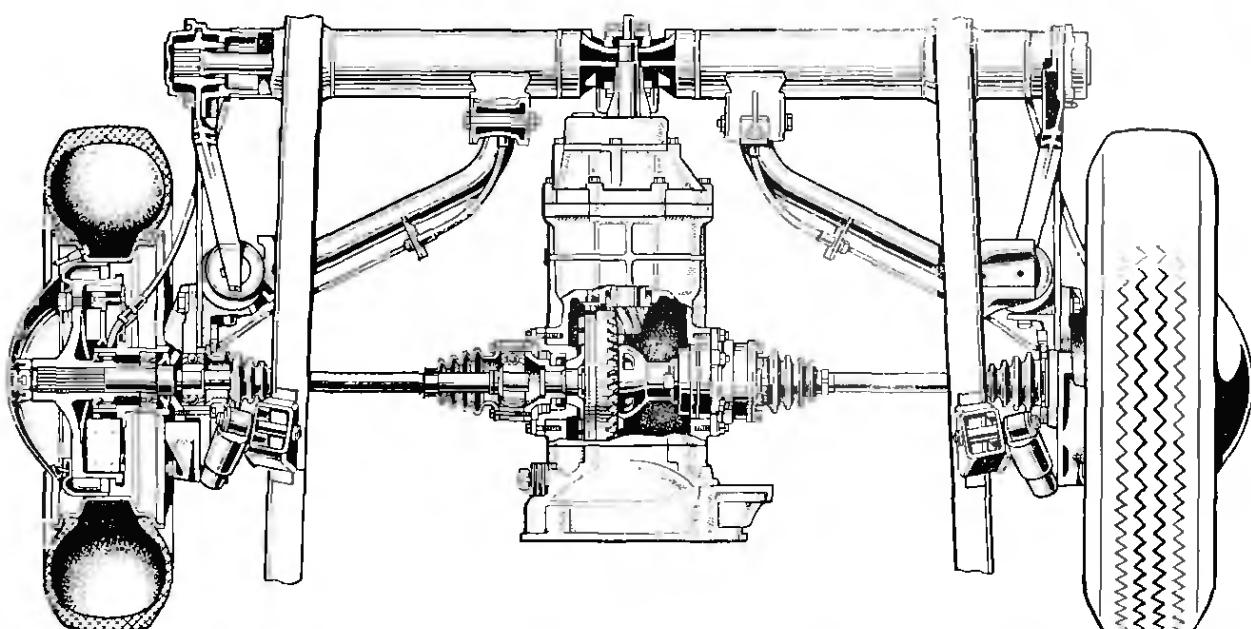


Рис. 3.10.16. Задняя подвеска автомобиля «Фольксваген-транспортер», которую с 1975 г. начали устанавливать на автомобиль «Порше-924». Опора полуоси и конструкция шарнира равных угловых скоростей (по два с каждой стороны) показаны в большем масштабе на рис. 3.1.53

приварены два кронштейна, направленные вверх и назад, которые служат для установки амортизаторов и буферов сжатия, а также для крепления подвески к кузову. Косые рычаги состоят из элементов плоского сечения, передающих момент от торсионного вала и продольные силы, а также из косо расположенных трубчатых элементов с большой жесткостью на изгиб и кручение, которые имеют регулируемые опоры на поперечине и создают необходимую опорную базу. В результате получилась простая и недорогостоящая конструкция, не передающая к тому же на кузов упругий момент торсионного вала. Недостатком конструкции является, пожалуй, отсутствие резиновой изоляции между кузовом и поперечиной; шумы, возникающие во время качения радиальных шин, могут быть более ощутимыми.

3.10.4. Реакция на изменение подачи топлива

Влияние шин на возможную при движении на повороте реакцию на изменение подачи топлива (называемую также эффектом ввертывания) описано в литературе. Кроме шин отрицательное воздействие на это явление может оказывать кинематика и податливость опор рычагов независимых подвесок ведущих задних колес.

Если водитель во время движения на повороте увеличивает подачу топлива, то вследствие несоосности векторов тяговой силы $F_{Ah} = 8F_{ah}$ (на обоих задних колесах) и силы сопротивления воздуха W_L , а также силы инерции F_T возникает опрокидывающий момент, который заставляет кузов несколько приподняться в передней части и опуститься в задней (рис. 3.10.17). В соответствии с кинематикой подвески на передних колесах несколько увеличивается положительный развал (как показано на рис. 3.10.10), а на задних — отрицательный. Возможность передачи боковых сил передними ко-

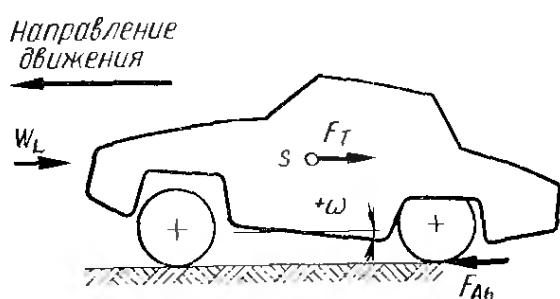


Рис. 3.10.17. Сила инерции F_T и сила сопротивления воздуха W_L заставляют автомобиль несколько приподняться спереди и опуститься сзади (особенно при наличии мягкой подвески). В этом случае передние колеса могут получить больший положительный развал, а задние, независимо подвешенные, — отрицательный

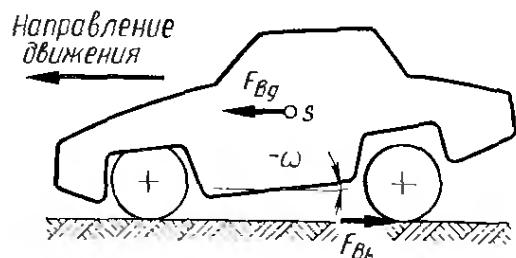


Рис. 3.10.18. Торможение автомобиля двигателем, производимое путем уменьшения подачи топлива, вызывает появление силы F_{Bh} в пятне контакта ведущих задних колес с дорогой, которое в свою очередь приводит к появлению силы F_{Bg} в центре масс автомобиля S . Под действием этой пары сил передняя часть кузова несколько опускается, а задняя — поднимается; при этом передние колеса могут получить отрицательный развал, а задние — положительный

лесами несколько снижается и угол их увода α_v увеличивается. В задней подвеске положение противоположное.

При уменьшении подачи топлива в контакте задних колес с дорогой возникают тормозные силы F_{bh} ($F_{bh} = 2F_{bh}$), а в центре массы автомобиля S — направленная вперед инерционная сила F_{bg} (рис. 3.10.18). Эта пара сил заставляет теперь опуститься переднюю часть кузова и приподняться заднюю, что может привести к изменению схождения и развала на обеих осях. На передних колесах положительный развал уменьшается (или даже переходит в отрицательный), а на задних — увеличивается. В результате этого передние шины оказываются в состоянии передать большие боковые силы — их угол увода уменьшится. На шинах задней подвески с косыми рычагами увод увеличится, следствием чего будет усиление избыточной поворачиваемости.

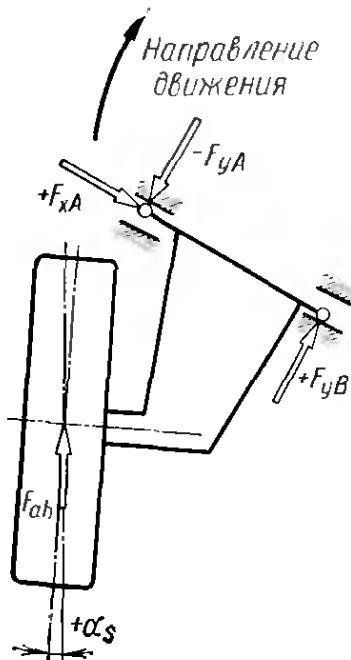


Рис. 3.10.19. Тяговая сила F_{ah} отжимает колеса, подвешенные на косо расположенных рычагах, в сторону, соответствующую положительному схождению, при этом наружное, более нагруженное заднее колесо поворачивается в сторону центра поворота, ослабляя тем самым тенденцию к созданию у автомобиля избыточной поворачиваемости. В целях упрощения схемы не рассматривается боковая сила, вызывающая момент противоположного направления

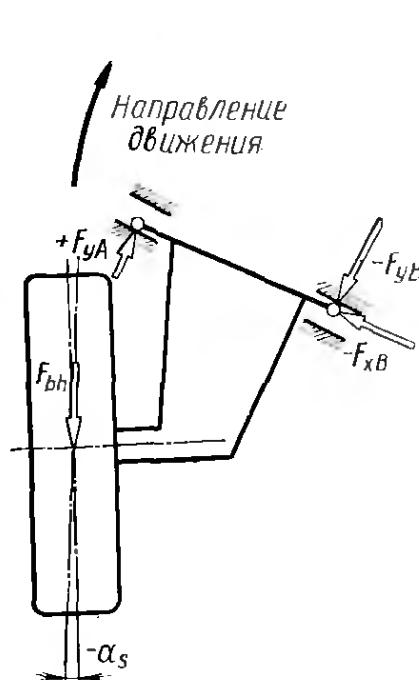


Рис. 3.10.20. При торможении двигателем сила F_{bh} отжимает оба колеса в сторону, соответствующую отрицательному схождению, в результате чего на наружной стороне, относительно центра поворота, избыточная поворачиваемость будет усиливаться. Боковая сила (не показанная на рисунке) будет в этом случае вызывать момент того же направления

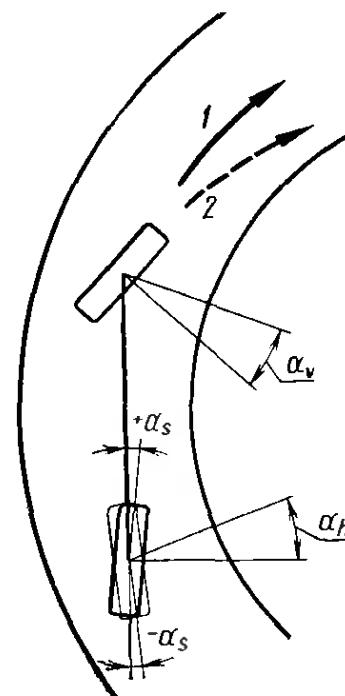


Рис. 3.10.21. При уменьшении подачи топлива наружное колесо под действием изменившейся продольной силы отжимается в сторону, соответствующую отрицательному схождению, что равносильно повороту задней оси к внешней стороне относительно центра поворота и так называемому «ввертыванию» автомобиля в поворот:

1 — заданное направление движения; 2 — направление движения при действии эффекта «ввертывания»

Уменьшение колеи колес тоже может оказать отрицательное воздействие, если при торможении двигателем задняя часть кузова несколько приподнимется (см. рис. 3.10.7, *a*). Опорная база момента крена на повороте уменьшается, вследствие чего возрастает перераспределение нагрузок по колесам и увеличивается угол увода α_h . Небольшой ход сжатия передней подвески вследствие продольного крена едва ли приведет к увеличению колеи на этой оси, так как передние подвески обычно имеют небольшое изменение колеи (см. рис. 4.3.9 и 4.3.10).

Подвеска на косых рычагах является независимой, каждый рычаг имеет свои опоры на поперечине; под действием продольных сил резиновые элементы в опорных точках *A* и *B* упруго деформируются. Так, тяговая сила F_{ah} может повернуть наружное, более нагруженное, колесо на небольшой угол $+\alpha_s$ в сторону, соответствующую увеличению схождения, что положительно влияет на ослабление тенденции к избыточной поворачиваемости (рис. 3.10.19, см. рис. 3.2.2, *b*). Если водитель переходит на режим торможения двигателем, то вместо тяговой силы F_{ah} появляется тормозная F_{bh} (рис. 3.10.20). Последняя вызывает в опорных точках *A* и *B* противоположно направленные силы F_x и F_y и поворачивает колеса в сторону, соответствующую отрицательному схождению (рис. 3.10.21), что приводит к повороту наружного колеса от центра поворота, т. е. реакция на торможение двигателем выражается в виде усиления избыточной поворачиваемости (см. рис. 3.4.13, *b*).

3.10.5. Диагональная подвеска с качающимися полуосями, компенсирующая действие тягового момента фирмы «Даймлер-бенц»

Описанные выше конструкции подвесок на косых рычагах имеют то преимущество, что задняя часть кузова подтягивается вниз, когда при торможении в точках контакта колес возникают продольные силы F_b . Однако тяговые и тормозные моменты, идущие от двигателя, почти не оказывают на это никакого влияния. Под действием этих моментов тоже возникают продольные силы $F_{a,b}$ и F_b в контакте колес, которые, однако следует рассматривать как силы F'_a и F'_b , приложенные в центре колес. Тогда точки приложения сил оказываются расположенными таким образом, что не возникает противодействия ни опусканию задней части кузова во время разгона автомобиля, ни приподниманию при торможении двигателем. Чтобы преодолеть этот недостаток, фирма «Даймлер-бенц» усовершенствовала показанную на рис. 3.10.14 подвеску на косых рычагах, используя опыт, полученный при эксплуатации задней подвески мод. С 111 (см. рис. 3.4.4, *a*). Такую подвеску (рис. 3.10.22) имеют все модели серии S с двигателями рабочим объемом 4,5 и 6,9 л поскольку эти двигатели развивают особенно большой крутящий момент.

Подробности показаны на рис. 3.10.23. На косом рычаге *1* установлен на подшипниках кулак *3*, а на нем — рычаг *5*, на передней

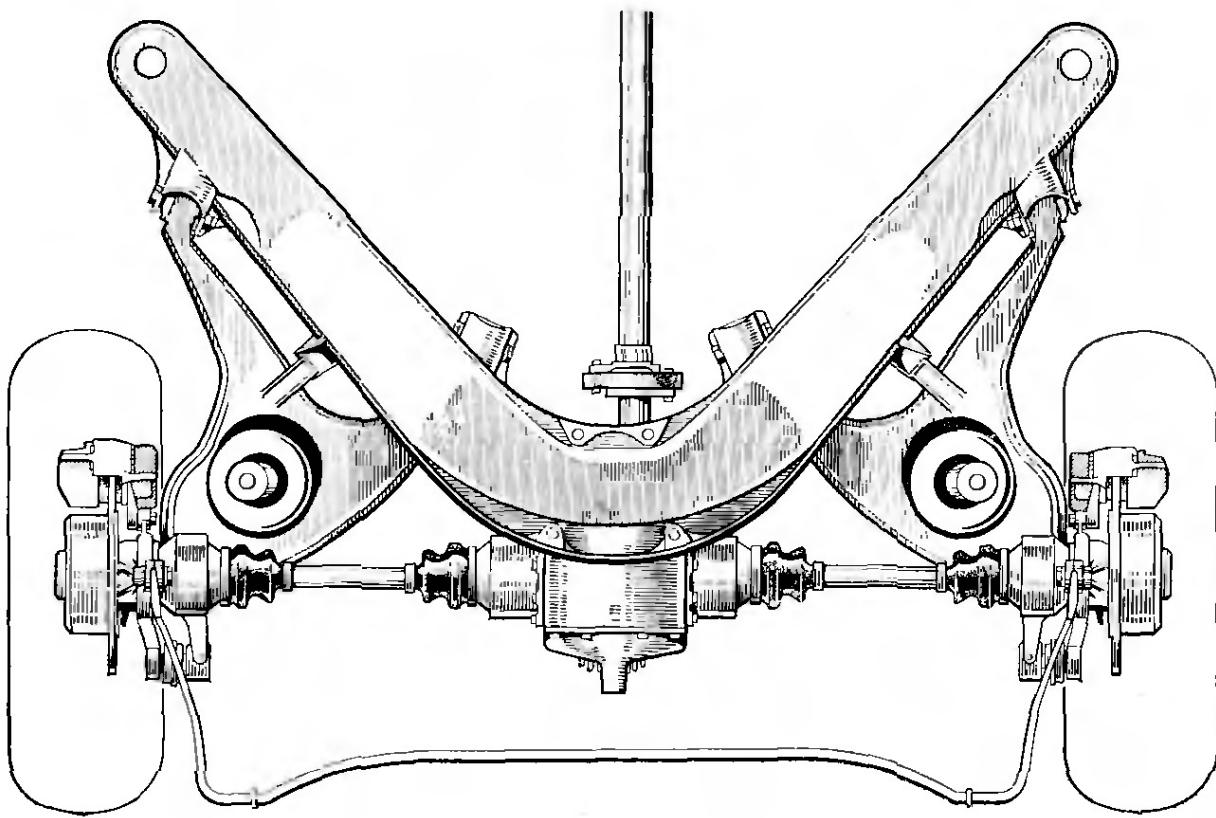


Рис. 3.10.22. Вид сверху на диагональную подвеску фирмы «Даймлер-бенц» с качающимися полуосями, в которой компенсируется действие тягового момента

части которого закреплена тормозная скоба 2. Продольные силы, приложенные в центре колеса, воспринимают рычаг 1 и плечо 4 стабилизатора. Момент, возникающий при торможении, поворачивает рычаг 5, и тянет через серьгу 6 задний конец рычага 1 вверх, а последний через передние опоры тянет кузов вниз. Аналогичный эффект достигается в результате наклонного расположения плеча 4 стабилизатора. На рис. 3.10.24 показан в разрезе кулак и другие детали, соединенные одна с другой через подшипники. Хорошо видна опора кулака 16, расположенная в косом рычаге 8, выполненная с помощью конических роликовых подшипников 7 и 9, а также сложное наружное уплотнение, создаваемое радиальной манжетой 6 и охватывающим ее защитным кольцом 5; с внутренней стороны уплотнение осуществляется крышкой 11. Опора рычага 17 на шейке кулака 16 выполнена с помощью радиального шарикоподшипника 18 с двусторонним внутренним уплотнением (см. рис. 3.1.47, в). Фланец вала колеса 15, выполненный полым и обладающий очень большой жесткостью на изгиб, опирается на два подшипника 4 и 2, закрепленных изнутри круглой гайкой 13

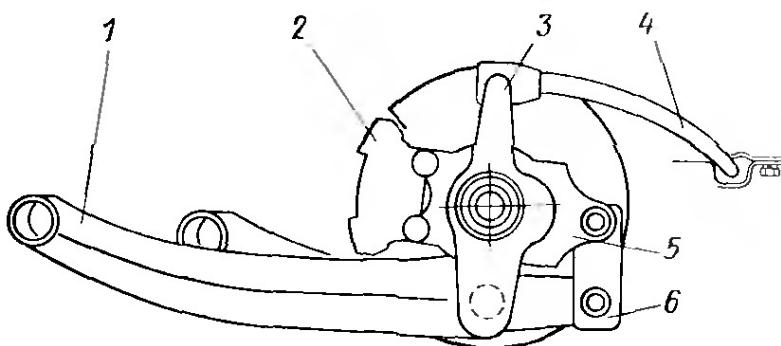


Рис. 3.10.23. Кулак 3 установлен на подшипниках, размещенных в рычаге 1 подвески, и в верхней части соединен с плечом 4 стабилизатора. Тормозной момент от скобы 2 передается через расположенную сзади оси серьгу 6

со шлицами; распорная втулка 3 с гофром обеспечивает определенное противодействие при затяжке гайки. Уплотнение обеспечивается с наружной стороны манжетой 1 и щитком, входящим в канавку тормозного диска; аналогичные детали и вращающееся кольцо предотвращают проникновение грязи в узел с внутренней стороны. Профилированная цапфа вала шарнира равных угловых скоростей 24 вставлена во фланец вала колеса 15 и зафиксирована болтом 14; благодаря этому цапфа работает практически только на кручение. Дальнейшие подробности об опорах такого типа содержатся на рис. 3.1.7, 3.1.37, 3.1.54 и 3.1.56.

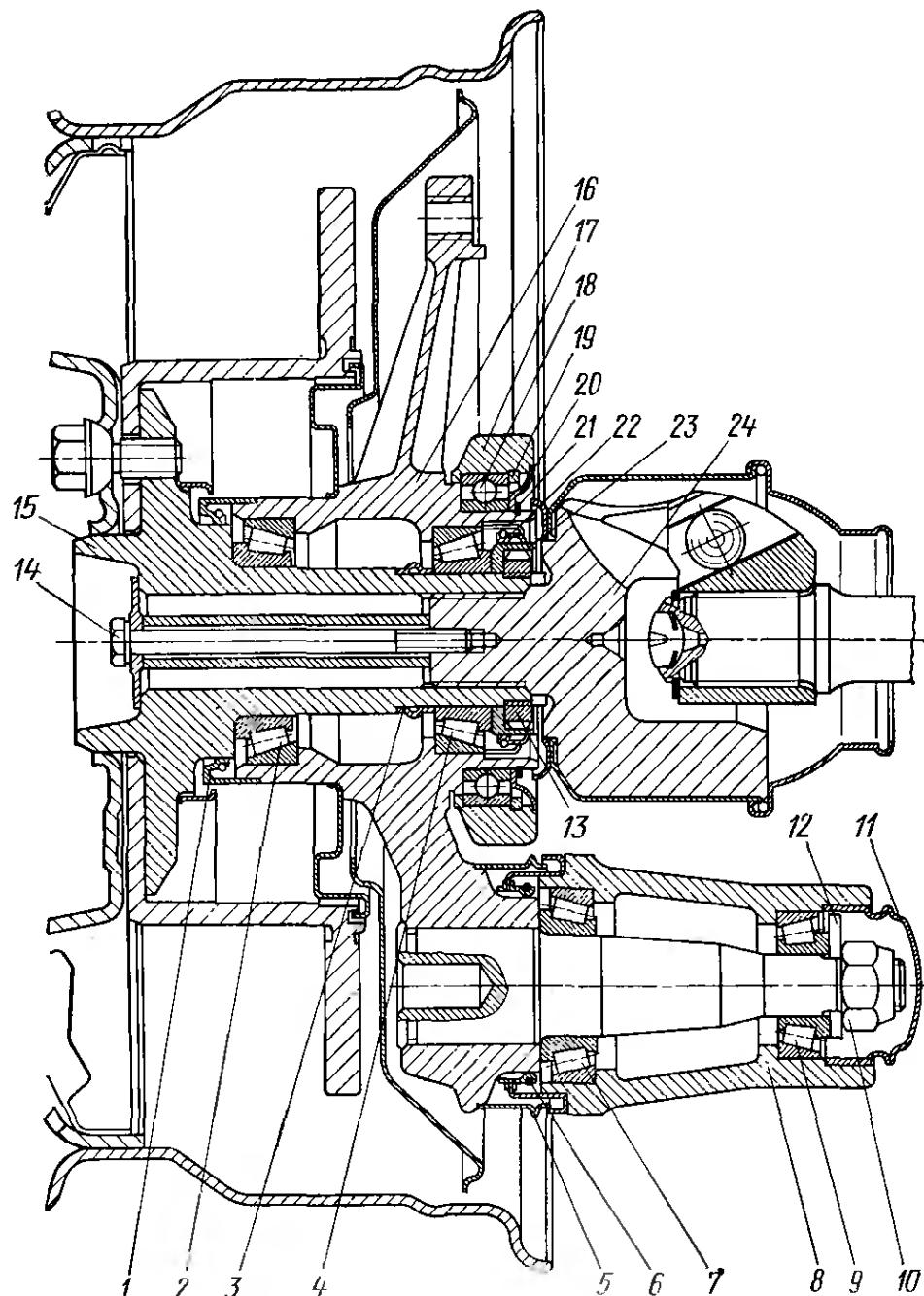


Рис. 3.10.24. Кулак, подшипниковые опоры и шарнир равных угловых скоростей конструкций фирмы «Даймлер-бенц» изображены в разрезе:

1, 6, 22 — уплотнительная манжета; 2, 7 — наружный конический роликовый подшипник; 3 — распорная втулка; 4, 9 — внутренний конический роликовый подшипник; 5, 20 — защитное кольцо; 8 — косо расположенный рычаг; 10 — самостопорящаяся гайка; 11 — крышка; 12 — шайба; 13 — круглая шлицевая гайка; 14 — болт с шестигранной головкой; 15 — фланец вала колеса; 16 — кулак; 17 — опора тормозной скобы; 18 — радиальный шарикоподшипник; 19, 21 — стопорное кольцо; 23 — нажимная шайба (рабочее колесо уплотнения); 24 — вал шарнира равных угловых скоростей

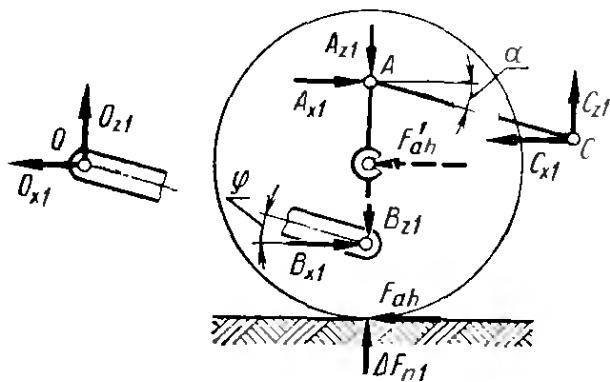


Рис. 3.10.25. При трогании с места и разгоне опусканию задней части кузова противодействуют вертикальные составляющие сил C_{z1} и O_{z1}

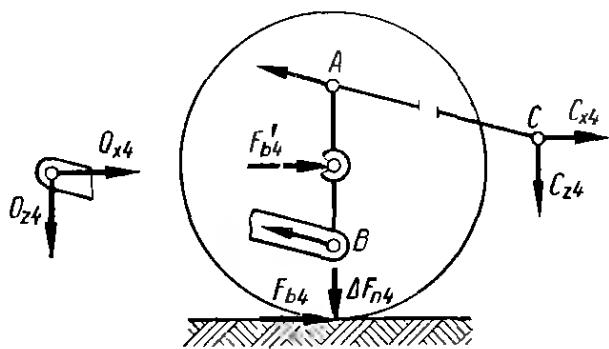


Рис. 3.10.26. При торможении двигателем в опорных точках стабилизатора, расположенного сзади оси, и в центре O продольного крена возникают направленные вниз силы C_{z4} и O_{z4} , которые уменьшают приподнимание задней части кузова

Силы, действующие на детали и опоры, в том числе и уменьшающие продольный крен кузова, могут быть определены статическим методом путем мысленного разделения собранных деталей. Для этого должны быть известны некоторые размеры и углы, а также положение центра продольного крена O , схема для определения которого показана на рис. 3.10.4.

Как было отмечено выше, на всех независимых подвесках тяговую силу F_{ah} нужно рассматривать как силу F'_{ah} , приложенную в центре колеса (рис. 3.10.25, см. рис. 4.9.5 и 4.12.8). Сила F'_{ah} вызывает в опорных точках A и B кулака 3 (см. рис. 3.10.23) реактивные силы A_{x1} и B_{x1} , которые (вследствие наклонного расположения плеча 4 стабилизатора и рычага 1) приводят к появлению вертикальных составляющих:

$$A_{z1} = A_{x1} \operatorname{tg} \alpha$$

и

$$B_{z1} = B_{x1} \operatorname{tg} \varphi.$$

Из условия $\sum F_z = 0$ (имея в виду силы, приложенные к детали 3) получается прирост силы ΔF_{n1} в контакте колеса с дорогой. В точке опоры C стабилизатора 4 на кузове и в центре продольного крена O продольные и вертикальные силы имеют противоположное направление; две силы C_{x1} и O_{x1} противодействуют силе инерции F_{Ag} , приложенной в центре массы автомобиля S . Силы C_{z1} и O_{z1} отжимают заднюю часть кузова вверх, уменьшая тем самым ее опускание при разгоне; полностью оно было бы устранено, если бы уменьшение силы ΔG_{ho} на оси, рассчитанное по силе $F_{hg} = \mu_k G_g$ (и относящееся к автомобилю в целом), соответствовало удвоенному значению ΔF_{n1} (относящемуся к одному колесу):

$$\Delta G_{ho} = F_{Ag} (h_g / L_R).$$

Плечо 4 стабилизатора короче, чем рычаг 1, вследствие чего получается определенная прогрессивность стабилизации высоты кузова;

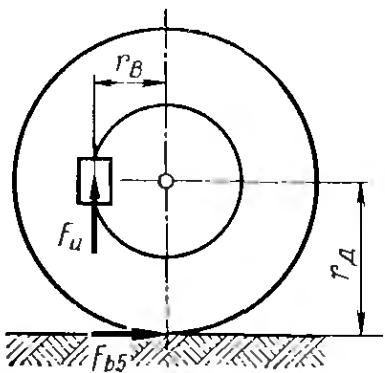


Рис. 3.10.27. При торможении ножным или ручным тормозом окружная сила $+F_u$, действующая на тормозном диске, вызывает продольную силу F_{b5} в пятне контакта колеса с дорогой; моменты, возникающие от этих сил, уравновешиваются один другого, т. е.

$$F_u r_B = F_{b5} r_d$$

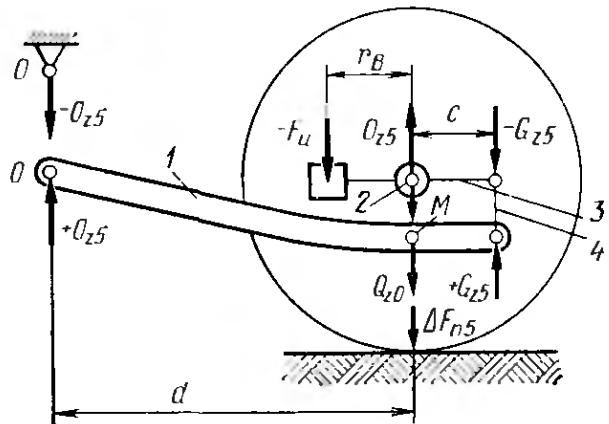


Рис. 3.10.28. Сила $-F_u$, действующая на опоре тормозной скобы, направлена противоположно силе, показанной на рис. 3.10.27, поэтому вызывает уменьшение нагрузки ΔF_{n5} в пятне контакта колеса с дорогой и появление составляющей O_{z5} в центре продольного крена O ; последняя (если действует тормоз) вместе с силами C_{24} и O_{z4} , показанными на рис. 3.10.26, тянет кузов вниз

чем больше опускается задняя часть кузова при нагрузке, тем больше противодействующая сила C_{z1} .

Продольные силы F_{b4} , возникающие в контакте колес на режиме торможения двигателем, которые снова следует рассматривать как силы F'_{b4} , приложенные в центре колес, также вызывают появление составляющих вдоль оси Z в точках опоры, расположенных на кузове, но противоположно направленных и подтягивающих вниз заднюю часть кузова, которая стремится приподняться (рис. 3.10.26 и см. рис. 4.9.4). Явления, показанные на рис. 3.10.25 и 3.10.26, уменьшают также изменение колеи и развала с увеличением или уменьшением подачи топлива, т. е. дополнительно ослабляют реакцию автомобиля на изменение подачи топлива во время движения на повороте (см. разд. 3.10.4).

Если водитель приводит в действие рабочий или стояночный тормоз, то на двух неподвижно соединенных между собой деталях (тормозном диске и колесе) возникают силы F_u и $+F_{b5}$ (рис. 3.10.27), а в подшипниках колеса, размещенных в кулаке 2 (рис. 3.10.28), — такие же по величине, но противоположно направленные реактивные силы $-F_u$ и $-F_{b5}$. Следствием наличия силы F_{b5} являются составляющие C_{z4} и O_{z4} , притягивающие кузов вниз, и уменьшающие силы ΔF_{n4} , действующие в пятне контакта колеса с дорогой, что показано на рис. 3.10.26. Окружная сила

$$F_u = F_{b5} (r_d / r_B),$$

действуя на опоре 3 (рис. 3.10.28) тормозной скобы, как на рычаге, вызывает направленную вниз (т. е. отрицательную) реактивную силу $-G_{z5}$, а в центре колеса — направленную вверх силу $Q_{z5} = F_u + G_{z5}$. Через серьгу 4 реакция силы G_{z5} передается на косой рычаг 1 и вызывает в центре продольного крена составля-

ющую Q_{z5} — эта сила также тянет кузов вниз. Учитывая условие $\sum F_z = 0$ для рычага, обе направленные вверх силы обуславливают реакцию в центре колеса $Q_{z0} = G_{z5} + O_{z5}$. Из суммы сил, действующих вдоль оси Z , вытекает следующая зависимость: $\Delta F_{n5} = Q_{z5} - Q_{z0}$. Совместное рассмотрение этих уравнений позволяет определить направленную вниз остаточную силу — уменьшение нагрузки в контакте колеса $\Delta F_{n5} = O_{z5} = F_{b5} (r_d/d)$. Сила ΔF_{n5} добавляется к разгружающей силе ΔF_{n4} , показанной на рис. 3.10.26, и будет тем больше, чем ближе центр продольного крена O расположена к колесу (размер d), т. е. $\sum \Delta F_n = \Delta F_{n4} + \Delta F_{n5}$.

3.10.6. Регулировка уровня кузова

Автомобиль «Даймлер-бенц 450 СЕЛ» с рабочим объемом двигателя 6,9 л имеет в задней подвеске стойки, так же как и в передней подвеске, соединенные с упругими элементами и полностью

Рис. 3.10.29. Частично несущая амортизаторная стойка автомобилей БМВ пятой и седьмой серий разработана фирмой «Фихтель унд Закс». Хорошо видны утолщенный шток (диаметр которого определяется по величине вертикальной нагрузки), двойное верхнее уплотнение, опорная чашка пружины, несущей основную нагрузку, и кронштейн для шланга, соединяющего стойку с аккумулятором: 1 — чашка пружины; 2 — упругий буфер отбоя; 3 — проушина; 4 — кронштейн

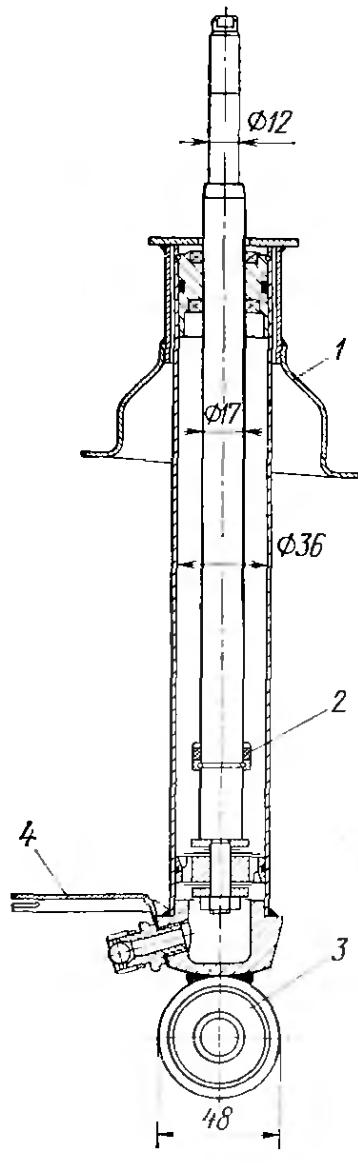
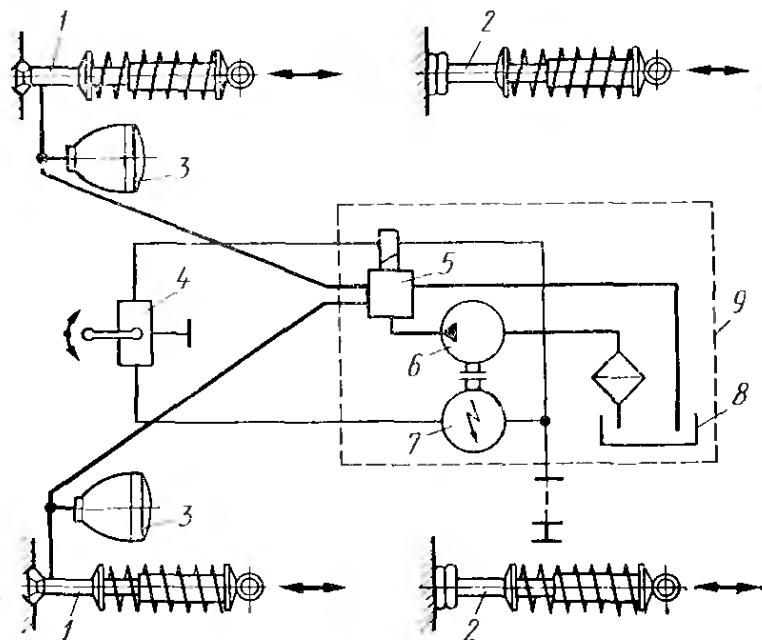


Рис. 3.10.30. Гидроагрегат фирмы «Фихтель унд Закс», являющийся самостоятельной системой, обеспечивающей регулировку уровня кузова только в задней подвеске:

1 и 2 — частично несущие амортизаторные стойки соответственно задней и передней подвесок; 3 — аккумулятор энергии; 4 — электрический датчик уровня кузова; 5 — распределительное устройство со спускным электромагнитным клапаном и ограничителями минимального и максимального давления; 6 — насос; 7 — электродвигатель; 8 — резервуар с фильтром; 9 — гидроагрегат, объединяющий элементы, обозначенные позициями 5—8



воспринимающие вертикальную нагрузку (см. рис. 3.4.22, 3.4.23 и 3.10.22). Для остальных моделей завод предлагает частично несущую конструкцию, которая обеспечивает постоянную высоту кузова и по устройству аналогична подвеске, разработанной фирмой «Фихтель унд Закс» для автомобилей БМВ пятой и седьмой серий (рис. 3.10.29). Собственно амортизатор (являющийся на всех мод. БМВ частью стойки, см. рис. 3.10.13) имеет увеличенный диаметр штока, а его нижняя полость соединена с гидроаккумулятором. Давление в системе создается радиально-поршневым насосом, приводимым в действие электродвигателем постоянного тока. Этот двигатель включает электрический датчик уровня кузова 4 (рис. 3.10.30), когда кузов автомобиля опускается под нагрузкой. При этом происходит повышение давления в обоих аккумуляторах 3: штоки выдвигаются из стоек и поднимают кузов. С уменьшением нагрузки, действующей на кузов, электромагнитный спускной клапан, установленный в распределительном устройстве 5, обеспечивает снижение давления. Преимущество системы регулировки уровня кузова заключается в постоянном (не зависящем от нагрузки) положении кузова и фар; недостатком является не изменяющаяся в зависимости от нагрузки кинематика. Как видно на рис. 3.10.7, *a* и 4.3.11, во время хода сжатия подвески увеличивается колея, т. е. с возрастанием нагрузки опорная база задних колес увеличивается. Кроме того, эти колеса наклоняются в сторону, соответствующую отрицательному развалу (см. рис. 3.10.10 и 4.5.8), в результате шины могут передать большие боковые силы, что ослабляет тенденцию к избыточной поворачиваемости.

3.11. ТОРСИОННО-РЫЧАЖНАЯ ПОДВЕСКА

В 1974 г. появились переднеприводные автомобили «Сирокко» и «Гольф» с задней подвеской нового типа, условно называемой подвеской со связанными рычагами (рис. 3.11.1), а также мод. «Ауди-50» с очень похожей подвеской, получившей название подвески с сопряженными рычагами (рис. 3.11.2). Обе эти конструкции имеют продольные рычаги, соединенные поперечиной. В первом случае поперечина имеет Т-образное сечение (податливое на кручение и жесткое на изгиб в вертикальном и продольном направлениях), а на мод. «Ауди» — U-образное сечение. Концы поперечины приварены к рычагам, причем на мод. «Фольксваген» между опорами рычагов на кузове, а на автомобиле «Ауди» — со сдвигом назад, что позволило подвинуть назад низко расположенный топливный бак и свободнее разместить заднее сиденье.

Упругими элементами служат пружины, скомбинированные с амортизаторами, установленные примерно вертикально, по оси колес (рис. 3.11.4, точка *F*). Две передних опоры O_L и O_R при прямолинейном движении без возмущений будут почти не нагружены, да и при движении на повороте (вследствие большой базы *v*) воздействие на них невелико. Поэтому в качестве опор можно использовать сравнительно мягкие резиновые элементы, которые хорошо изоли-

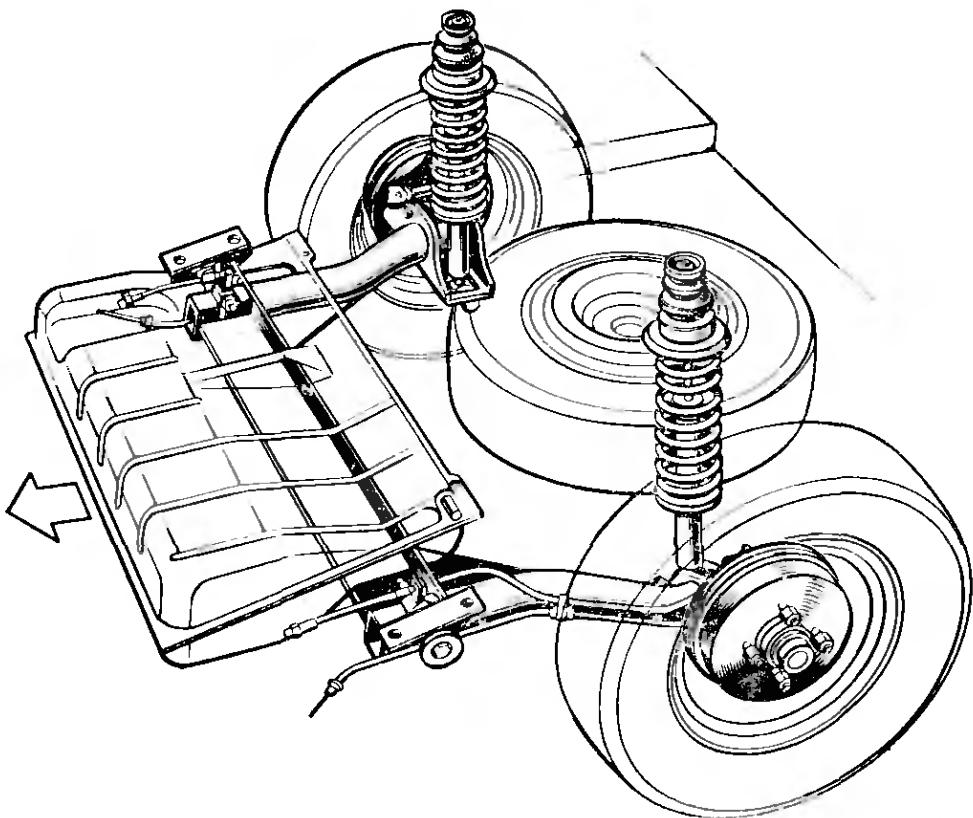


Рис. 3.11.1. Подвеска со связанными между собой рычагами автомобилей «Гольф» и «Сирокко» фирмы «Фольксваген». Трубчатые продольные рычаги сварены с Т-образной поперечиной, которая воспринимает моменты от вертикальных и боковых сил и одновременно служит стабилизатором. Подвеска опирается на кузов лишь в двух точках

рут от дорожных шумов и вибраций, возникающих от качения радиальных шин со стальным кордом.

Боковое смещение пружины от точки контакта f зависит от раз渲ала γ_0 колеса. Благодаря наличию плеча между упругой силой F и вертикальной силой F_{nh} (за вычетом половины веса неподрессоренных масс, рис. 3.11.4) возникает момент $M_t = Ff$, скручивающий рычаги 1. Эти моменты воспринимает в виде изгибающихся моментов M_f приваренная к рычагам поперечина. На мод. «Ауди-50» возникают напряжения растяжения и сжатия в параллельных стенах U-образного профиля, эти напряжения меньше по величине, чем напряжения изгиба, возникающие в вертикальной стенке Т-образного профиля (мод. «Гольф», «Сирокко»). Если на неровном дорожном покрытии возникают боковые силы F_{s1} (с одной стороны или с обеих), то они, действуя на плече r_d (динамический радиус колеса), увеличивают момент, скручивающий рычаг. Во время движения на повороте создается другое положение: сила F_{sha} на более нагруженном наружном колесе направлена снаружи внутрь и уменьшает в результате этого скручивающую нагрузку. Кроме того, боковые силы могут развести рычаги (см. рис. 3.11.3) или сблизить их, если силы будут направлены в противоположные стороны. Возникающий при этом момент вызывает напряжения изгиба как в обеих стенах 1 и 2 (рис. 3.11.3) U-образного профиля, так и в горизонтальной полке Т-образного профиля. Эти напряжения будут тем меньше, чем дальше назад сдвинута поперечина, т. е. чем больше размер b между точкой опоры O и основанием профиля.

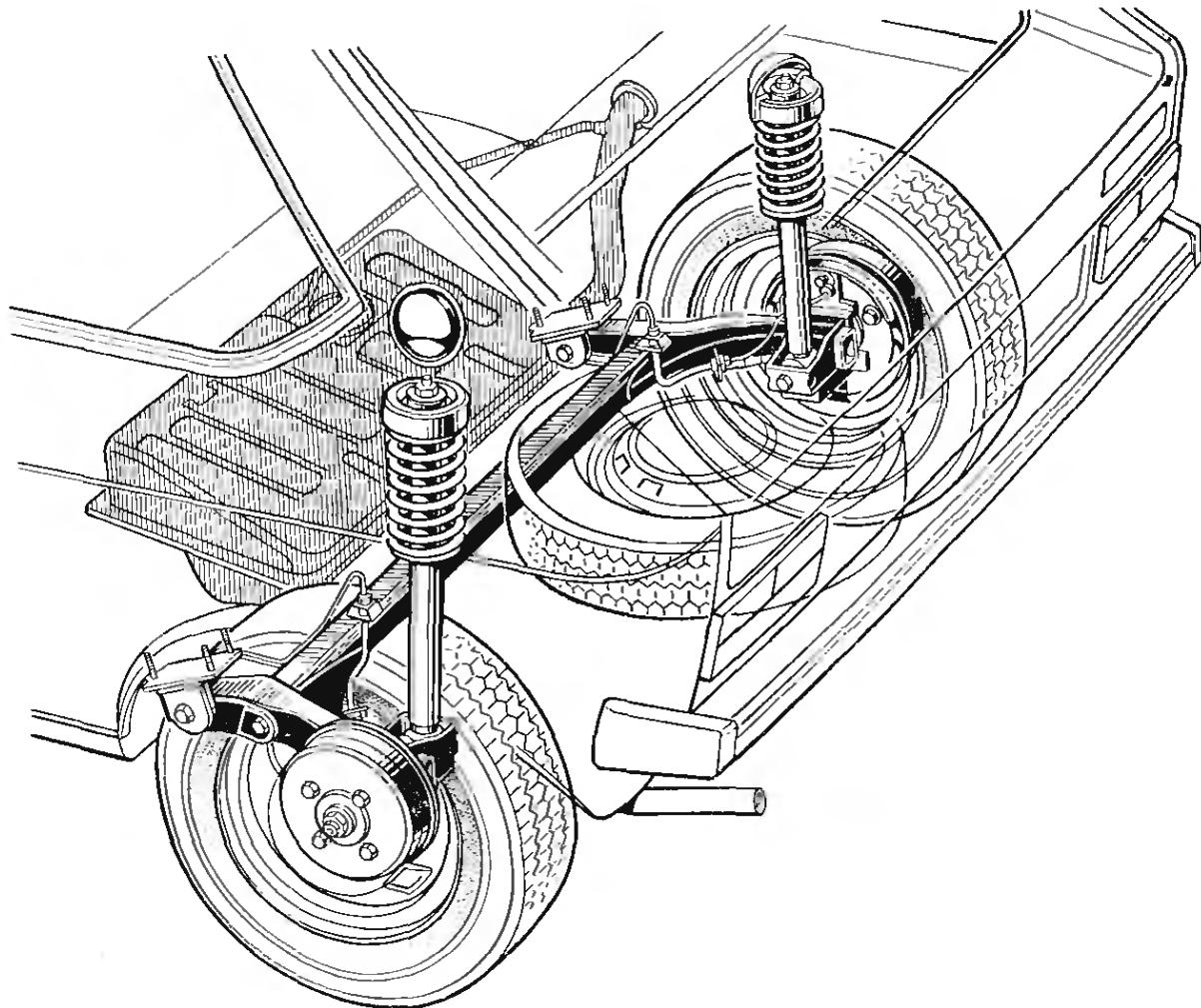


Рис. 3.11.2. Подвеска с сопряженными рычагами автомобилей «Ауди-50», «Фольксваген-поло» и «Дерби». Профиль U-образной формы, приваренный к рычагам между точками их опоры и колесами, воспринимает моменты от вертикальных и боковых сил, кроме этого, профиль выполняет функции стабилизатора. Подвеска имеет следующие технические параметры:

Колея, мм	1300
Длина рычагов, мм	346
Развал колес	$-30' \pm 30'$
Схождение колес	$0^\circ +30'_{-10'}$
Общий ход подвески, мм	186
Жесткость подвески, Н/мм:	
при равностороннем ходе C_{2h}	13,7
при разноименном ходе $C_{2h} + C_{3h}$	15,3

Модели с двигателем мощностью 44 кВт имеют в качестве дополнительного стабилизатора приваренный стержень круглого сечения, который повышает жесткость подвески при разноименном ходе на величину $\Delta C_s = 3,5$ Н/мм

Однако размер b также важен для кинематических свойств обеих конструкций. Колеса зависимых подвесок в принципе имеют неизменный угол развала γ_0 , в том числе во время крена кузова. При использовании независимой подвески на продольных рычагах колеса качаются перпендикулярно осям рычагов и кренятся во время движения на повороте на угол, равный углу крена кузова ψ , принимая положение, соответствующее положительному развалу $+\gamma_a$ на наружной стороне и отрицательному $-\gamma_i$ — на внутренней (см. рис. 3.3.1 и 3.9.7, б). Когда такой автомобиль движется прямо, ко-

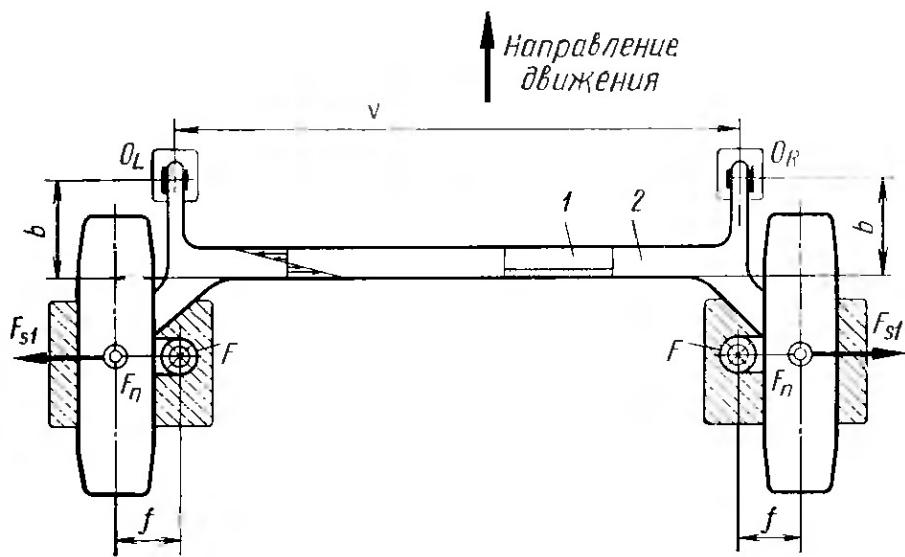


Рис. 3.11.3. Вид сверху на подвеску с сопряженными рычагами. В результате расположения амортизаторов вместе с пружинами над осью колес опоры O_L и O_R при прямолинейном движении без возмущений передают только силы сопротивления качению

леса перемещаются перпендикулярно дорожной поверхности, точно так же, как и при зависимой подвеске.

Торсионно рычажные подвески представляют собой нечто среднее между зависимой подвеской и независимой подвеской на продольных рычагах (в связи с этим ее иногда называют полузависимой): в случае равностороннего хода подвески колеса не получают никакого изменения раз渲ала, а при разноименном ходе развал колес меняется как относительно кузова, так и относительно дороги. Величина этого изменения зависит от положения поперечины, приваренной перед осью колес, т. е. от расстояния b (рис. 3.11.5 и 3.11.6). На автомобиле «Гольф» на величину раз渲ала также оказывают влияние треугольные усилители 1, расположенные позади поперечины. Если

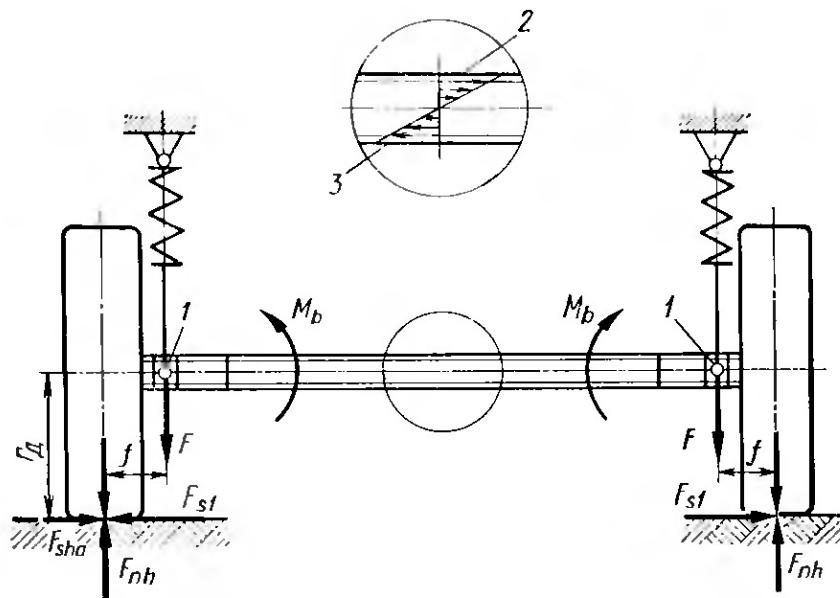


Рис. 3.11.4. Вид сзади на подвеску с сопряженными рычагами. Усилие пружины F и вертикальная реакция на колесе F_{nh} образуют момент, который стремится скрутить рычаги; этот момент воспринимается плоскими стенками U-образного профиля сварной поперечины. Если возникают боковые силы F_{st} , направленные от внутренней стороны к внешней, то они усиливают момент от вертикальных сил:

1 — рычаг; 2 — напряжения сжатия; 3 — напряжение растяжения

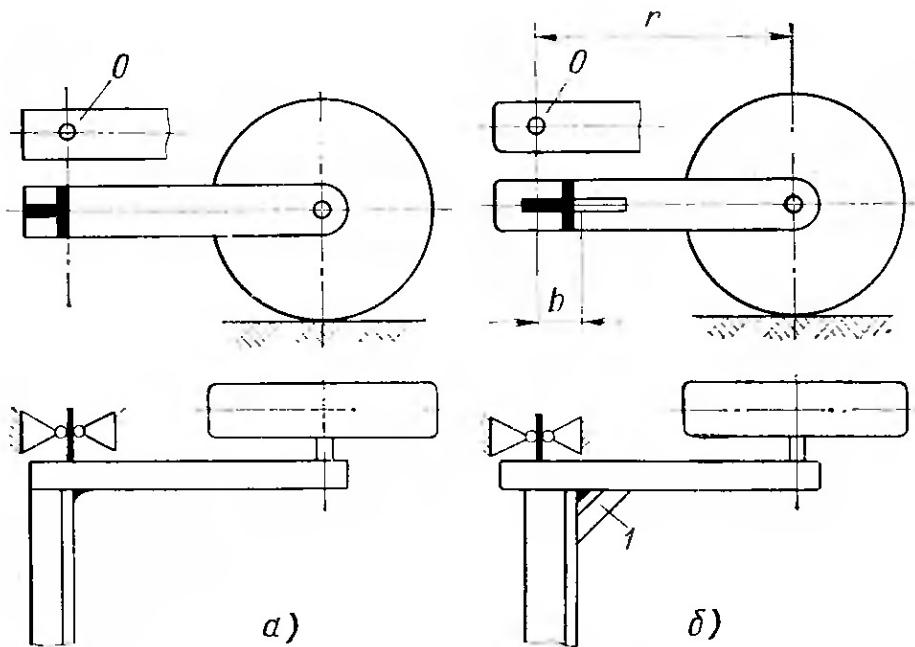


Рис. 3.11.5. Если поперечина Т-образного или У-образного профиля приварена к продольным рычагам между точками их опоры, то такая подвеска по своим кинематическим свойствам соответствует варианту 1 независимой подвески на продольных рычагах:

a — вариант 1 независимой подвески на продольных рычагах ($b = 0$); *б* — подвеска автомобиля «Фольксваген-гольф» ($b = 45$ мм, $r = 420$ мм)

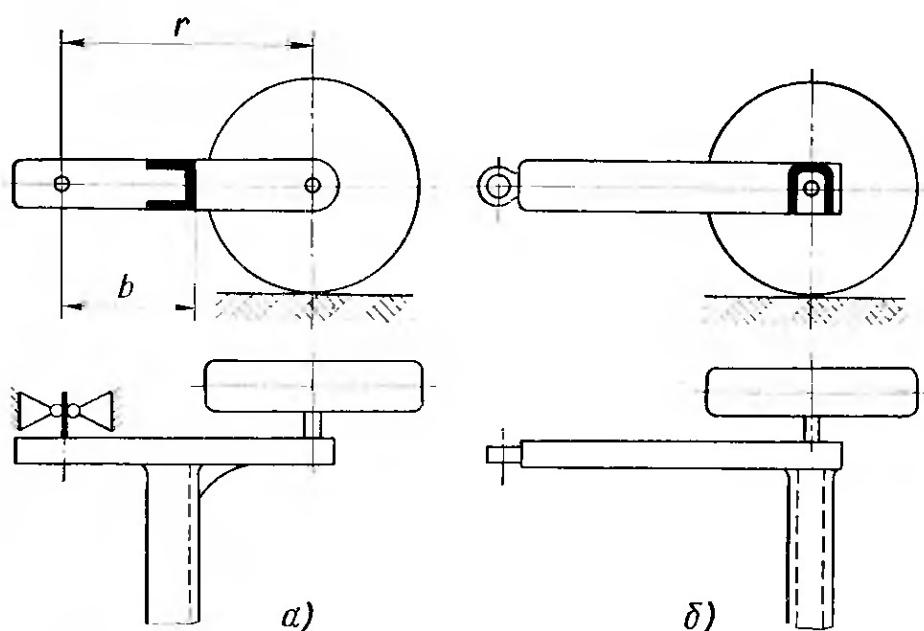


Рис. 3.11.6. Определяющим для кинематических свойств (изменения раз渲а и колеи) при разноименном ходе подвески является расстояние b между задней кромкой поперечины и точкой опоры O . Как показано в правой части рисунка, поперечину можно сместить до оси колес (или около этого), тогда мы получим зависимую подвеску:

a — подвеска автомобиля «Ауди-50» ($r = 346$ мм); *б* — зависимая подвеска ($b = r$)

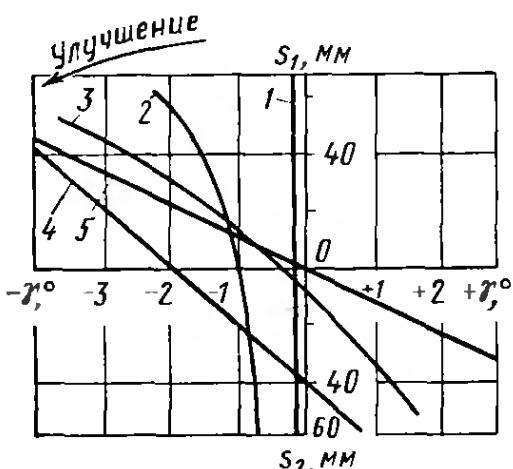


Рис. 3.11.7. Изменение развала колес относительно кузова при разноименном ходе подвески. В подвеске на продольных рычагах (кривая 1) колеса сохраняют заданный развал по отношению к кузову независимо от угла поперечного крена (т. е. хода сжатия с внешней стороны и хода отбоя с внутренней). У торсионно-рычажных подвесок смещения назад поперечина обуславливает изменение развала, которое у автомобиля «Гольф» (кривая 2) менее ярко выражено, чем у автомобиля «Ауди-50» (кривая 3). Последняя кривая изменяется аналогично кривой 4, относящейся к автомобилю БМВ-1502, однако его подвеска на косых рычагах в нормальном положении уже имеет развал $\gamma = -2^\circ$. Зависимая подвеска автомобиля «Ауди-80» (кривая 5) приведена здесь для сравнения:

1 — обычная подвеска на продольных рычагах и ее вариант 1; 2 — подвеска со связанными рычагами мод. «Фольксваген-гольф» и «Сирокко»; 3 — подвеска с сопряженными рычагами мод. «Ауди-50»; 4 — подвеска на косых рычагах мод. БМВ-1502; 5 — зависимая подвеска мод. «Ауди-80»

ная спереди (подвеска автомобиля «Гольф»), нагружает своим весом только опоры O и, таким образом, относится к подрессоренным частям и уменьшает массу деталей, вес которых непосредственно (мимуя упругие элементы) передается на дорогу; кроме того, такая поперечина имеет наименьший ход s_a . Чем дальше назад смешена поперечина, тем больше будет ее перемещение s_b вверх или s_c при ходе сжатия, а также масса неподрессоренных частей (см. табл. 1.6.9).

При движении на повороте с определенным коэффициентом бокового сплеления μ_s задние колеса передают нагрузку от части массы

задняя кромка находится точно на линии опор (как в варианте 1), то изменение развала соответствует примерно изменению развала на подвеске с продольными рычагами (рис. 3.11.7 и 3.11.8). В подвеске со связанными рычагами автомобилей «Фольксваген» поперечина сдвинута назад на 45 мм, вследствие чего при разноименном ходе подвески одно колесо (совершающее ход сжатия) получает отрицательный развал относительно кузова, а второе (на ходе отбоя) — положительный. Подвеска мод. «Ауди-50» имеет поперечину,мещенную еще дальше назад, и увеличенное в связи с этим изменение развала. Как показано на рис. 3.11.6, U-образный приварной профиль можно сместить до оси колес, сохранив коробчатую форму продольных рычагов. Тогда мы получим в чистом виде зависимую подвеску, позволяющую удобно использовать пространство между передними (на кузове) опорами, однако эти опоры должны были бы допускать угловую подвижность в двух плоскостях. Для лучшего уяснения взаимосвязей была дополнительно нанесена кривая 5 изменения развала зависимой подвески относительно кузова, построенная с учетом колеи b_h автомобиля «Ауди-80», равной 1335 мм.

Представленные четыре варианта расположения поперечины обуславливают не только разницу в изменении развала, но и величину неподрессоренных масс, а также величину требующегося для хода подвески пространства (рис. 3.11.9). Поперечина, расположенная

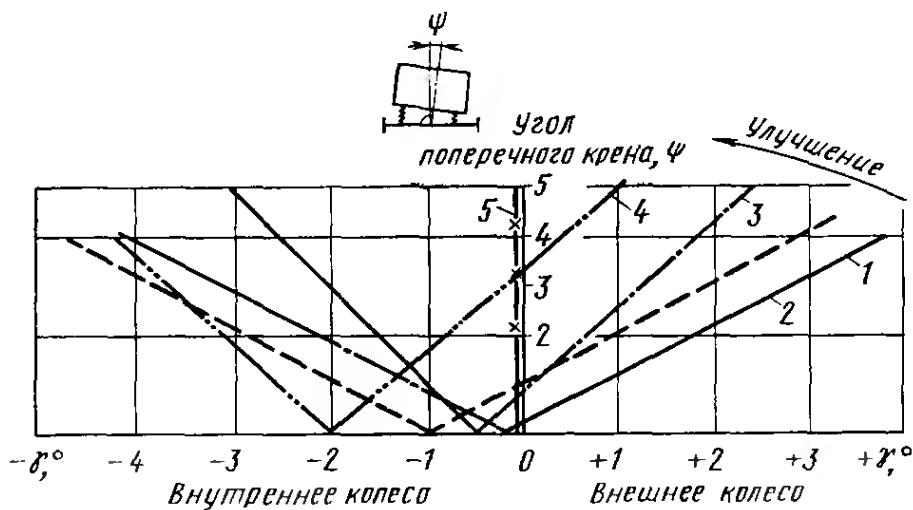


Рис. 3.11.8. Изменение развала колес относительно опорной поверхности (дороги) при движении на повороте в зависимости от угла поперечного крена, соответствующего данным, приведенным на рис. 3.11.7. Только при наличии зависимой подвески (кривая 5) развал остается постоянным, при использовании всех других подвесок наружное колесо, по крайней мере с определенного угла крена, увеличивает свой положительный развал. На графике хорошо видно, насколько положительно отражается (кривая 4) наличие отрицательного развала в нормальном положении ($\psi = 0$), и какими недостатками обладает независимая подвеска с параллельным перемещением колес (кривая 1). Показатели обеих торсионно-рычажных подвесок (кривые 2 и 3) занимают промежуточное положение

кузова m_{wh} , приходящейся на эти колеса, которую можно представить как вес $G_{wh} = m_{wh}g$.

Составляющая центробежной силы действует $F_{cwh} = \mu_s G_{wh}$, на опоры O . Следовательно, центр поперечного крена M_h расположен на пересечении горизонтали BB' , проходящей через точку O , и вертикали, проведенной через центр колеса (рис. 3.11.10). Таким образом, все три конструкции торсионно-рычажной подвески, показанные на рис. 3.11.5 и 3.11.6, имеют такую же высоту центра попереч-

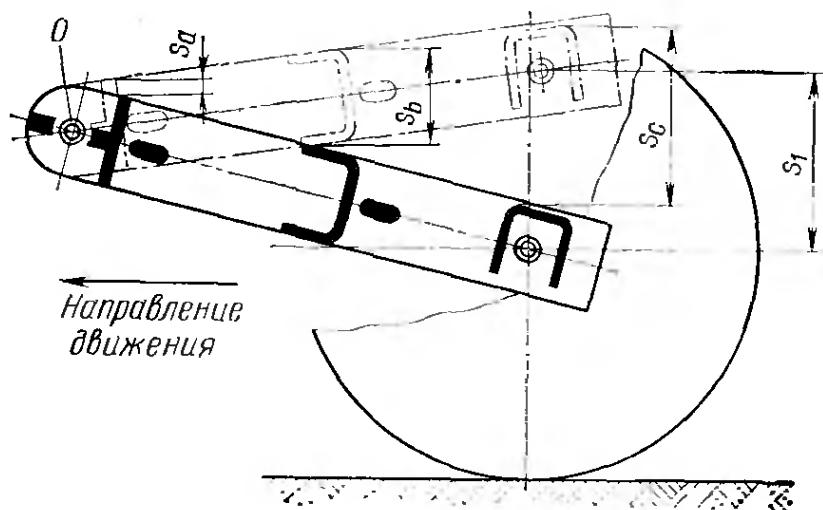


Рис. 3.11.9. Чем дальше назад смешена поперечина, тем больше (в сравнении с ходом сжатия колеса s_1) ее перемещение s_a, b, c и объем, необходимый для ее размещения в районе пола багажника

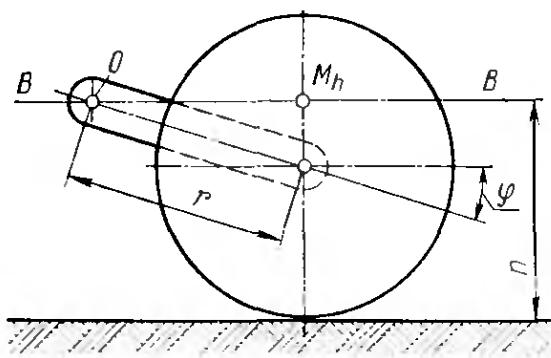


Рис. 3.11.10. Если связь колес с кузовом в боковом направлении осуществляется двумя направленными вперед продольными рычагами, жесткими на кручение и изгиб, то высоту r заднего центра крена M_h определяет расстояние от точки опоры O до дороги. Таким образом, влияние на высоту r оказывает исключительно наклон рычага (угол φ)

которой на изгиб связи между рычагами может произойти поворот моста к внешней стороне поворота, т. е.

* Кинематика подвески, т. е. перемещение колес относительно кузова, определяется не только расположением точек, в которых воспринимаются боковые силы, но и упругой податливостью элементов подвески. Если поперечина расположена вблизи оси колес, то плоские рычаги подвески при крене кузова закручиваются, влияя тем самым на кинематику направляющего устройства подвески и поэтому центр крена находится в точке M_h (рис. 3.11.10). При расположении поперечины на оси шарниров рычаги изготавливают жесткими и подвеска имеет кинематику, близкую к кинематике подвески с продольными рычагами, т. е. центр крена в этом случае лежит в плоскости дороги. Остальные варианты расположения поперечины должны давать промежуточное расположение центра крена. — Прим. ред.

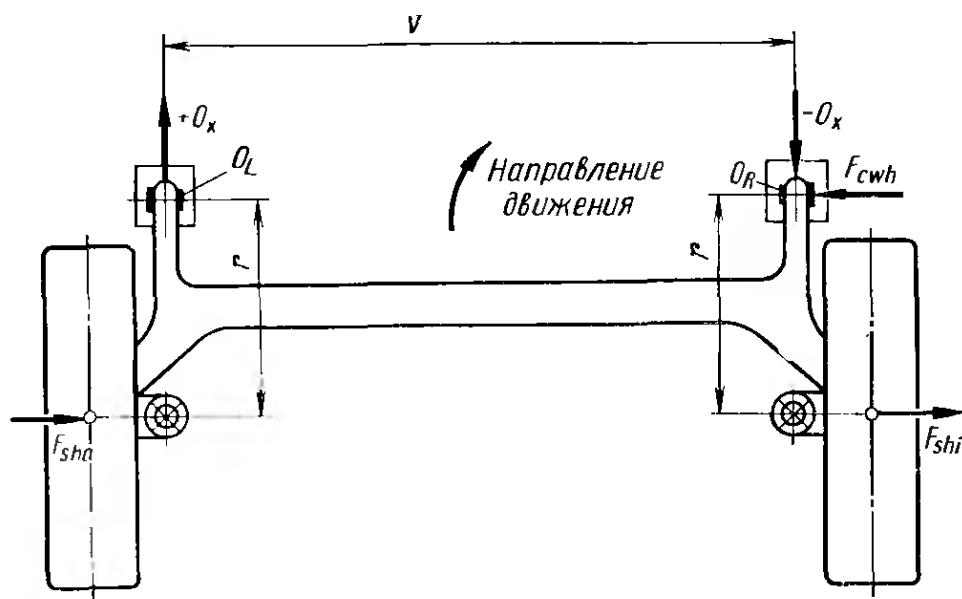


Рис. 3.11.11. Боковые силы F_{sho} и F_{shi} , действующие в пятне контакта колеса с дорогой, воспринимаются в точках опоры O_L и O_R ; вследствие этого возникает момент, который (в зависимости от податливости резиновых опор) может вызвать избыточную поворачиваемость у автомобиля под действием боковых сил, или ослабление недостаточной поворачиваемости

ногого крена, как изображенная рядом зависимая подвеска *. Эти четыре варианта различаются между собой только кинематически, а именно, характером изменения развала при движении на повороте и связанным с этим различным восприятием боковых сил шинами.

Преимуществом торсионно-рычажной подвески является наличие только двух мало нагруженных опор в точках O_L и O_R (см. рис. 3.11.3); для подвески на продольных рычагах требуется по две опоры с каждой стороны, которые, к тому же, сильно нагружаются вертикальными, боковыми и продольными силами (см. рис. 3.1.6 и 3.9.1). К этому надо добавить, что вследствие жесткой на изгиб связи между рычагами под действием боковых сил

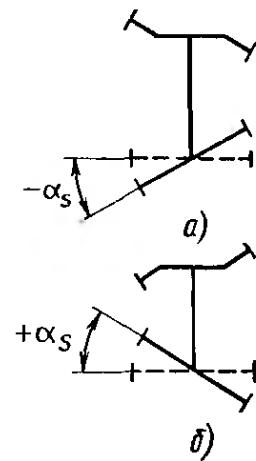
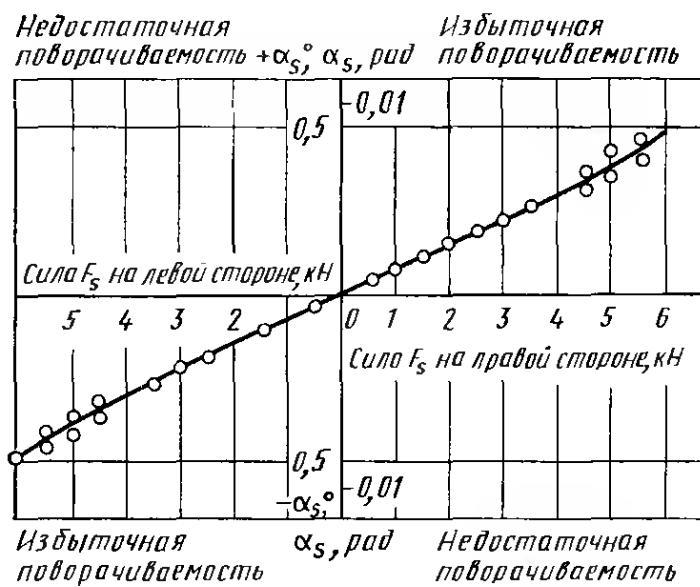


Рис. 3.11.12. Поворот задней оси в плане, замеренный на автомобиле «Фольксваген-гольф» при приложении статических боковых сил к внешнему колесу:
а — правый поворот, боковая сила F_s приложена слева; б — левый поворот, боковая сила F_s приложена справа

уменьшиться тенденция к недостаточной поворачиваемости автомобиля (рис. 3.11.11 и 3.2.13, δ). На рис. 3.11.12 показан перекос задней оси автомобиля «Гольф», полученный под действием боковых сил, которые прикладывались в статическом состоянии к наружному колесу.

3.12. ТИП ПРИВОДА АВТОМОБИЛЯ И КОНСТРУКЦИЯ ПОДВЕСКИ

В заключение следует прояснить вопрос, какая подвеска является наиболее подходящей для переднего и заднего мостов автомобиля с учетом типа привода:

Компоновка	Мост	Подвеска
Классическая	Передний	Подвеска на двойных поперечных рычагах или подвеска Макферсон
С задним расположением двигателя	Задний	Подвеска на косых рычагах
Переднеприводная	Передний	Подвеска Макферсон
	Задний	Подвеска на косых рычагах
	Передний	Подвеска Макферсон
	Задний	Зависимая подвеска либо торсионно-рычажная подвеска, или подвеска на продольных рычагах

Подвеска на двойных поперечных рычагах имеет лучшие кинематические свойства, подвеска Макферсон экономичнее в изготовлении и для ее размещения требуется меньше места, что обеспечило ей преимущественное применение на заднемоторных и переднеприводных автомобилях. Подвеска позволяет получить в передней части автомобиля просторный багажник или обеспечить место для поперечного размещения двигателя.

Для ведущих задних колес применяют преимущественно независимую подвеску на косых рычагах, а для ведомых —либо легкую зависимую подвеску, либо (при ограниченном пространстве) торсионно-рычажную. Подвески на продольных рычагах по отношению к двум последним имеют свои преимущества и недостатки.

4. КИНЕМАТИКА ШАССИ

4.1. УСТАНОВОЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПОДВЕСОК

В целях обеспечения желаемой устойчивости и управляемости автомобиля, в частности, устойчивого прямолинейного движения и уменьшения изнашивания шин изготовители автомобилей предписывают для передних подвесок всех моделей определенные установочные параметры с допусками (см. табл. 4.1.1). Регулируемыми являются схождение (см. рис. 4.6.1) и, в большинстве случаев, также углы развала и продольного наклона оси поворота колес (см. рис. 4.5.1 и 4.8.2). Другие содержащиеся в таблице параметры: поперечный наклон оси поворота, плечо обкатки, вынос колеса и разность углов поворота передних колес представляют собой конструктивные данные, которые нелегко замерить. Они необходимы только для того, чтобы иметь возможность оценить автомобиль с точки зрения безопасности движения после аварии или длительного пробега.

Если задняя подвеска зависимая, то установочные данные, отличные от нуля, возможны только у ведомых колес или когда главную передачу крепят к кузову (см. рис. 3.2.34). На независимых подвесках с косыми рычагами, которые применяют только для задних ведущих колес, схождение и развал, как правило, регулируются (см. рис. 3.10.15, б), что позволяет их устанавливать с заданной точностью. Для контроля установки задних колес переднеприводных автомобилей задают ориентировочные параметры.

Как видно на рис. 4.5.7, угол развала изменяется при ходе сжатия подвески, т. е. все легковые автомобили, которые в ненагруженном состоянии имеют небольшой положительный развал, с нагрузкой получают отрицательный. Как показано на рисунках следующих разделов, величина установочных параметров зависит от нагрузки и ее распределения, и для того, чтобы не усложнять без необходимости работу обслуживающего персонала, эти параметры должны задаваться только для автомобиля в снаряженном состоянии по стандарту ДИН 70020 (см. разд. 1.3.1). Любая дополнительная нагрузка и последующая разгрузка увеличивает стоимость обслуживания и может привести к погрешностям. Как видно из табл. 4.1.1, все западногерманские фирмы в 1978 г. соблюдали это условие, за исключением фирмы БМВ.

Таблица 4.1.1

Установочные параметры и конструкционные данные легковых автомобилей

Наименование автомобиля	Компоновки	Передние колеса						Вынос колеса, мм ¹	
		Развал		Угол поперечного наклона оси поворота колеса δ_0	Плечо обкатки R_0 , мм	Продольный наклон оси поворота колеса			
		Угол ν_0	Допуск на угол			Угол ϵ_0	Допуск на угол		
Опель-кадэт 1200 ²	Классическая	+15'	+30' —1°	8°	+44	4°	+1° —1° 30'	0	
Форд-эскорт ²		+55' 0°	±30' +30'	8° 20' 8°	+48 +46	1° 20' 4° 30'	±35' +1°	0	
Аскона-манта Л 1600 ²			—1°				—1° 30'	0	
БМВ-1502 ³		+30'	±30'	8° 30'	+57	4° 30'	±30'	0	
Форд-таунус 1600 ²		—45'	±45'	4°	+79	1° 45'	±45'	0	
БМВ-318 ³		+30'	±30'	10° 54'	+51	8° 20'	±30'	—32,5	
Опель-рекорд Е ²		+15'	±30'	10° 30'	+33	2° 15'	±45'	0	
Форд-гранада 2000 ²		+20'	±30'	5° 54'	+73	1° 55'	±55'	0	
БМВ-520 ³		+30'	±30'	8° 30'	+61	7° 40'	±30'	—36	
Даймлер-бенц Д/В 123 ²		0°	±10'	11° 45'	0	8° 45'	±30'	—	
Пежо-604 ²		—30'	±45'	10°	—	3° 30'	±30'	—	
Даймлер-бенц 280СЕ/В 116 ²		—10'	±10'	12° 16'	0	10°	±30'	—20,5	
БМВ-733 ³		0°	±30'	11° 35'	+13	9°	±30'	—36	
Форд-капри II 1600 ²		+50'	±45'	7° 20'	+50	45'	±30'	0	
Порше-924 ²		—20'	±15'	18° 30'	—11	2° 45'	±30'	0	
Порше-928 ²		—30'	±10'	13° 35'	—16	3° 30'	+30° ⁸	—16	
Опель-монца/сенатор	Переднеприводная	—15'	±30'	10° 50'	+37	3° 50'	+1° —45'	0	
Форд-фиеста ²		+1° 50'	±45'	14°	—10	+30'	+30' —15'	0	
Ауди-50 ЛС ²		—19'	±30'	10° 40'	—11	2° 20'	±30'	—4,7	
Рено-5 ТЛ ⁴		+30'	±30'	13°	+30	11°	±30'	0	
Пежо-104 ²		+55'	±30'	9° 05'	+28	2°	±30'	—	
Гольф С/Сирокко ЛС ²		+30'	±30'	12° 50'	—13	2°	±30'	0	

Наименование автомобиля	Компоновка	Передние колеса						Вынос колеса, мм ¹	
		Развал		Угол поперечного наклона оси поворота колеса δ_0	Плечо обкатки R_0 , мм	Продольный наклон оси поворота колеса			
		Угол γ_0	Допуск на угол			Угол ϵ_0	Допуск на угол		
Ситроен-ЖС ² Пассат-С ² Рено-30 ТС ⁴ Ситроен Ц-Икс ² Ауди-100/5Е ² Фольксваген-1200 ² Порше-911 ²	Заднемоторная	0°	±15'	0°	0	1° 30'	±15'	0	
		+30	±30'	12° 53'	-18	30'	±30'	0	
		+30'	±30	6° 30'	+35	5° 30'	±30'	0	
		0°	+13'—29'	5° 15'	+13	-40' ⁵	+40—1° 11	0	
		-30'	±30 ¹⁰	13° 25'	-16	-5'	±40'	-6	
		+30'	±20'	5°	+36	3° 20'	±1°	+18	
		0°	±10'	10° 55'	+51	6° 05'	±15'	0	
Наименование автомобиля		Передние колеса			Задние колеса				
		Схождение		Разность углов поворота колес при повороте на угол 20°	Развал		Схождение		
		V, мм	Допуск на размер		Угол γ_0	Допуск на угол	V, мм	Допуск на размер	
Опель-кадэт 1200 ²	+2	±1		1° ±45'	0° 7	0°	0	0	
Форд-экспорт ²	+3,5	±3,5		15'	0° 7	0°	0	0	
Аскона-манта Л 1600 ²	+2	±1		1° 10'	0° 7	0°	0	0	
БМВ-1502 ³	+1,5	+1—0,5		1° ±30'	-2°	±30'	1,5	±1,5	
Форд-таунус 1600 ²	-1	±1		15'	0° 7	0°	0	0	
БМВ-318 ³	+1,5	+1—0,5		45° ±30'	-2°	±30'	1	±1	
Опель-рекорд Е ²	+3	±1		1° 30' ±45	0° 7	0°	0	0	
Форд-гризата 2000 ²	+4	±2,4		15'	-20'	±30'	1,2		
БМВ-520 ³	+1,5	+1—0,5		1° ±30'	-2°	±30'	1	±1	
Даймлер-бенц Д/В 123 ²	+3	±1		1° 40'	+35'	±30'	1,5	+2—1	
Пежо-604 ²	+3	±1		+1°	-1° 30'	±30'	2	+2—1	
Даймлер-бенц 280СЕ/В 116 ²	+3	±1		50° ±40'	+20'	+30'	1,5	+2—1	
БМВ-733 ³	0,5	+1,0—0,5		1° 40' ±30'	-1° 30'	±30'	2	±1	
Форд-капри II 1600 ²	+3	+4—3		15'	0° 7	0°	0	0	
Порше-924 ²	0,5 ⁶	±1		10° ±20'	-25'	±10'	0 ⁶	±1	
Порше-928 ²	0 ⁶	±0,5		1° ±30'	-40'	±10'	2 ⁶	±1	
Опель-монца/сенатор	+4	±1		1° 30' ±45'	-30'	±30'	2	+3—1	
Форд-фиеста ²	-2,5	±1		1° 10'	0° 8	0	0	+3—1	
Ауди-50 ЛС ²	0	±1		40'	-30'	±30'	0	+3—1	
Рено-5 ТЛ ⁴	-3	±2		1° 10'	+45'	±45'	2	±2	
Пежо-104 ²	+2,5	±2		2°	-1°	±30'	3	±2	
Гольф С/Сирокко ЛС ²	-1	±0,5		1° 30' ±30'	-1° 15'	±35'	2	±3	
Ситроен-ЖС ²	+1,5	±1,5		1° 40'	0°	-1°	0	±4	
Пассат-С ²	+1	±1,5		54° ±30'	-30' ⁸	±30'	0	±2,5	
Рено-30 ТС ⁴	+1,5	±1,5		40'	0°	±1°	0	±1	
Ситроен Ц-Икс ²	+2,5	±1,5		1° 40'	0°	-24'	2,5	±1,5	
Ауди-100/5Е ²	0	+0,5—1		1° 40' ±30'	-30'	±30'	2	±0,5—1	
Фольксваген-1200 ²	+3,5	±1,5		1° 20'/2° 10'	+1°	±1°	-0,5	±1	
Порше-911 ²	0	±1		15° ±15'	-1°	±10'	2,5	0	

1-Знак плюс соответствует смещению колеса назад (рис. 4.11.1), знак минус — вперед (рис. 4.11.25).

² Без нагрузки по стандарту ДИН 70020.³ С нагрузкой: два человека массой 68 кг на переднем сиденье, один человек массой 68 кг на заднем сиденье, 21 кг груза, расположенного в левой части багажника.⁴ С половинной нагрузкой.⁵ Отрицательный угол.⁶ Колеса разжимаются спереди усилием 150 Н.⁷ Зависимая подвеска ведущих колес.⁸ Зависимая подвеска ведомых колес.⁹ Разность значений для левых и правых колес не более 20'.¹⁰ Разность значений для левых и правых колес не более 30'.¹¹ Разность значений для левых и правых колес не более 1°.

чистая

4.2. КОЛЕСНАЯ БАЗА

База L_R (расстояние между осями передних и задних колес (см. рис. 1.2.2) имеет большое значение для ходовых качеств автомобиля. Большая в сравнении с длиной автомобиля база позволяет оптимально разместить пассажиров в пространстве, заключенном между осями. Передний и задний свесы кузова получаются короткими, тенденция к возникновению продольных колебаний уменьшается, что дает возможность применить мягкую подвеску и получить хорошую плавность хода. В то же время наличие короткой базы улучшает маневренность автомобиля, так как при повороте колес на один и тот же угол радиус поворота становится меньше (см. разд. 4.7).

Длинная база находит преимущественное применение на переднеприводных автомобилях, так как при классической компоновке требуется использование длинной составной карданной передачи (см. рис. 3.1.21). Несмотря на это, большинство автомобилей новых моделей имеют более длинную базу, чем их предшественники. Лучший пример тому — автомобиль «Ровер-3500» с базой $L_R = 2815$ мм. На заднемоторных автомобилях двигатель расположен в задней части автомобиля, а багажник (для уравновешивания) — в передней части. Поэтому базу автомобиля в этом случае можно менять лишь в небольших пределах.

В обзорной табл. 1.2.3 (см. разд. 1.2) приведены длины и базы легковых автомобилей, определен коэффициент базы K_L , равный отношению колесной базы к длине автомобиля, и указан тип привода, чтобы иметь возможность сравнивать. Переднеприводные автомобили фирмы «Рено», известные очень хорошей плавностью хода, имеют оптимальные значения K_L . Чтобы получить мягкие задние подвески, фирма «Рено» располагает требующиеся для этого длинные торсионные валы последовательно один за другим, вследствие чего на мод. Р4 на правой стороне получается база, больше на 48 мм (на мод. Р16 с левой стороны больше на 67 мм). Это простое мероприятие не ухудшает ходовых качеств автомобиля (см. рис. 3.9.2).

4.3. КОЛЕЯ

Колеи b_v передних и b_h задних колес (см. рис. 1.2.2) оказывают решающее влияние на поведение автомобиля во время движения на повороте и на поперечный крен кузова. Однако колея не может превышать определенного значения (в сравнении с шириной автомобиля). В передней подвеске повернутое до отказа колесо при полном ходе сжатия не должно задевать за вырез крыла и, по крайней мере, на ведущих колесах (независимо передние или задние) должен быть предусмотрен зазор для размещения цепей противоскольжения. Колеса в процессе своих перемещений не должны задевать ни за какие детали шасси или кузова; на рис. 4.3.1 показан контур цепей противоскольжения, а на рис. 4.3.2 — размеры, которые конструктивно должны быть предусмотрены. Некоторые автомобильные фирмы

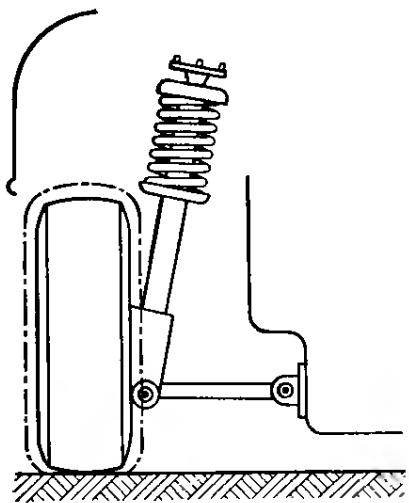


Рис. 4.3.1. По крайней мере для ведущих колес должен быть учтен контур цепей противоскольжения

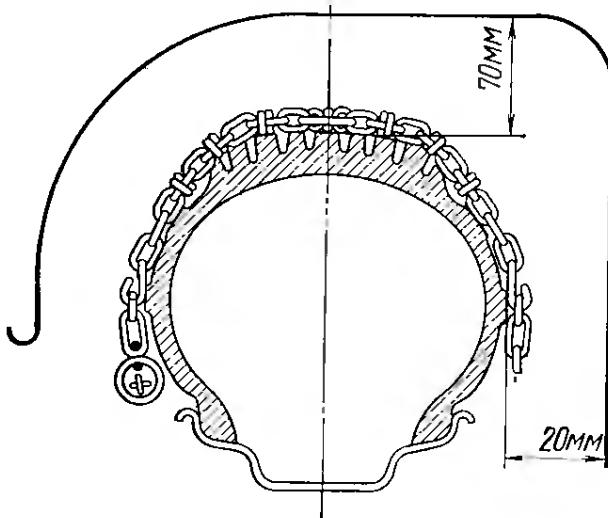


Рис. 4.3.2. Расстояния до боковины и протектора шины, которые необходимо предусмотреть, чтобы разместить цепи противоскольжения с учетом действия на них центробежных сил

допускают установку шин большего размера, но при этом обращают внимание на то, что применение цепей противоскольжения станет невозможным. Такое замечание можно найти в технических характеристиках различных автомобилей, если вместо серийных шин предусматривается установка на новый автомобиль (по специальному заказу за дополнительную плату) шин серии 70 соответствующего размера; это факт, на который, безусловно, следует обращать внимание при покупке автомобиля.

Табл. 1.2.3 содержит данные о колее передних и задних колес различных легковых автомобилей в сравнении с их шириной; дополнительно приведены отношения этих величин (коэффициент K_B), дающие представление о том, насколько эффективно использована ширина автомобиля. Из данных таблицы видно, что часть приведенных автомобилей имеет неодинаковую колею передних и задних колес. На любом автомобиле желательно иметь удобное заднее сиденье, однако его ширина зависит от типа задней подвески, опор упругих элементов, применяемых шин и базы.

Ходы отбоя и сжатия колес на большинстве независимых подвесок приводят к изменению колеи, что либо обусловлено функционально, либо специально предусматривается, если, например, (как показано в следующем разделе) желательно иметь высокое расположение центра крена. К сожалению, это изменение имеет и отрицательные последствия, так как возникает боковой увод катящейся шины, что обуславливает появление боковых сил, особенно ощущаемых при низкопрофильных шинах. Помимо этого увеличивается сопротивление качению и ухудшается устойчивость автомобиля на режиме прямолинейного движения. К этому надо добавить возможность отрицательного влияния на рулевое управление. Поэтому в процессе проектирования шасси необходимо предварительно определить изменения колеи передней и задней подвесок по чертежу.

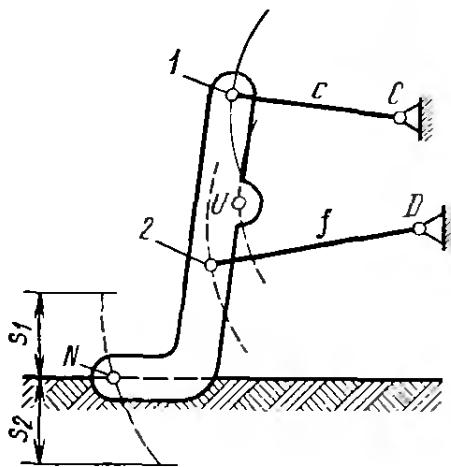


Рис. 4.3.3. Графическое определение с помощью шаблона изменения колеи (в точке N пятна контакта колеса с дорогой) и траектории движения наружного шарнира U рулевой тяги при наличии подвески на двойных поперечных рычагах

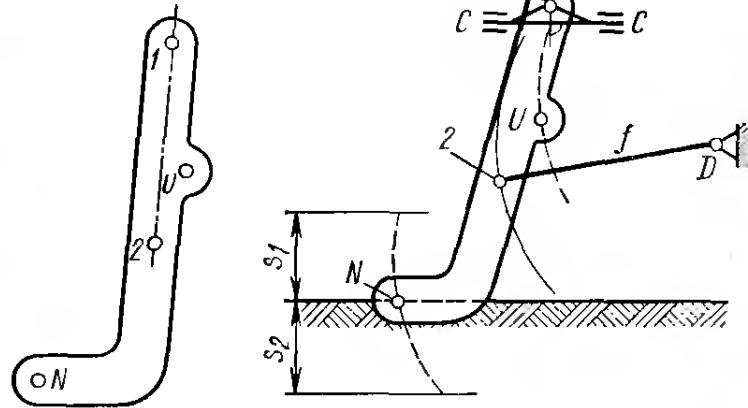


Рис. 4.3.4. Шаблон для простого определения изменения колеи колес, закрепленных на двойных поперечных рычагах (рис. 4.3.3), на продольных и поперечных рычагах (рис. 4.3.5)

Рис. 4.3.5. Определение изменения колеи колес и траектории движения наружного шарнира U рулевой тяги с применением шаблона, показанного на рис. 4.3.4, при наличии подвесок на продольных и поперечных рычагах

В подвеске на двойных поперечных рычагах для этого следует провести дуги радиусами, равными длинам рычагов c и f , из центров C и D (осей вращения рычагов) и обозначить центры наружных шаровых шарниров точками 1 и 2 (рис. 4.3.3). В целях имитации поворотной цапфы и колеса нужно изготовить шаблон (рис. 4.3.4), на котором следует обозначить отверстиями, кроме точек 1 и 2 , точку N контакта колеса с дорогой и, при необходимости центр U наружного шарнира рулевой тяги. Затем, как показано на рис. 4.3.3, точки 1 и 2 этого шаблона необходимо небольшими шагами провеси по дугам вокруг точек C и D , а именно: вверх до достижения точкой N шаблона конца хода сжатия s_1 , отмеченного заранее горизонталью, и вниз на величину хода отбоя s_2 . При этом перемещения точек N и U на каждом шаге отмечаются карандашом. Линия соединения найденных таким образом точек дает изменение колеи и траекторию шарнира рулевой тяги, однако без учета податливости, имеющейся в опорах рычагов (см. рис. 3.4.8, в, 3.4.9 и 3.5.5, б).

В случае подвески на продольных и поперечных рычагах также надо провести дугу внизу из центра D , а вверху — перпендикуляр к оси качания рычага (рис. 4.3.5) через точку 1 . Для определения изменения колеи нужно перемещать шаблон, показанный на рис. 4.3.4 одновременно по дуге и по этому перпендикуляру.

При подвеске Макферсон верхняя опорная точка C расположена неподвижно на кузове автомобиля, т. е. во время перемещения колеса на ходе сжатия расстояние между нижним шаровым шарниром 2 и точкой C уменьшается, а на ходе отбоя — увеличивается. Шаблон должен быть приспособлен к этому изменению длины (рис. 4.3.6, а): на нем делают прорезь в направлении оси аморти-

заторной стойки EE (в направлении оси поворота $C2$ только тогда, когда точка 2 находится на линии продолжения оси стойки, см. рис. 3.5.8 и 4.4.4). Точку 2 , которая также должна быть отмечена на шаблоне, перемещают по дуге вокруг точки D , одновременно ведя прорезь по точке C (рис. 4.3.6, б); для удобства в этой точке в чертежную доску втыкают иглу.

На рис. 3.8.1, а показано, что изменение колеи при наличии двухшарнирной подвески с качающимися полуосями можно легко определить графически, прочертив для этого дугу с центром в точке P . На рис. 3.8.7 видны преимущества, которые дает уменьшение высоты расположения центров качания полуосей. Аналогичным образом положение полюса P является определяющим для изменения колеи колес $\pm \Delta b$ при использовании всех других подвесок. Если точка P находится на уровне дороги, длины рычагов подвески на двойных поперечных рычагах выбраны таким образом, что в процессе ходов отбоя и сжатия колеса точка P перемещается по этой поверхности, то никакого изменения колеи не происходит (рис. 4.3.7). С помощью модели можно определить параметры, необходимые для обеспечения этого явления, например, до величины хода $s = \pm 70$ мм. Поскольку на мод. С 111 были применены сверхширокие шины, то фирма «Даймлер-бенц» спроектировала заднюю подвеску этого автомобиля-прототипа именно таким образом (см. рис. 3.4.4, в).

Высотой полюса определяется положение центра крена M (см. разд. 4.4), если точка P находится выше уровня дороги, то точка M смещается вверх. Как показано в разд. 4.4 и на рис. 4.4.2, в этом случае касательная к кривой изменения колеи в нулевой точке отклоняется от вертикали на угол α . Кривизна кривой в этой точке зависит от расстояния между полюсом P и точкой контакта колеса с дорогой N . Чем дальше одна от другой расположены эти точки,

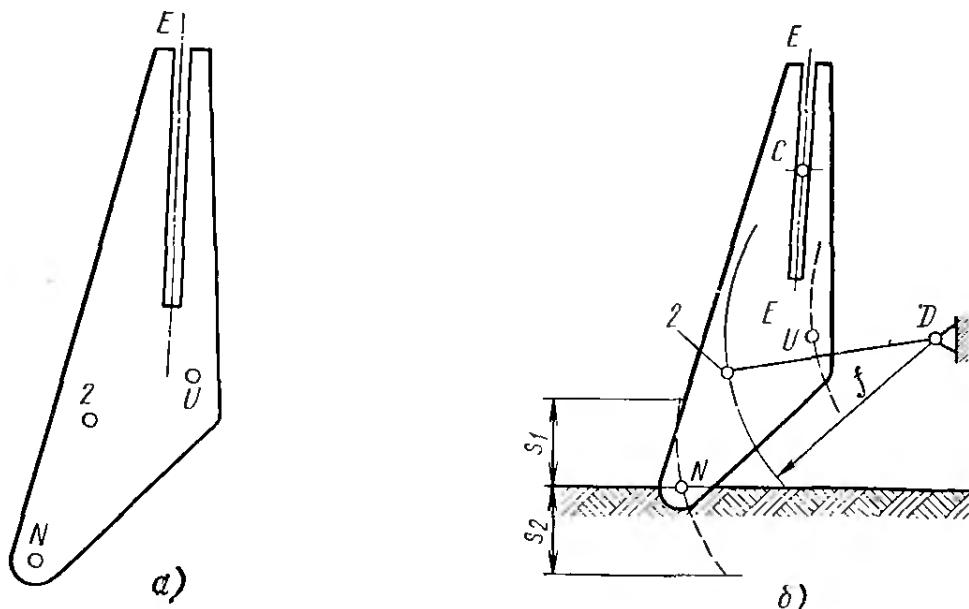


Рис. 4.3.6, а. В шаблоне для графического определения изменения колеи колес, имеющих подвеску Макферсон, должна быть прорезь в направлении оси E амортизаторной стойки

Рис. 4.3.6, б. Графическое определение с помощью шаблона изменения колеи и траектории движения наружного шарнира U рулевой тяги при наличии подвески Макферсон

тем меньше кривизна; однако изменение раз渲ала при этом будет менее оптимальным (см. рис. 4.5).

На реальном автомобиле изменение колеи может быть определено путем измерения бокового смещения по параллельным направляющим двух опорных тарелок, расположенных под колесами, в зависимости от хода сжатия и отбоя подвески (s_1 и s_2). Параллельные направляющие тарелок, на которые опираются оба колеса оси, необходимы потому, что изменение схождения в процессе хода подвески (см. разд. 4.6) может несколько повернуть тарелки и исказить результаты замеров. При графическом изображении упругий ход колеса откладывают по оси Y (рис. 4.3.8) в соответствии с направлением перемещения: ход сжатия (s_1) — вверх со знаком плюс, ход отбоя (s_2) — вниз со знаком минус. Нулевое положение должно соответствовать конструктивной массе автомобиля (см. разд. 1.3.5) или нагрузке, равной общей массе двух человек по 68 кг каждый. Исследовать автомобиль в ненагруженном состоянии не имеет смысла.

По оси X откладывают изменение колеи Δb обоих колес, причем увеличение (со знаком плюс) — вправо, а уменьшение (со знаком минус) — влево. На графике должен быть указан размер колеи $b_{v,h}$ в нулевом положении; изменение колеи Δb для положения «полная нагрузка» (или «без нагрузки») может быть определено с помощью характеристики упругости. Из этой характеристики берется ход сжатия Δs_1 , равный расстоянию от нулевого положения до положения, соответствующего допустимой нагрузке на подвеску (или ход отбоя Δs_2 соответственно до положения, занимаемого без нагрузки), а затем по кривой изменения колеи определяется Δb в зависимости от хода Δs . Характеристика упругости передней подвески автомобиля «Рено-6», для которой следует вычесть из 133 мм размер 115 мм, чтобы получить ход сжатия $\Delta s_1 = 18$ мм, соответствующий перемещению от нулевого положения (нагрузка равна массе двух человек) до нагрузки, обусловли-

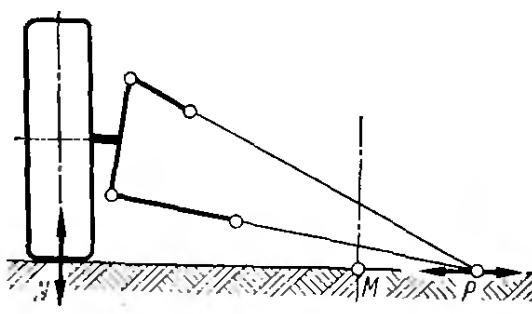


Рис. 4.3.7. Отсутствие изменения колеи указывает на то, что центр крена расположен на уровне дороги. Если, кроме того, полюс перемещается в плоскости дороги, то улучшаются кинематические свойства

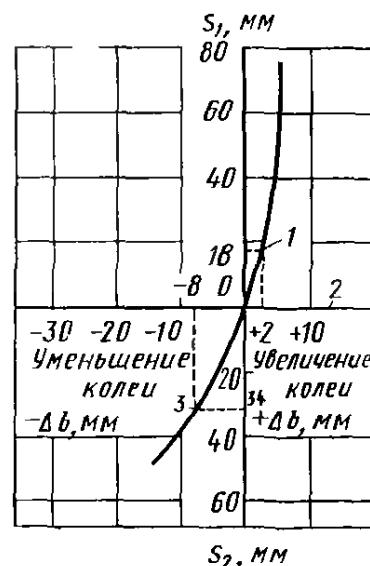


Рис. 4.3.8. Размер колеи колес b у независимой подвески зависит от нагрузочного состояния автомобиля (колея колес $b_v = 1286$ мм):
1 — нагрузка, равная массе пяти человек и багажа; 2 — нулевое положение; 3 — автомобиль в ненагруженном состоянии

Рис. 4.3.9. У подвески с двойными поперечными рычагами можно без ухудшения других кинематических свойств получить небольшое изменение колеи, что особенно важно при установке шин серии 50, 60, 70. На рисунке представлены данные автомобилей «Опель Аскона Б» (классическая компоновка) и «Симка-1307/1308» (переднеприводный):

1 — автомобиль «Симка-1308»; 2 — автомобиль «Опель Аскона Б»

ваемой массой пяти человек и багажа; положение «без нагрузки» определяется разностью размеров 115 и 81 мм, т. е. $\Delta s_2 = 34$ мм. На рис. 4.3.8 нанесены эти отрезки, прогибу подвески Δs_1 соответствует изменение колеи $\Delta b_1 = +2$ мм, а прогибу Δs_2 соответствует $\Delta b_2 = -8$ мм. Согласно стандарту ДИН 70020 колея должна указываться для автомобиля в ненагруженном состоянии (см. разд. 1.3.1). В целях получения этого размера необходимо вычесть из величины колеи $b_v = 1286$ мм изменение Δb_2 , и тогда получим $b_{v0} = 1278$ мм.

На рис. 4.3.9 приведены кривые изменения параметров колеи двух подвесок на двойных поперечных рычагах. Кривая 2 (автомобиль «Опель Аскона Б») указывает на то, что центр крена распо-

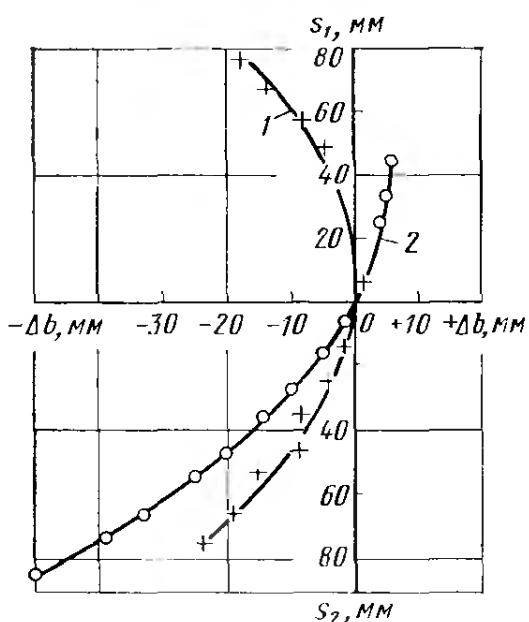
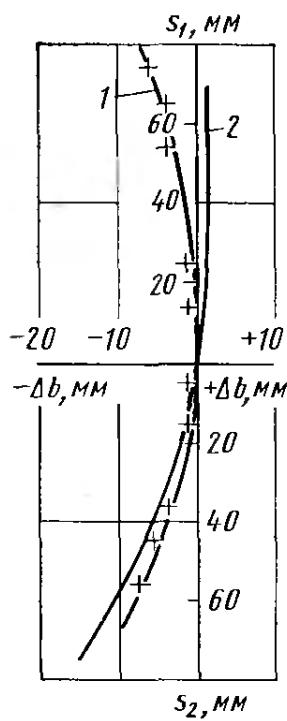


Рис. 4.3.10. Кинематика подвески Макферсон позволяет получить малое изменение колеи лишь в узком диапазоне ходов, что использовано на автомобиле «Порше-924». На автомобилях БМВ третьей серии центр крена расположен выше уровня дороги, в результате чего при сжатии подвески происходит небольшое изменение колеи, а при отбое — более значительное. По оси X использован масштаб 2 : 1, а по оси Y — 1 : 1:

1 — автомобиль «Порше-924» (колея $b_v = 1420$ мм); 2 — автомобиль БМВ-320 (колея $b_v = 1380$ мм)

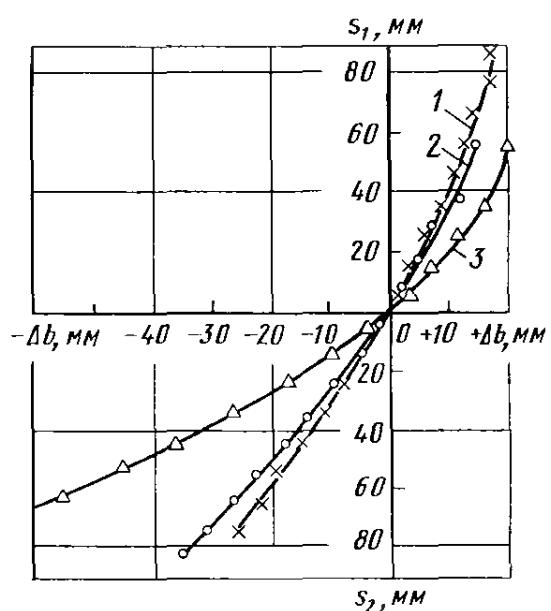


Рис. 4.3.11. Изменение колеи колес у подвесок на косых рычагах автомобилей «Порше-924» и БМВ третьей серии (кривые соответственно 1 и 2), а также у подвески Макферсон (автомобиль «Фиат-127», кривая 3)

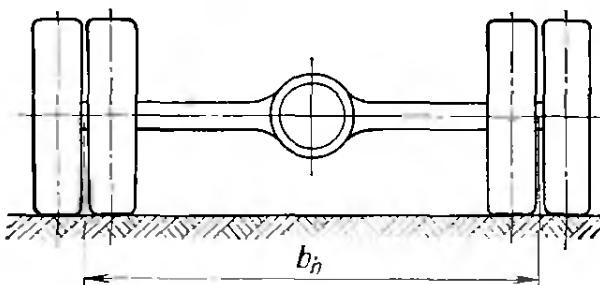


Рис. 4.3.12. При наличии сдвоенных шин величина колеи b_h измеряется как расстояние между средними плоскостями каждой пары шин

«Порше-924» (кривая 1, рис. 4.3.10). Вследствие кинематических особенностей подвески Макферсон на ней труднее получить такие малые изменения, какие показаны на рис. 4.3.9. Форма кривой 2 (автомобиль БМВ-320) указывает на то, что центр крена располагается выше в нулевой точке (см. рис. 3.5.5 и 3.5.21).

Значительное изменение колеи подвески с качающимися полуосями отражено на рис. 3.8.1, б, а более оптимальные характеристики подвески на косых рычагах — на рис. 3.10.7, а. На рис. 4.3.11 показаны для сравнения характеристики различных конструкций задних подвесок. Минимальное изменение имеет подвеска на косых рычагах автомобиля «Порше-924» (кривая 1), аналогичная показанной на рис. 3.10.16. На автомобиле БМВ-320 центр крена расположен выше, вследствие чего изменение колеи больше (кривая 2, изображение подвески смотрите на рис. 3.10.13). Кривая 3, которая относится к подвеске Макферсон автомобиля «Фиат-127», свидетельствует об особенно большом изменении колеи при ходе отбоя, по-видимому, полюс P расположен относительно близко к колесу, чтобы получить большое изменение развала (см. рис. 3.5.27 и 4.5.8).

На зависимых подвесках изменение колеи может возникнуть лишь в пределах податливости конструкции, то же самое относится к торсионно-рычажным подвескам, описанным в разд. 3.11. Нужно только принять во внимание, что при сдвоенных шинах значение колеи b_h относится к средним плоскостям, лежащим между этими шинами (рис. 4.3.12).

4.4. ЦЕНТРЫ КРЕНА И ОСЬ КРЕНА

На всех независимых подвесках существует прямая связь между изменением колеи и высотой центра крена, поэтому оба эти параметра следует рассматривать совместно.

Центр крена $M_{v,h}$ (под этим названием подразумевается центр поперечного крена) — это точка, расположенная в вертикальной плоскости, которая проходит через центры колес (рис. 4.4.1) и при крене автомобиля в каждый конкретный момент времени остается неподвижной. В теории механизмов и машин такая точка называется мгновенным центром поворота. Таким образом, центр крена есть точка,

лагающаяся выше уровня дороги и при ходе сжатия его высота практически не изменяется (см. рис. 3.4.8, в и 3.4.9). Кривая 1 переднеприводного автомобиля «Симка-1307/1308» (см. рис. 3.4.5) также свидетельствует о небольших изменениях колеи, но форма кривой указывает на то, что центр крена располагается почти на уровне дороги, это в равной мере относится и к передней подвеске

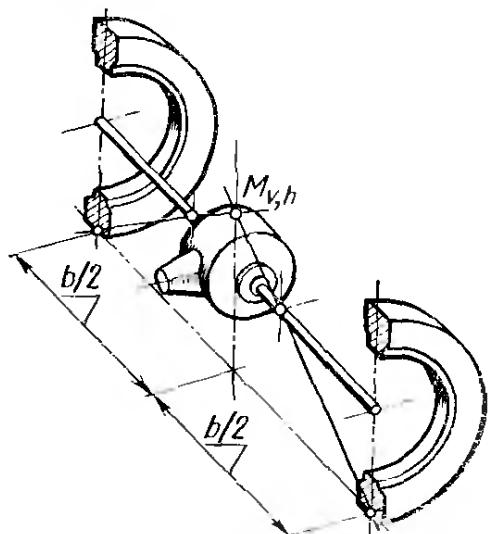


Рис. 4.4.1. Центр крена $M_{v, h}$ расположен в средней продольной плоскости автомобиля (если смотреть спереди) и на вертикали, проходящей по оси колеса (на виде сбоку)

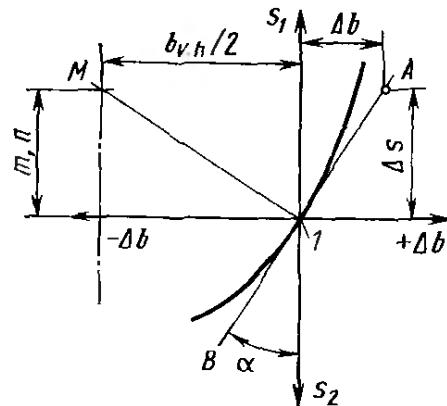


Рис. 4.4.2. По фактической кривой изменения колеи одного колеса можно определить высоту m или n центра крена, если провести касательную к кривой в точке, соответствующей определенному нагрузочному состоянию:

1 — точка, соответствующая нагрузке, равной массе двух человек

лежащая на вертикали, проходящей через середину линии, соединяющей центры колес *, относительно которой начинает крениться кузов при приложении к нему боковой силы и в которой, кроме того, происходит восприятие боковых сил, действующих между колесами и кузовом **. Если к имеющейся кривой изменения колеи одного колеса в точке контакта этого колеса провести перпендикуляр, то пересечение данного перпендикуляра со средней продольной плоскостью автомобиля даст положение центра крена данной подвески (точка M рис. 4.4.2). Таким образом, с помощью отрезков Δs и Δb (на касательной) можно рассчитать высоту m точки M для передней подвески или n для задней подвески, причем с учетом всех податливостей, имеющихся в опорах рычагов (см. рис. 3.4.8, в, 3.4.9 и 3.5.5, б). Известно соотношение

$$\Delta b / \Delta s = \frac{m \text{ или } n}{b_{vh}/2} = \operatorname{tg} \alpha,$$

отсюда находим высоту центра крена:

для передней подвески $m = (\Delta b / \Delta s) \cdot (b_v/2)$,

и для задней подвески $n = (\Delta b / \Delta s) \cdot (b_h/2)$. Например, при $b_v = 1400$ мм, $\Delta b = 6$ мм на колесо и $\Delta s = 40$ мм получим $m = (6/40) \times (1400/2) = 105$ мм.

Чем больше изменение колеи в точке, соответствующей определенной нагрузке (см. рис. 4.3.8), тем меньше тангенс угла α наклона

* Это справедливо только при наличии абсолютно одинаковой кинематики у подвесок правого и левого колес и только в начальный момент крена кузова. — Прим. ред.

** Имеется в виду, что через эту точку проходит вектор равнодействующей сил, приложенных к кузову со стороны подвески. — Прим. ред.

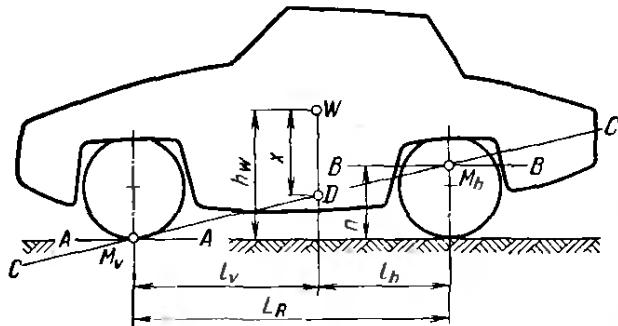


Рис. 4.4.3. Теоретической осью крена называют прямую CC (в данном случае наклонную), соединяющую передний и задний центры крена. Отрезок x , перпендикулярный плоскости дороги, представляет собой плечо крена, равное расстоянию между осью крена и центром масс кузова W . Если легковой автомобиль имеет на задней оси зависимую подвеску, то показанное наклонное положение оси крена является предпочтительным. При наличии независимых подвесок на передней и задней осях автомобиля ось крена желательно располагать почти параллельно дороге

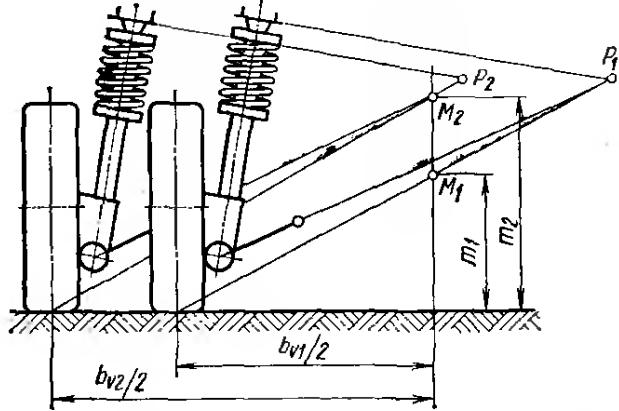


Рис. 4.4.4. Чем больше колея b_v , тем выше располагается центр крена M , что показано на примере подвески Макферсон

касательной и тем выше расположена центр крена над уровнем дороги. В случае малого изменения колеи и прохождения касательной AB параллельно оси Y (см. рис. 4.3.7) точка M находится невысоко над уровнем дороги или точно на уровне дороги. Если на грабоих колес (как на рисунках разд. 4.3), высоту центра крена определяют аналогичным образом, однако в расчет принимают лишь половину величины изменения, т. е. $\Delta b/2$. Отсюда $m = \Delta b b_v / 4 \Delta s$ и $n = \Delta b b_h / 4 \Delta s$.

На рисунке нанесено изменение колеи (разд. 4.3), высоту центра крена определяют аналогичным образом, однако в расчет принимают лишь половину величины изменения, т. е. $\Delta b/2$. Отсюда $m = \Delta b b_v / 4 \Delta s$ и $n = \Delta b b_h / 4 \Delta s$.

Касательная, проведенная к кривой, изображенной на рис. 4.3.10, на участке, соответствующем ходу сжатия, приближаясь к направлению, параллельному оси Y , изменяет свой наклон, что равнозначно снижению (нежелательному) положения центра крена под действием нагрузки — в этом заключается недостаток подвески Макферсон. У подвески с двойными поперечными рычагами наклон касательной, а с ним и высота центра крена по мере нагружения меняются меньше (см. рис. 3.4.8, в и 4.3.9), а у подвески с косыми рычагами почти не меняются (см. рис. 3.10.7, а и 4.3.11).

Для устойчивости и управляемости автомобиля не менее важным, чем изменение высоты центра крена под действием нагрузки, является положение теоретической оси крена CC , т. е. линии, соединяющей центры кренов передней и задней подвесок (рис. 4.4.3). При независимых передней и задней подвесках теоретическая ось крена должна располагаться примерно параллельно поверхности дороги и как можно выше, параллельно — чтобы во время движения на повороте происходило примерно одинаковое перераспределение нагрузок на колесах переднего и заднего мостов (принимая угловые жесткости подвесок примерно одинаковыми) в целях поддержания нейтральной поворачиваемости. Располагается как можно выше — чтобы крен кузова оставался небольшим. Однако для передних

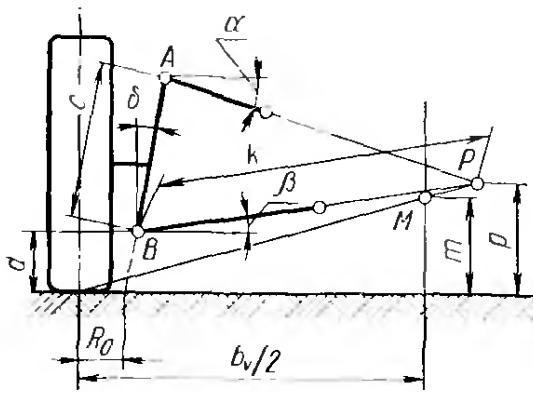
колес высота расположения оси ограничена в связи с чрезмерным увеличением изменения колеи, поэтому превышение величины $t = 150$ мм вряд ли возможно. Увеличение размера передней колеи с b_{v1} до b_{v2} привело бы, как показывает приведенная выше формула, к некоторому повышению центра крена (точка M_2 , занимает положение точки M_1 на рис. 4.4.4). Поэтому во время проектирования шасси вначале нужно определить высоту t переднего центра крена (зависящего от изменения колеи), чтобы затем можно было подобрать соответствующую конструкцию задней подвески, причем, если будет выбрана независимая подвеска, то она должна иметь высоту $n \approx t$. Если применена зависимая задняя подвеска, то кузов в процессе движения на повороте имеет более узкую опору по той причине, что расстояние ϑ_h между упругими элементами меньше, чем колея b_h (см. рис. 3.2.1, а, 4.4.18). Для компенсации этого рекомендуется центр крена располагать выше, как показано на рис. 4.4.3 и в табл. 4.4.1.

Дополнительно обозначенные на рис. 4.4.3 линии A и B являются действительными осями крена, они обычно расположены параллельно поверхности дороги; точное их положение зависит от установки рычагов. Относительно линий A и B кузов наклоняется под действием боковой силы *.

На последующих рисунках показано простое графическое определение высот t или n центров крена при независимых подвесках, а также расстояния p полюса от уровня дороги. Отрезок p необходим для определения поведения автомобиля во время движения на повороте, а расстояние по горизонтали от полюса до точки контакта колеса $q = pb/2t$ (см. рис. 3.5.3, 4.4.10, а) является определяющим (как отмечено выше) для изменения развала. У подвески на двойных поперечных рычагах имеет значение только взаимное положение рычагов (т. е. значения углов α и β , рис. 4.4.5). Линии, соединяющие внутренний и наружный шарниры каждого рычага, следует продолжить, чтобы получить точку полюса P и его высоту p . Соединив точку P с точкой N пятна контакта колеса с дорогой, получим в средней продольной плоскости автомобиля точку M . При взаимно параллельных рычагах полюс P находится в бесконечности, поэтому нужно провести линию, параллельную к этим рычагам, через точку N (рис. 4.4.6). Путем изменения длины рычагов можно влиять на наклон колес в сторону отрицательного развала во время хода сжатия (см. рис. 3.4.4, г, 3.4.8, б, 4.3.3 и 4.5.9).

В случае большого удаления полюса от точки контакта колеса рекомендуется отрезки p и t определять расчетным путем, необходимые для этого формулы приведены на рис. 4.4.5. Если проекции осей рычагов на продольную плоскость параллельны (что может быть конструктивно предусмотрено для размещения центра продольного крена в необходимом месте, см. рис. 3.4.2, б), то необхо-

* Одновременное вращение вокруг двух параллельных осей возможно только при наличии деформации кузова. Фактически вследствие высокой жесткости кузовов автомобили кренятся вокруг оси СС. — Прим. ред.

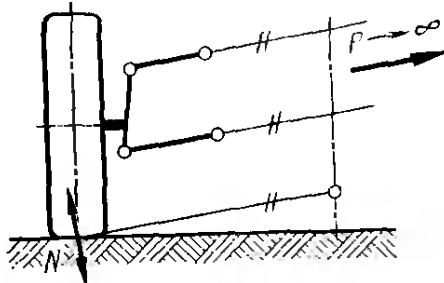


$$m = \frac{b_v}{2} = \frac{p}{k \cos \beta + d \operatorname{tg} \delta + R_0} \quad p = k \sin \beta \cdot d$$

$$k = C \frac{\sin(90^\circ + \delta - \alpha)}{\sin(\alpha + \beta)} = k$$

Рис. 4.4.5. Расчетное определение длины отрезков m и p при использовании подвесок на двойных поперечных рычагах или продольных и поперечных рычагах

Рис. 4.4.6. Определение положения точки M при наличии подвески на параллельных двойных поперечных рычагах; полюс лежит в бесконечности



димо провести вертикали через точки A и B (рис. 4.4.7). Полученные таким образом точки E и F , будучи соединенными на другой проекции с точками A и B , определяют положение полюса P ; соединив последний с точкой N , получим в средней продольной плоскости автомобиля центр крена M^* . Если поперечная рессора выполняет в подвеске направляющие функции, то при центральной ее заделке (рис. 4.4.8) для определения центра крена имеет значение размер кинематического плеча L_3 , а при двухточечном креплении — расстояние L_2 до точки крепления (рис. 4.4.9, см. также рис. 3.4.19, а).

В случае применения подвески Макферсон следует в точке A крепления стойки к кузову восставить перпендикуляр к оси штока амортизатора и продолжить отрезок, соответствующий нижнему рычагу; точка пересечения этих прямых определит положение полюса P (см. рис. 4.4.4). Если полуось одновременно выполняет функции нижнего рычага (см. рис. 3.5.31, «Фиат-130»), то точкам B и D соответствуют центры обоих шарниров полуоси. Как изображено на рис. 3.5.3 и 3.5.4, в связи с отрицательным плечом об-

* Точка P будет найдена точнее, если отрезки AE и BF на виде сбоку будут перпендикулярны проекциям осей рычагов C_1C_2 и D_1D_2 . — Прим. ред.

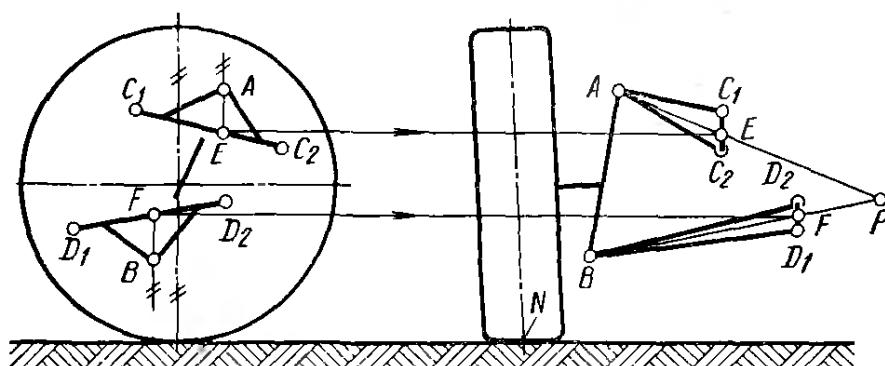


Рис. 4.4.7. Если оси качания рычагов расположены наклонно в пространстве то на виде сбоку необходимо провести через точки A и B перпендикуляры к линии поверхности дороги, тогда пересечение их с осями качания C_1C_2 и D_1D_2 на виде сбоку даст точки E и F , требующиеся для нахождения полюса.

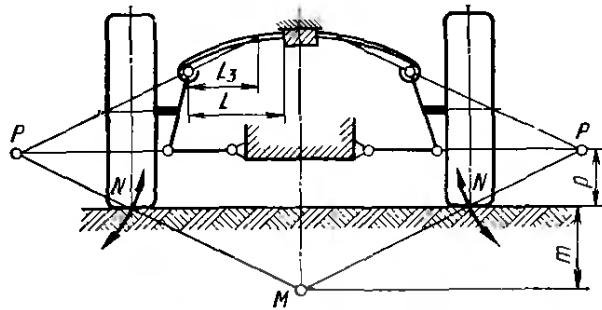


Рис. 4.4.8. Определение положения точек M и P при использовании в подвеске верхней поперечной рессоры с центральной заделкой (см. рис. 3.1.1, а и 3.4.19, б)

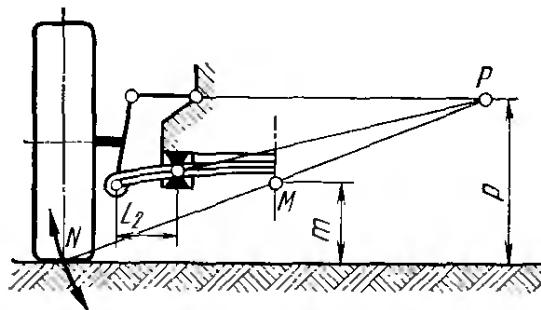


Рис. 4.4.9. Определение положения точек M и P при использовании в подвеске нижней поперечной рессоры с двухточечным креплением, показанной на рис. 1.8.14 и 3.4.18

катки требуется смещение нижнего направляющего шарнира B к колесу. На рис. 4.4.10, а показано, что отрезок AP и в этом случае перпендикулярен оси амортизатора. В случае малого наклона рычага рекомендуется высоты m (или n) и p определять расчетным путем; так как при прочерчивании полюс оказался бы далеко за пределами чертежа (рис. 4.4.10, б, см. также рис. 3.5.3). На подвеске Макферсон трудно получить положение центра крена на уровне дороги, однако применение длинных нижних рычагов упрощает решение этой задачи (см. рис. 3.5.3 и кривую 1 на рис. 4.3.10).

В подвеске на продольных и поперечных рычагах верхняя точка A (рис. 4.4.11, а) перемещается перпендикулярно оси поворота рычага. Чтобы найти точки P и M , необходимо через точку A провести прямую, параллельную EF ; расчетное определение ведется по формулам, написанным на рис. 4.4.5. Если в подвеске Макферсон можно влиять на высоту центра крена лишь наклоном нижнего рычага и, в незначительной степени, изменением угла δ поперечного наклона оси поворота, что является недостатком этой конструкции, то в подве-

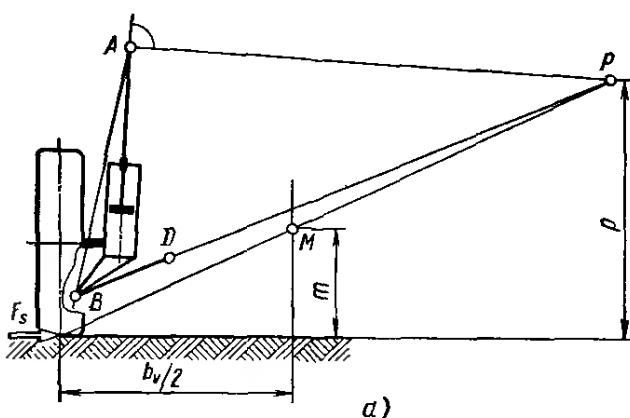


Рис. 4.4.10, а. В случае наличия подвески Макферсон для определения точек M и P необходимо провести перпендикуляр к линии направления перемещения поршня амортизатора (т. е. к оси амортизаторной стойки). На обеих сторонах автомобиля момент, образованный боковой силой F_s на плече высоты полюса p , передается на кузов в точке P

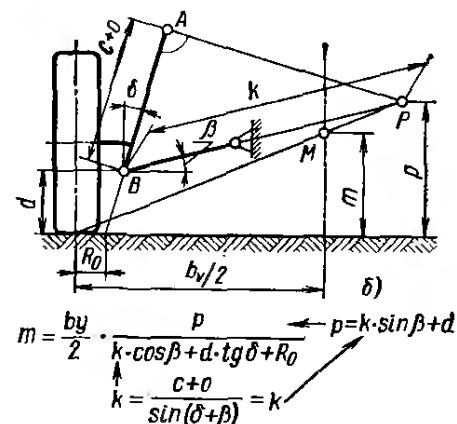
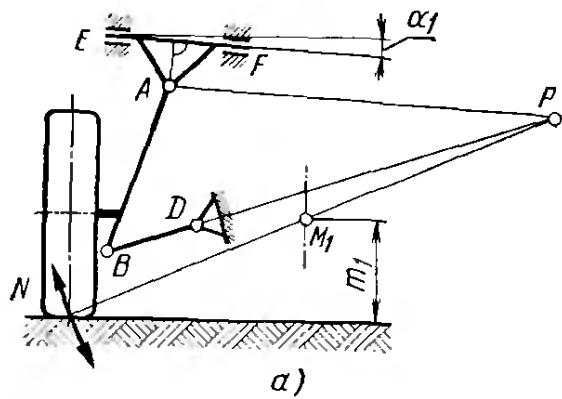


Рис. 4.4.10, б. Расчетное определение длины отрезков m и p при наличии обычной конструкции подвески Макферсон



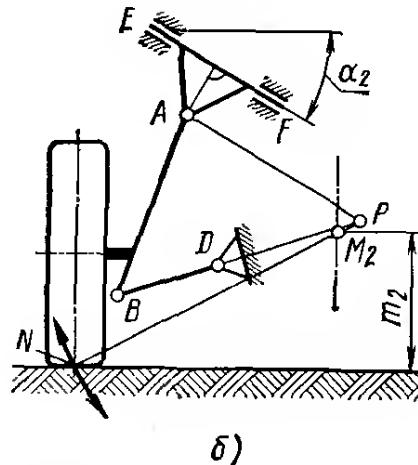
а)

Рис. 4.4.11, а. Графическое определение положения точек M_1 и P в случае использования подвески на продольных и поперечных рычагах

сках на продольных и поперечных рычагах есть возможность увеличения наклона оси поворота EF и, в результате этого, поднятия центра крена M_2 (рис. 4.4.11, б). Одновременно с этим можно переместить полюс ближе к колесу, что обуславливает дополнительное преимущество большего наклона колес при ходе сжатия в сторону, соответствующую отрицательному развалу.

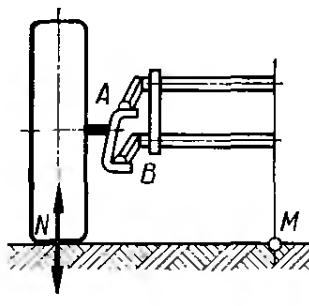
Высота m переднего цента крена, определенная в соответствии с рис. 4.4.4—4.4.11, б, соответствует истине лишь при допущении, что сочленения обладают только угловой подвижностью и не податливы при величинах крена до $\psi \approx 2^\circ$. Податливость резиновых элементов, особенно установленных во внутренних шарнирах рычагов, несколько изменяет высоту центра крена (см. рис. 3.4.8, в, 3.4.9 и 3.5.5, б). Проведенные прочерчивания и расчеты показывают, что при больших углах крена левый и правый полюс занимают различные положения, но тем не менее изменение высоты центра крена, находящегося в средней продольной плоскости автомобиля, не превышает $\Delta m = \pm 10$ мм. Одновременно с этим замеры, проведенные на легковых автомобилях, показали снижение высоты центра крена на величину до $\Delta m = 20$ мм.

В подвеске на двойных продольных рычагах автомобилей «Фольксваген» для нахождения центра крена определяющим является направление перемещения шаровых шарниров A и B на концах рычагов; если торсионные валы, как на мод. «Кэфтер» и транспортер», расположены горизонтально (см. рис. 3.7.1), то перемещение колес происходит по вертикали и точка M находится на уровне дороги (рис. 4.4.12, а). На автомобиле «Фольксваген-1600», выпускавшемся до 1973 г., нижние торсионные валы установлены под углом один к другому, и для определения положения точки M нужно через центры верхнего и нижнего шаровых шарниров провести прямые, параллельные отрезкам, соответствующим торсионным валам, чтобы получить полюс P , а затем точку M (рис. 4.4.12, б).



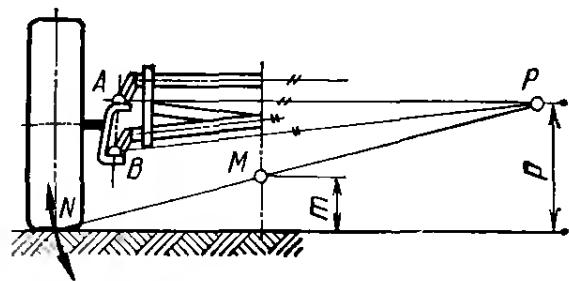
б)

Рис. 4.4.11, б. Путем наклона оси качания рычага E_F можно поднять центр крена в подвесках на продольных и поперечных рычагах при этом изменение развала колес получается ближе к оптимальному. Беличны с индексом 1 относятся к рис. 4.4.11, а. Так как $\alpha_2 > \alpha_1$, то $m_2 > m_1$



a)

Рис. 4.4.12, а. В передней подвеске на двойных продольных рычагах автомобиля «Фольксваген-кэфер» оба тормозных вала расположены горизонтально, и шарниры *A* и *B* перемещаются по вертикали; точка *M* находится на уровне дороги, а точка *P* лежит в бесконечности

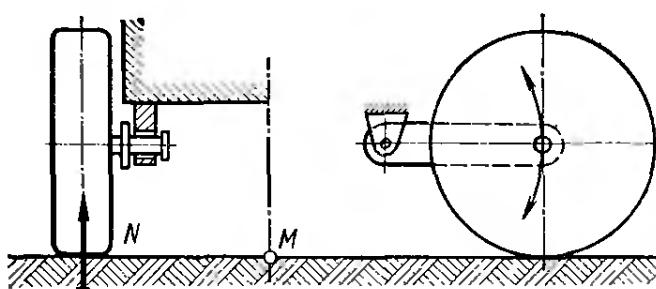


б)

Рис. 4.4.12, б. Если нижние тормозные перекаиваются (как на автомобиле «Фольксваген-1600», выпускавшемся до 1973 г.), то полюс и центр крена находятся выше уровня дороги

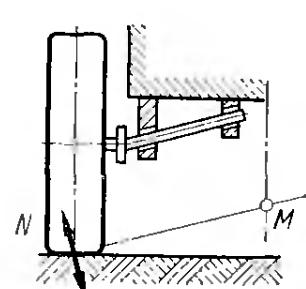
В отличие от передних подвесок, задние независимые подвески в большинстве случаев имеют только по одному рычагу с каждой стороны; высоту центра крена также определяет направление перемещения колес, показанное на всех рисунках. Если в подвеске на продольных рычагах ось поворота горизонтальна (рис. 4.4.13, а), то колесо перемещается точно по вертикали и точка *M* находится на уровне дороги; если ось рычага наклонена, как на мод. «Симка-1000» (рис. 4.4.13, б и 3.9.5), точка *M* смещается вверх или (при противоположном наклоне) вниз.

Одношарнирная подвеска с качающимися полуосями имеет ось качания, расположенную в средней продольной плоскости автомобиля (рис. 4.4.14 и 3.8.8), полюс является одновременно центром крена в отличие от полюса двухшарнирной подвески с качающимися полуосями, у которой точки *P* лежат по обе стороны главной передачи, а точка *M* вследствие этого оказывается расположенной несоразмерно высоко. На рис. 3.8.1, а и 3.8.7 показано графическое, а на рис. 4.4.15 дополнительно — расчетное определение точки *M*. На рис. 4.4.15 видно снижение центра крена, происходящее при отрицательном развале $-\gamma$.



а)

Рис. 4.4.13, а. Если ось качания продольных рычагов горизонтальна, то точка *M* находится на уровне дороги, а точка *P* лежит в бесконечности



б)

Рис. 4.4.13, б. Если продольные рычаги имеют наклонную ось качания, то точка *M* располагается выше уровня дороги или (при противоположном наклоне) ниже его; точка *P* в любом случае находится в бесконечности

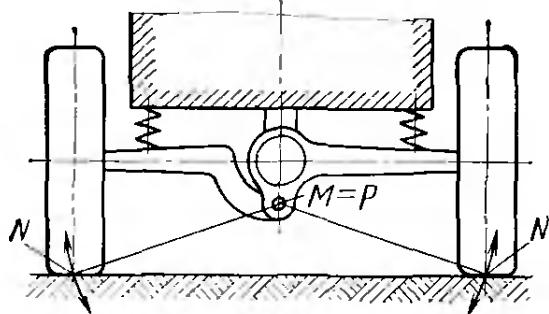


Рис. 4.4.14. В одношарнирной подвеске с качающимися полуосями центр качания рычагов, расположенный примерно на оси симметрии автомобиля, является одновременно полюсом и центром крена

При определении высоты центра крена подвески на косых рычагах, представляющей собой подвеску промежуточного решения между подвесками на продольных рычагах и с качающимися полуосями, важно учитывать то, что колеса перемещаются перпендикулярно оси качания AB (рис. 4.4.16, а). Пересечение продолжения оси качания с вертикальной плоскостью, проходящей через оси колес, даст положение полюса $P_{1,2}$, с помощью которого можно определить высоту n центра крена в средней продольной плоскости автомобиля. Для этого нужно вначале на виде сверху с учетом угла α найти пересечение прямых, соответствующих продолжению оси качания рычага и оси колес. Полученная таким образом горизонтальная проекция P_1 полюса позволяет на виде сзади определить другую его проекцию, которая находится на продолжении оси качания, наклоненной на угол β . Затем найденный на виде сзади полюс P_2 следует соединить с точкой N . При малых углах α и β может быть целесообразен расчет размеров n и p по заданным конструктивным размерам. На рис. 3.10.5 приведены необходимые для этого формулы, а на рис. 4.4.16, б — пример с конкретными размерами. Если в экономическом варианте подвески на косых рычагах угол $\alpha \approx 45^\circ$, то продолжение оси качания рычагов пересекает ось колес рядом с главной передачей (рис. 4.4.17 и 3.10.1); обусловленное этим высокое расположение центра крена видно на виде сзади. Влияние углов α и β на высоту расположения точки M было рассмотрено в разд. 3.10 и представлено на рис. 3.10.6; если оба эти угла не равны нулю, то угол η , определяющий в пространстве положение оси качания, находится из уравнения

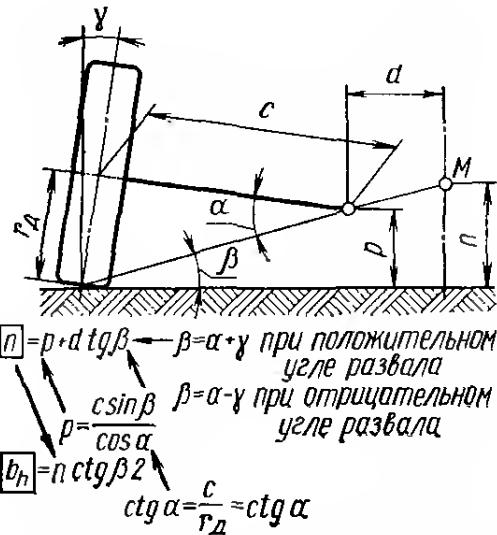
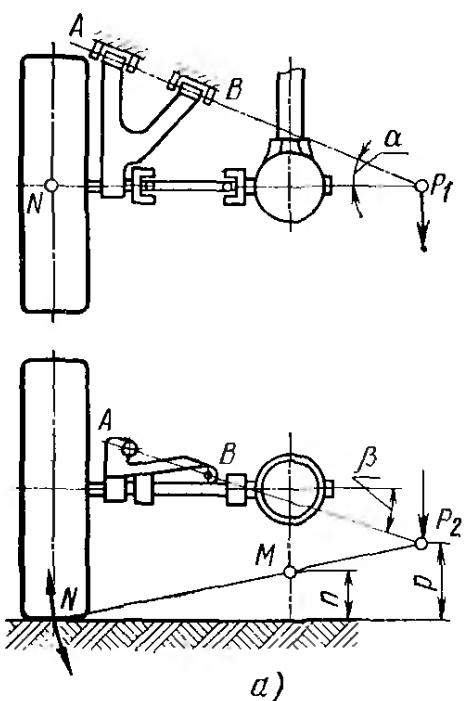


Рис. 4.4.15. Для выполнения графического и расчетного определения длины отрезков n и p при наличии двухшарнирной подвески с качающимися полуосями необходимо знать длину рычага c и расстояние d (от оси качания рычага до средней продольной плоскости автомобиля). Оба эти отрезка и развал колеса γ являются исходными величинами, необходимыми для проведения расчета в случае наличия такой подвески. Величина колеи B_h определяется в конце расчета

На рис. 4.4.15, а показано расположение центра крена M в средней продольной плоскости автомобиля. На рис. 4.4.15, б показано расположение центра крена M в проекции сзади. Влияние углов α и β на высоту расположения точки M было рассмотрено в разд. 3.10 и представлено на рис. 3.10.6; если оба эти угла не равны нулю, то угол η , определяющий в пространстве положение оси качания, находится из уравнения

$$\tan \eta = \sqrt{\tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}.$$



a)

Рис. 4.4.16, а. Графическое определение высоты центра крена при наличии подвески на косых рычагах. Положение центра крена зависит главным образом от положения точек А и В на оси качания, т. е. от величины углов α и β , а также от длины рычагов

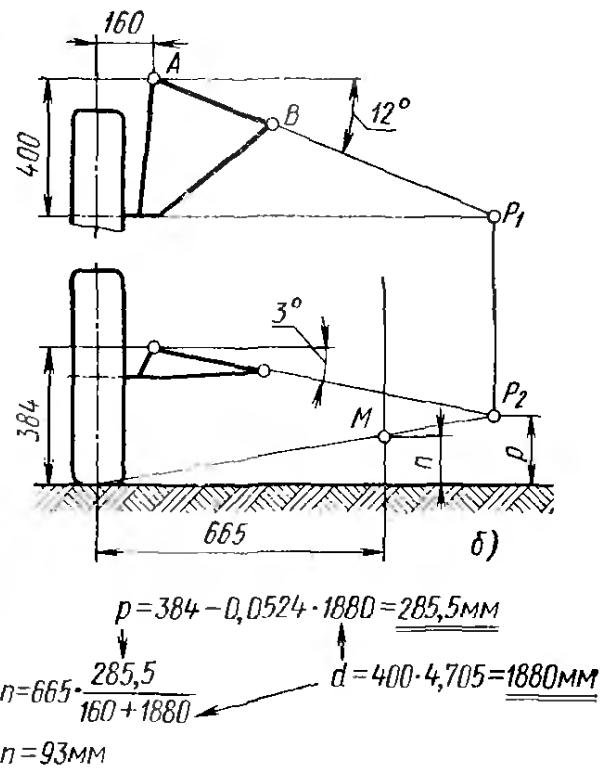


Рис. 4.4.16, б. Пример расчета, выполненного для определения центра крена и высоты полюса, при наличии подвески на косых рычагах

Как показано на рис. 3.2.1, в, в зависимых подвесках восприятие боковых сил осуществляется только в одной или в двух точках. Поэтому определение центра крена с использованием законов теории механизмов и машин возможно лишь в единичных случаях; при решении этой задачи в основном применимы законы статики, в частности, для условной точки (центра крена), в которой происходит передача сил между кузовом и осью. Если в подвеске применены продольные рессоры, то боковая сила передается коренными листами и положение точки М определяется высотой заделки этих листов стремянками (рис. 4.4.18). Для снижения общей высоты в легковых автомобилях рессоры располагают под балкой моста; на грузовых автомобилях и автобусах для уменьшения попечного крена требуется высокое расположение центра крена. Рессоры в этом случае устанавливают над балкой оси, что обеспечивает еще одно преимущество; стремянки не нагружаются

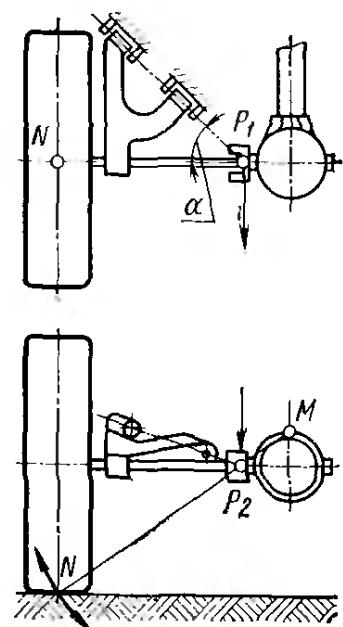


Рис. 4.4.17. В упрощенном варианте подвески на косых рычагах внутренний шарнир полуоси является одновременно полюсом P , вследствие чего точка M располагается выше уровня центра колеса ($\alpha \approx 45^\circ$)

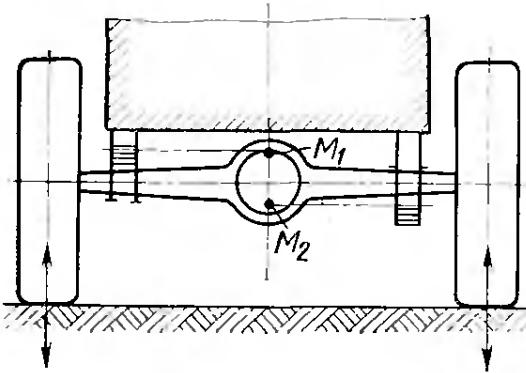


Рис. 4.4.18. В зависимой подвеске на продольных рессорах боковые силы передаются на кузов через коренные листы рессор. Центр крена находится на высоте середины (по толщине) коренного листа в месте крепления рессоры к балке подвески независимо от того, расположена рессора над балкой (левая сторона) или под ней (правая сторона): M_1 — грузовые автомобили и некоторые автобусы; M_2 — легковые автомобили

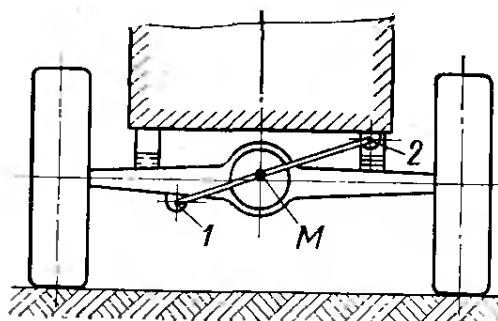


Рис. 4.4.19. Если боковые силы передаются тягой Панара, то центр крена находится в точке пересечения оси этой тяги со средней продольной плоскостью автомобиля

дополнительно растягивающими усилиями*. Если боковые силы передает тяга Панара (рис. 4.4.19), то центр крена лежит в месте пересечения тяги

со средней продольной плоскостью автомобиля. Как показано на рис. 3.2.9, б и в, во время движения на повороте положение этой тяги изменяется, а вместе с ним и высота точки M . Если передачу сил в боковом направлении осуществляет механизм Уатта (см. рис. 3.2.23 и 3.2.24), то центр крена находится в точке крепления этого механизма к балке моста.

Как видно на рис. 3.2.13, а и б, верхняя пара продольных рычагов и тяга Панара могут быть заменены одним треугольным рычагом (рис. 4.4.20), который передает на кузов действие боковых и продольных сил. В этом случае центр крена находится в точке M крепления этого рычага к балке моста. В отличие от положения точки M при тяге Панара, высота n точки M сохраняется с изменением нагрузки.

Вместо верхнего треугольного рычага могут быть применены два косых рычага (рис. 4.4.21, см. рис. 3.2.13, е). В этом случае точка пересечения прямых, продолжающих отрезки, соответствующие этим рычагам на виде сверху, дает одну проекцию полюса P_1 , которая должна быть спроектирована на плоскость вида сбоку. Луч, проведенный на этой проекции параллельно нижним рычагам, пересекает вертикальную плоскость, проходящую через оси колес, в центре крена M . Оба нижних рычага в горизонтальной плоскости параллельны один другому, поэтому точка P_2 пересечения прямых, проходящих через рычаги, расположена в бесконечности. Если нижние рычаги косые (рис. 4.4.22 и 4.4.23), то на виде сверху надо определить положение полюса P_2 и затем рассмотреть его вместе с по-

* Рессоры грузовых автомобилей располагают над балками мостов для того, чтобы обеспечить определенный просвет между балкой и рамой, не используя для этого длинные и нежесткие кронштейны. — Прим. ред.

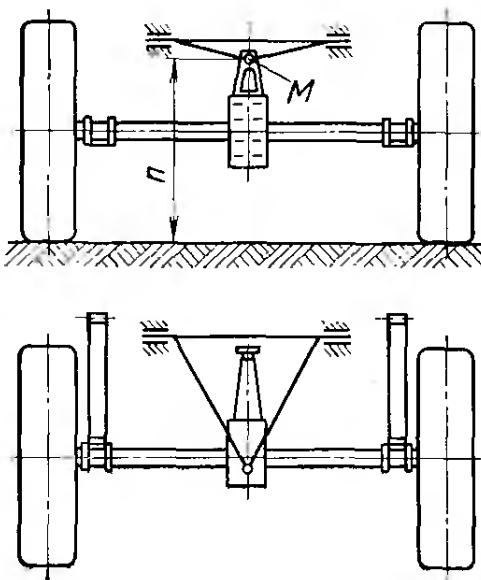


Рис. 4.4.20. Если в направляющем аппарате зависимой подвески применен треугольный расчет, то точка его крепления к балке оси будет одновременно точкой M

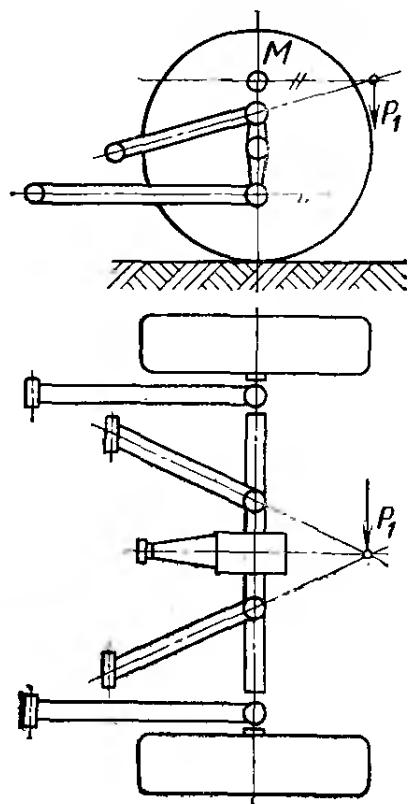


Рис. 4.4.21. Если боковые силы передаются верхними, косо расположеными в плане рычагами, то точка пересечения прямых, проведенных через отрезки, соответствующие этим рычагам, определит положение полюса P_1 . Для нахождения точки M необходимо провести на виде сбоку через точку P_1 прямую, параллельную нижним рычагам. Если последние в плане параллельны, то их полюс лежит в бесконечности

люсом P_1 на виде сбоку. Путем проведения на этом виде соединительной линии P_1, P_2 получаем точку M . По мере нагружения автомобиля точки крепления рычагов к кузову опускаются, вследствие этого центр крена перемещается вверх или вниз; указанное изменение высоты зависит от длины рычагов и их взаимного расположения. В положении, изображенном на рис. 4.4.22, точка M опускается под нагрузкой, что является недостатком, так как в связи с этим увеличивается поперечный крен. Если рычаги расположены перед осью (см. рис. 4.4.21 и 4.4.23), то имеется возможность для сохранения постоянной высоты точки M или даже поднятия ее с увеличением нагрузки. В случае применения косых верхних и нижних рычагов теоретически можно получить любое желаемое положение центра крена, однако при использовании такой схемы не всегда удается получить удовлетворительную кинематику подвески для разноименных или односторонних ходов колес. Кроме того, надо учитывать влияние, оказываемое кинематикой направляющего устройства на положение центра продольного крена O (см. рис. 3.2.1, а, 3.2.1, б, 3.2.11, а и г).

В отличие от всех описанных выше зависимых подвесок, в подвесках с дышлом передача боковых сил осуществляется как шарниром 1 дышла, так и тягой Панара (см. рис. 3.2.17); на схеме действия сил (рядом с видом сверху) показаны обе реакции O_y и T_y . При этом центр крена лежит на линии, соединяющей обе эти точки на виде сбоку. Если тяга Панара расположена наклонно, как пока-

Таблица 4.4.1

Средние значения высоты центра крена легковых автомобилей, полученные при нагрузкe, равной массе двух человек

Компоновка автомо- билия	Передняя подвеска		Задняя подвеска		
	Фирма-изготовитель	Высота, мм	Конструкция подвески	Фирма-изготовитель	Высота, мм
Классическая	Альфа-Ромео, ФИАТ, Опель, Порше	0—50	Зависимая	ФИАТ, Форд, Ровер	Свыше 290
	БМВ, Даймлер-бенц, Форд	85—110	На косых рычагах	Все остальные фирмы	220—250
Переднепривод- ная	Крайслер-симка, Сит- роен, Фольксваген	0—30	Зависимая	Даймлер-бенц	130—140
	Ауди, Рено	30—80	Торсионно-рычажная	БМВ, Порше	90—100
	Альфасуд, ФИАТ, Пе- жо, Сааб, Форд	100—130	Макферсон	Рено, Сааб	320—340
			На продольных ры- чагах	Все остальные фирмы	200—240
				Ауди, Фольксваген	300
				ФИАТ	190
				Рено	60
				Крайслер-симка	15
				Ситроен, Пежо, Рено, Лейланд	0

П р и м е ч а н и е. В передних подвесках используются конструкции на двойных поперечных рычагах и Макферсон, конструкции задних подвесок указаны.

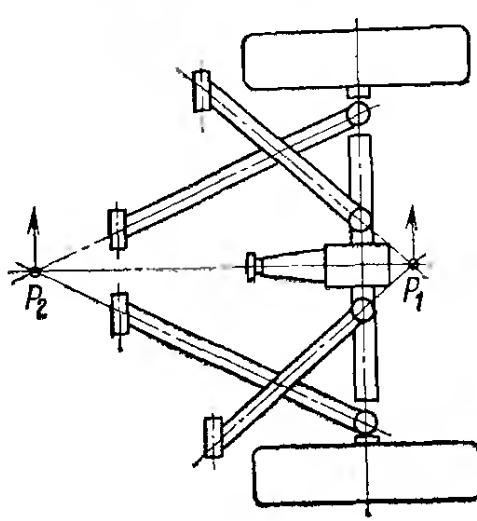
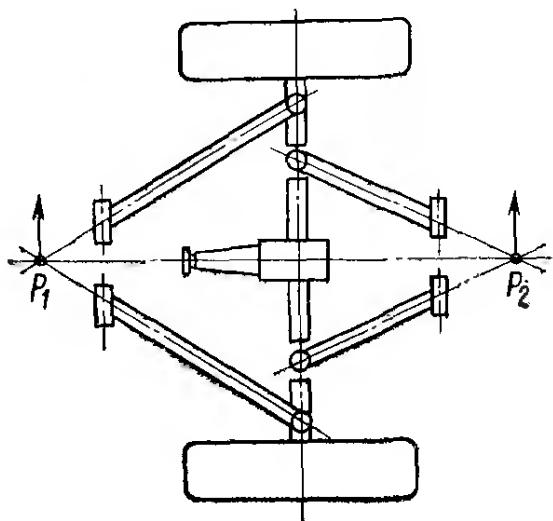
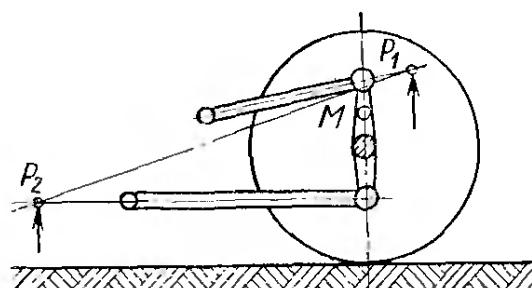
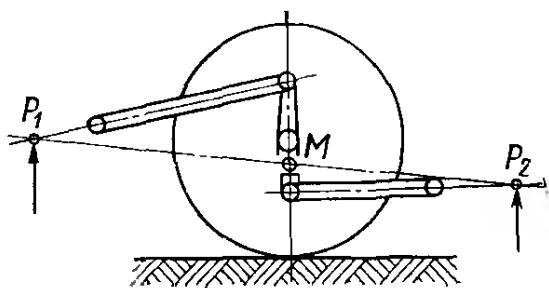


Рис. 4.4.22. Если направляющий аппарат зависимой подвески состоит из пары рычагов, расположенных перед осью, и пары — позади оси, то вначале необходимо на виде сверху определить полюсы P_1 и P_2 , чтобы затем на виде сбоку соединить проекции этих точек

Рис. 4.4.23. Обе пары рычагов могут располагаться перед осью

зано на рис. 4.4.19, то вначале надо определить точку пересечения оси тяги со средней плоскостью автомобиля, а затем перенести эту точку на вид сбоку.

В табл. 4.4.1 содержатся средние значения высот центров крена исследованных автомобилей, нагруженных массой двух человек при различных типах подвески. На ненагруженном автомобиле центр крена располагается выше: в передней части автомобиля примерно на 25 мм, в задней — на 15 мм. В случае нагружения автомобиля массой четырех человек центр крена снижается у обеих подвесок на 10—15 мм.

Определение положения точки M для торсионно-рычажных подвесок показано на рис. 3.11.10.

4.5. РАЗВАЛ

Развал — наклон плоскости колеса к перпендикуляру, восстановленному к плоскости дороги. Если верхняя часть колеса наклонена наружу автомобиля (рис. 4.5.1), то угол развала γ_0 считается положительным, а если внутрь — то отрицательным. Раньше в литературе сообщалось, что развал предназначен для устранения зазоров в подшипниках и шкворнях и должен составлять 2—3°. Однако это справедливо только для сельскохозяйственных машин, но не для легковых и грузовых автомобилей. В контакте колес этих автомобилей действуют переменные боковые силы даже при движении

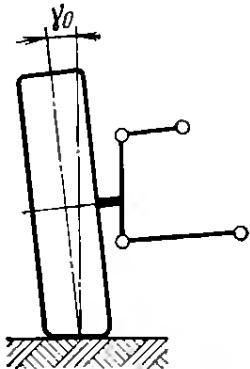


Рис. 4.5.1. При наличии положительного развала γ_0 плоскость колеса отклоняется в верхней части наружу от перпендикуляра, проведенного к плоскости дороги

по дорогам, считающимися ровными. Наличие зазоров между деталями подвески привело бы не только к появлению стуков, но и к уменьшению устойчивости прямолинейного движения (см. табл. 3.0.5).

На передних колесах легковых автомобилей при нагрузке, равной массе 2—3 чел., целесообразно иметь небольшой положительный развал, чтобы шины по возможности катились перпендикулярно к слегка выпуклой дорожной поверхности и имели равномерный износ. Как показано на рис. 4.5.2, оптимум лежит в диапазоне $\gamma = +5' \div +10'$.

Меньшие значения привели бы к преждевременному износу внутренней плечевой зоны шины, а большие — к износу внешней плечевой зоны. Развал, близкий по величине к нулю, имеет еще то преимущество, что во время движения на повороте шина в состоянии передавать большие боковые силы. Помимо этого, как показывают исследования, при малом развале уменьшается возможность возникновения колебаний в рулевом управлении. Это может быть причиной отраженной на рис. 4.5.3 тенденции в автомобильной промышленности принимать все меньшие значения углов развала. Если в 1971 г. большинство автомобилей в ненагруженном состоянии имело развал $\gamma_0 = +1^\circ$, то в последние годы величина развала однозначно смещалась в сторону меньших или даже отрицательных значений, что подтверждается данными табл. 4.1.1.

Наряду с абсолютным значением развала важна величина допуска, т. е. допустимого отклонения от номинального значения, а также разницы между развалами левого и правого колес. Статистический анализ показывает, что обычно задается отклонение $\pm 30'$, чтобы не повышать стоимость изготовления деталей передней

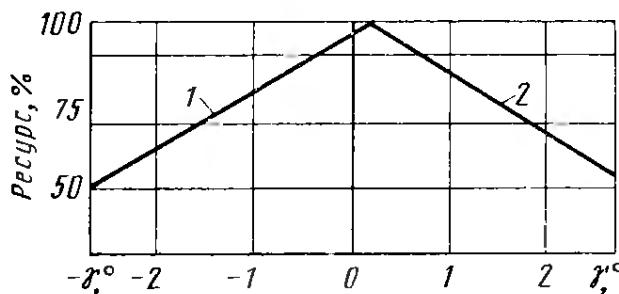


Рис. 4.5.2. Исследования показали, что наиболее равномерное изнашивание шин происходит при развале $\gamma_0 = 5' \div 10'$, больший развал приводит к увеличенному изнашиванию наружной плечевой зоны, а отрицательный — внутренней зоны:
1 и 2 — износ соответственно внутренней и наружной плечевых зон

1 и 2 — износ соответственно внутренней и наружной плечевых зон

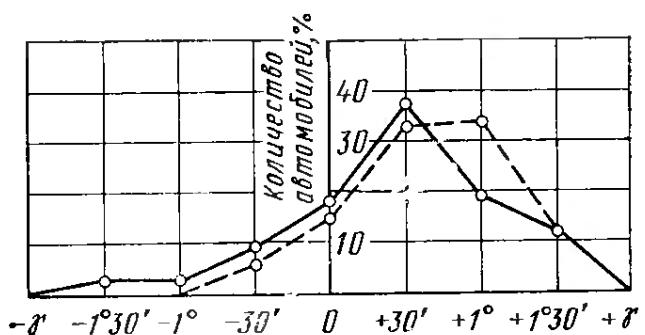


Рис. 4.5.3. В настоящее время стала заметной тенденция к уменьшению развала колес и даже переходу на отрицательные значения развала:
сплошная кривая — 1977 г.; штриховая — 1971 г.

подвески слишком строгими допусками. Возможность регулировки развала предусмотрена на всех подвесках с двойными поперечными рычагами, а также на большинстве легковых автомобилей с подвесками Макферсон. Чтобы предотвратить увод автомобиля при прямолинейном движении, разница углов развала (и связанного с ним угла поперечного наклона оси поворота, см. разд. 4.10) левого и правого колес не должна превышать $30'$. Обозначение развала на сборочном чертеже передней подвески должно выглядеть, например, следующим образом: развал $+30' \pm 30'$, максимальная разница между левой и правой сторонами $30'$.

К этому надо добавить данные о состоянии автомобиля, при котором проводятся измерения; согласно стандарту ДИН 70020 автомобиль должен быть в снаряженном состоянии (т. е. без нагрузки, см. разд. 1.3.1).

В случае использования независимых и торсионно-рычажных задних подвесок часто применяют отрицательный развал, чтобы шины могли передавать большие боковые силы; некоторые легковые автомобили имеют без нагрузки развал $\gamma_0 = -1^\circ$. Допуск достаточен в пределах диапазона $\pm 30'$, более строгие требования излишни. На производстве в конце сборочного конвейера выполняют точную установку развала передних колес. Если после определенного пробега обнаружится недопустимо большая разница между развалами левого и правого колес (например, левый $+45'$ и правый $-15'$), то это может произойти по двум причинам. Первая — крен кузова влево в результате продолжительной односторонней нагрузки, вызвавшей большее проседание левых упругих элементов. В этом случае разность углов развала передних колес $\Delta\gamma$ (а при независимой подвеске — и задних) определяется углом поперечного наклона кузова ψ (рис. 4.5.4), т. е. отклонение отмечается в обеих подвесках. Если подвеска заднего моста зависимая, то балка подвески сохраняет свое положение относительно дороги независимо от крена кузова, и величина проседания упругих элементов может быть установлена только путем измерения расстояния до ограничительных буферов левой и правой сторон или путем проверки длин амортизаторов. Разница между размерами левой и правой сторон свидетельствует о перекосе кузова, который необходимо устранять с помощью прокладок, однако лучше заменить «просевшие» упругие элементы. Торсионные валы часто имеют высотную регулировку, позволяющую осуществить такую коррекцию (см. рис. 3.4.14, 3.5.22, б).

Другая возможная причина — деформация деталей передней подвески или их опор — обусловлена ненадлежащим изготовлением или перегрузкой подвески в эксплуатации. Установка развала может также нарушиться в связи с уменьшением плотности затяжки резьбовых соединений. В этом случае никакого крена кузова не обнаруживается (рис. 4.5.5).

Если при зависимых задних подвесках ведущих колес главная передача установлена на балке моста, то развал составляет 0° ; любое другое значение развала вызвало бы увеличение стоимости конструкции. В случае применения зависимой подвески для ведомых задних

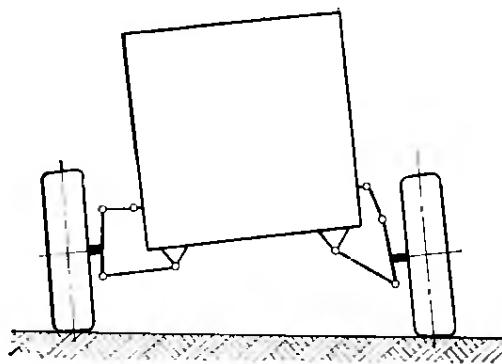


Рис. 4.5.4. Зафиксированный на стоящем автомобиле различный развал у передних колес, например, у левого колеса $\gamma_0 = 45'$ и у правого колеса $\gamma_0 = -15'$, может быть следствием перекоса кузова

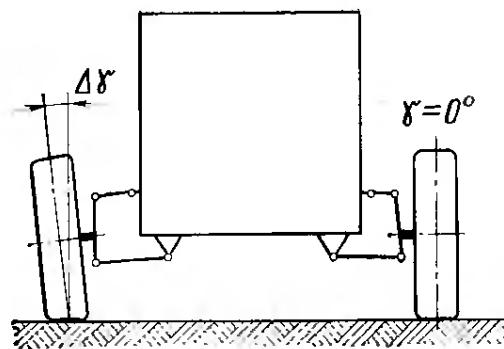


Рис. 4.5.5. Различный развал у передних колес может возникнуть в процессе эксплуатации в результате перегрузки деталей или ослабления затяжки резьбовых соединений; в этом случае кузов сохраняет свое параллельное положение относительно дороги

колес или подвески Де-дион можно без всякого повышения затрат в производстве получить любой желаемый угол развала. Иногда возможно даже изогнуть балку в конце процесса ее изготовления. Однако для более равномерного износа шин надо стремиться к развалу, равному 0° , с допуском $-30'$. Фирмы «Ауди» и «Фольксваген» предписывают для подвесок, показанных на рис. 3.2.31, а, значение развала $\gamma_0 = -30' \pm 30'$ (см. табл. 4.1.1).

Как отмечалось в разд. 3.3, недостатком всех независимых подвесок является то, что во время движения на повороте колеса наклоняются вместе с кузовом, т. е. наружное колесо наклоняется относительно дороги в сторону положительного развала, и возможность передачи боковых сил этой более нагруженной (по сравнению с внутренней) шиной уменьшается (см. рис. 3.3.1 и 3.11.8). Для компенсации этого подвески легковых автомобилей нередко проектируют таким образом, чтобы колеса при ходе сжатия получили отрицательный развал, а при ходе отбоя — положительный (рис. 4.5.6). Если в процессе движения на повороте кузов имеет угол крена $\psi = 5^\circ$, то наружное колесо перемещается в направлении хода сжатия примерно на 60 мм и может получить при этом, как видно на рис. 4.5.7, развал от -1 до -2° , т. е. абсолютное значение развала относительно дороги составит только $+3 \div +4^\circ$ вместо развала $\gamma_a = +5^\circ$, имевшегося бы в случае отсутствия изменения развала. Указанное рассуждение сделано без учета податливости в опорах рычагов. Боковые силы вызывают дополнительный наклон колес в сторону положительного развала.

Подвески гоночных и спортивных автомобилей должны быть спроектированы таким образом, чтобы при поперечном крене развал колес не изменялся. В противном случае широкая беговая дорожка протектора шины (необходимая для передачи больших тяговых моментов и боковых сил) во время движения на повороте будет опираться только на кромку.

На рис. 4.5.7 по оси X отложен в градусах развал: влево — отрицательный, вправо — положительный, а по оси Y вверх — ход

сжатия колеса s_1 и вниз — ход отбоя s_2 . Кривые изменения развала колес подвесок на двойных поперечных рычагах, имеющие загиб концов в сторону отрицательных значений развала, свидетельствуют о преимуществе этого типа подвески. В случае подвески Макферсон кривая изогнута в другую сторону, что является невыгодным. На рис. 4.5.8 представлены кривые изменения развала колес трех задних подвесок, которые имеют свойства лучшие, чем у передних. Подвеска на косых рычагах автомобиля БМВ-320, показанная на рис. 3.10.13, достигает при ходе сжатия 60 мм развала $\gamma = -5^\circ$, а при таком же ходе отбоя развал $\gamma = +1^\circ 20'$.

Фирма «Порше» применяет меньший угол α , поэтому значения развала у мод. 924 не столь оптимальны. Влияние углов α и β на изменение развала, колеи, а также высоты n центра крена было показано на рис. 3.10.6—3.10.10 на примере задней подвески автомобиля «Даймлер-бенц». Дополнительно приведенная на рис. 4.5.8 кривая изменения развала задней подвески Макферсон автомобиля «Фиат-127» (см. рис. 3.5.27) не показывает таких оптимальных качеств, что обусловлено кинематикой этого типа подвески; однако еще более неоптимальными свойствами обладает подвеска на продольных рычагах, что видно на рис. 3.9.7, б и 3.11.7.

Как уже отмечалось в начале раздела, для того, чтобы не усложнять работу станций технического обслуживания, значение развала вместе с соответствующими допусками должно задаваться заводами-изготовителями для автомобиля в ненагруженном состоянии. При нагрузке, равной массе двух-трех человек, перемещение передних и задних колес лег-

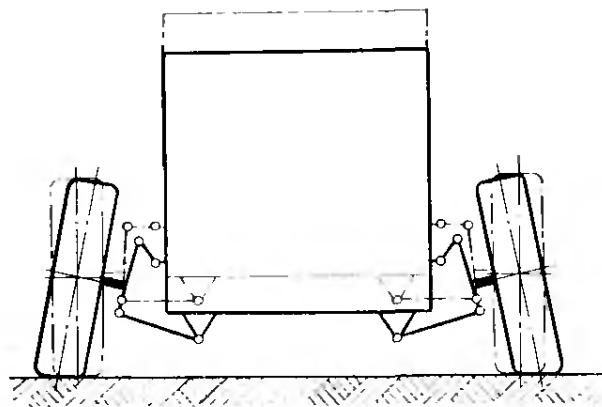


Рис. 4.5.6. Для того, чтобы шина могла передавать большие боковые силы во время движения на повороте, колеса независимой подвески (передней и задней) при ходе сжатия должны наклоняться в сторону, соответствующую отрицательному развалу, а при ходе отбоя — в сторону, соответствующую положительному развалу:

Сплошная линия — положение, занимаемое в процессе хода сжатия; штриховая линия — нормальное положение

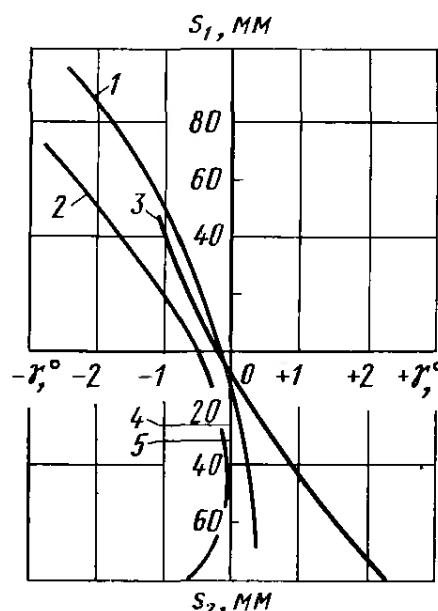


Рис. 4.5.7. Изменение развала, замеренное на подвеске с двойными поперечными рычагами автомобилей «Опель-рекорд Д» и «Даймлер-бенц 200 Д/В 123», в зависимости от хода сжатия колеса s_1 и хода отбоя s_2 в сравнении с данными для подвески Макферсон автомобиля БМВ-320:

1 — автомобиль «Даймлер-бенц 200 Д»;
2 — автомобиль «Опель-рекорд»; 3 — автомобиль БМВ-320; 4 и 5 — положения, занимаемые подвеской при ненагруженном состоянии соответственно автомобилям БМВ-320, «Даймлер-бенц 200 Д» и «Опель-рекорд Д»

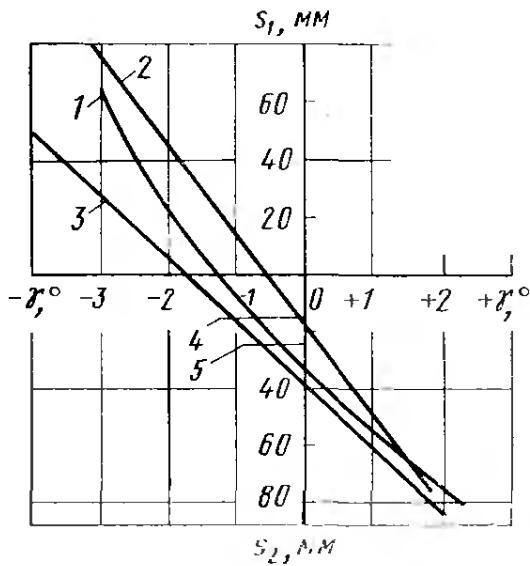


Рис. 4.5.8. На задних независимых подвесках можно улучшить протекание изменения развала, что показано на примере подвески на косых рычагах автомобилей «БМВ-320» и «Порше-924» и подвески Макферсон автомобиля «Фиат-127»:

1 — автомобиль «Фиат-127»; 2 — автомобиль «Порше-924»; 3 — автомобиль БМВ-320; 4 и 5 — положения, занимаемые подвеской при ненагруженном состоянии соответственно автомобилям БМВ-320 и «Порше-924», «Фиат-127»

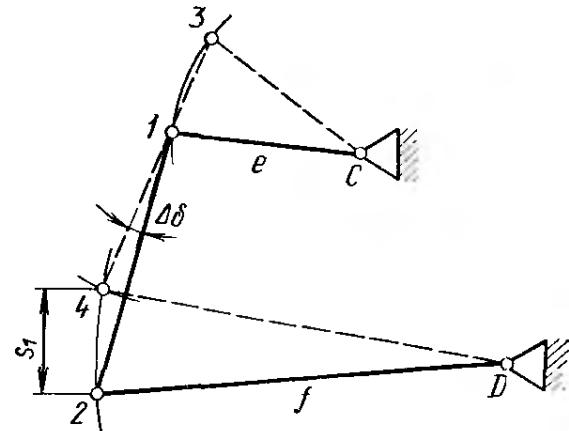


Рис. 4.5.9. Конструктивное определение изменения развала, равного величине $\Delta\delta$ изменения поперечного наклона оси поворота при наличии подвески на двойных поперечных рычагах:

сплошная линия — нормальное положение; штриховая — положение, занимаемое в процессе хода сжатия

кового автомобиля составляет в среднем $\Delta s_1 \approx 25$ мм. Из данных рис. 4.5.7 следует, что это соответствует изменению развала $\Delta\gamma_1 \approx \approx 20'$, т. е. если в ненагруженном состоянии был установлен развал $\gamma_0 = +30'$, то во время движения автомобиля на передних колесах будет развал $\gamma \approx 10'$, оптимальный согласно данным рис. 4.5.2. В задней подвеске изменение развала достигает значения примерно вдвое большего, т. е. $\Delta\gamma_1 \approx 40'$ (см. рис. 4.5.8). Когда фирма-изготовитель, например, «Даймлер-бенц» для мод. 280 СЕ (см. табл. 4.1.1) предписывает развал $\gamma_0 = +20' \pm 30'$, то при нагрузке, равной массе двух человек, автомобиль имеет небольшой отрицательный развал $\gamma_2 = -20'$. Фирма БМВ требует проводить измерения на автомобилях с нагрузкой, равной общей массе трех человек с массой 68 кг и груза массой 21 кг, расположенного в багажнике, и задает для этого состояния угол развала $\gamma_3 = -2^\circ \pm 30'$. В ненагруженном состоянии угол развала γ_0 составил бы примерно -1° .

Конструктивно изменение развала передних колес в функции перемещения колеса можно легко определить по углу изменения $\Delta\delta$ поперечного наклона оси поворота. На чертеже подвески на двойных поперечных рычагах следует провести из центров C и D (оси качания рычагов) дуги радиусами, равными длинам рычагов e и f и обозначить центры наружных шаровых шарниров точками 1 и 2 (рис. 4.5.9). Затем на верхней дуге берется любая точка 3 и из нее делается засечка радиусом, равным отрезку 1—2, для получения точки 4. Тогда угол $\Delta\delta$, соответствующий ходу сжатия подвески s_1 ,

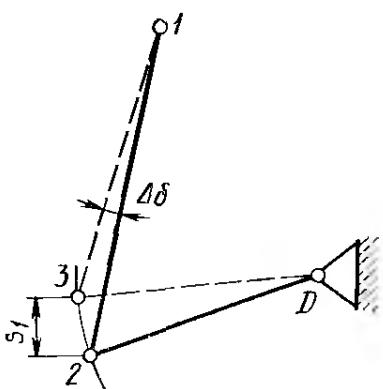


Рис. 4.5.10. Конструктивное определение изменения развала и поперечного наклона оси поворота колеса при наличии подвески Макферсон:

сплошная линия — нормальное положение; штриховая — положение, занимаемое в процессе хода сжатия

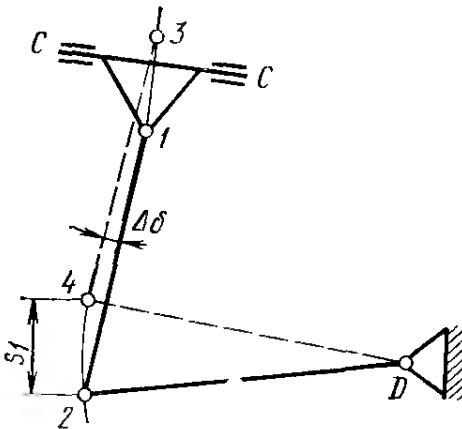


Рис. 4.5.11. Конструктивное определение изменения развала и поперечного наклона оси поворота колеса при наличии подвесок на продольных и поперечных рычагах:

сплошная линия — нормальное положение; штриховая — положение, занимаемое в процессе хода сжатия

определится как угол между линиями 1—2 и 3—4. Если колесо наклоняется в сторону отрицательного развала (как в этом примере), то величину угла $\Delta\delta$ необходимо вычесть из значения угла развала γ_0 в нормальном положении, т. е. $\gamma = \gamma_0 - \Delta\delta$ (например $45' - 2^\circ = -1^\circ 15'$). При противоположном наклоне угол $\Delta\delta$ потребовалось бы прибавлять: $\gamma = \gamma_0 + \Delta\delta$. В подвеске Макферсон расстояние 1—2 во время хода колеса вверх уменьшается; верхняя точка крепления подвески находится на крыле, поэтому перемещается только нижняя точка из положения 2 в положение 3. Угол между обеими соединительными линиями будет в этом случае равен $\Delta\delta$ (рис. 4.5.10).

Для подвески на продольных и поперечных рычагах (рис. 4.5.11) нужно провести перпендикуляр к оси верхнего рычага CC через точку 1, чтобы затем дугой радиусом, равным длине 1—2 с центром в точке 3, получить точку 4. Если бы ось CC имела больший наклон относительно горизонтали, то угол $\Delta\delta$ (следовательно и изменение развала колес, см. рис. 4.4.11, б) был бы оптимальным.

В отличие от независимых подвесок, торсионно-рычажные подвески не имеют изменения развала при равностороннем ходе, но имеют такое изменение как относительно кузова, так и дороги, если ход подвески разноименный (см. рис. 3.11.7 и 3.11.8).

4.6. СХОЖДЕНИЕ И СОБСТВЕННЫЙ ПОВОРОТ ОСИ

Согласно стандарту ДИН 70020 схождение V есть разность размеров BC (рис. 4.6.1), равных расстоянию между внутренними закраинами ободьев передних колес соответственно в задней и передней частях ободьев. Схождение измеряется на уровне высоты центров колес при прямом положении колес и согласно стандарту ДИН 70020 (часть 1, выпуск — сентябрь 1976 г.) в снаряженном состоянии (см. табл. 4.1.1). Угол схождения α_s колеса, выраженный

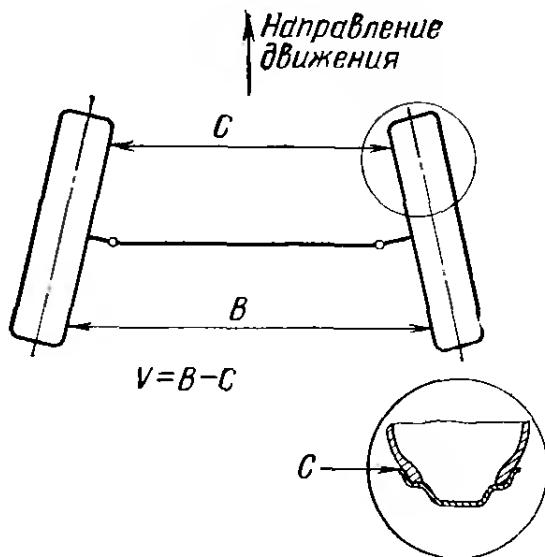


Рис. 4.6.1. Схождение V колес представляет собой разность размеров B и C , замеренных между закраинами ободьев на высоте центров колес

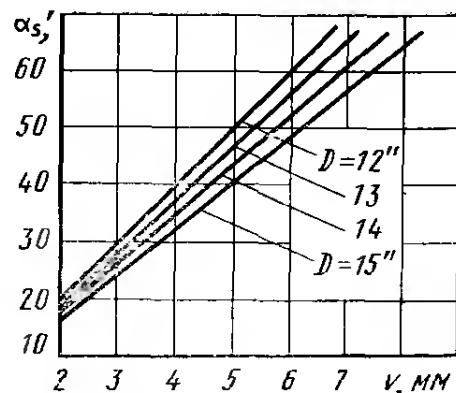


Рис. 4.6.2. Изменение угла схождения колеса α_s в зависимости от величины v схождения одного колеса при различных диаметрах D обода (в дюймах)

в градусах, соответствует углу увода шины α_v , т. е. при наличии схождения передние колеса автомобиля катятся с уводом. Угол схождения α_s , определяемый по линейному размеру схождения v одного колеса (т. е. $V/2$), составляет в радианах (дуговая мера) $\alpha_s = v/D$, в угловых минутах $\alpha'_s = v/D \cdot 57,3 \cdot 60$.

Размер v измеряется между закраинами ободьев, поэтому диаметр D должен относиться к этим элементам. При определенной величине схождения, например $v = 2$ мм, на маленьких колесах размером 12 дюймов получается больший угол, чем, к примеру, на колесах размером 15 дюймов. На рис. 4.6.2 отражено влияние диаметра обода, причем значение для диаметра $D = d_1 + 2b$ необходимо взять из стандарта.

Наименьший износ шины происходит в случае точного прямолинейного качения колес. Однако во время качения в пятне контакта колеса с дорогой возникает направленная назад продольная сила F_L , которая на плече R_2 (см. рис. 4.9.7) образует момент, воспринимаемый тягами рулевого управления (рис. 4.6.3). Вследствие имеющейся податливости — особенно в опорах рычагов (см. рис. 3.4.8, г и 3.5.6, а) — этот момент слегка отжимает колесо назад, поэтому для получения в процессе движения прямолинейного качения в статическом положении колеса устанавливают со схождением. В случае

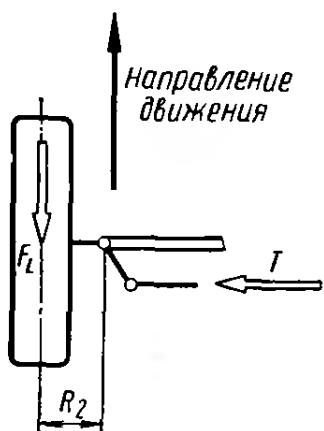


Рис. 4.6.3. Сопротивление качению вызывает появление продольной силы F_L в пятне контакта колеса с дорогой, которая, действуя на плече R_2 , отжимает колесо назад

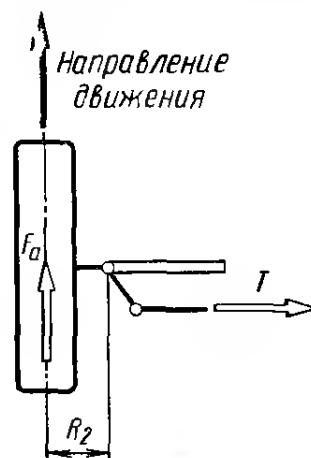
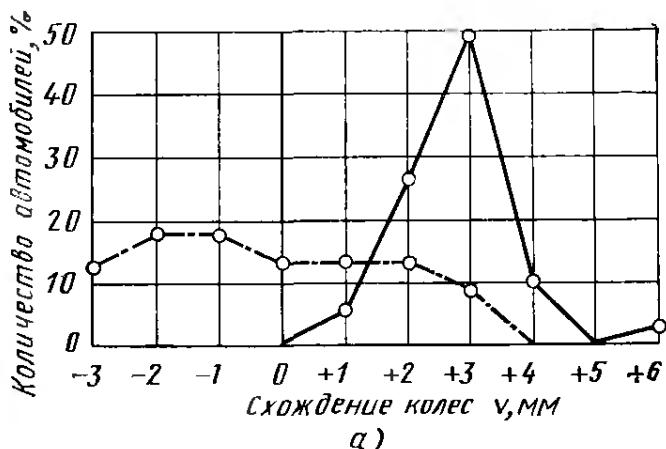


Рис. 4.6.4. При переднем приводе тяговые силы стремятся свести передние колеса спереди

Рис. 4.6.5, а. Значения схождения V , задаваемые изготовителями легковых автомобилей, представлены в виде двух кривых распределения, образовавшихся в результате группировки данных в соответствии с компоновкой автомобиля; конкретные значения приведены в табл. 4.1.1:

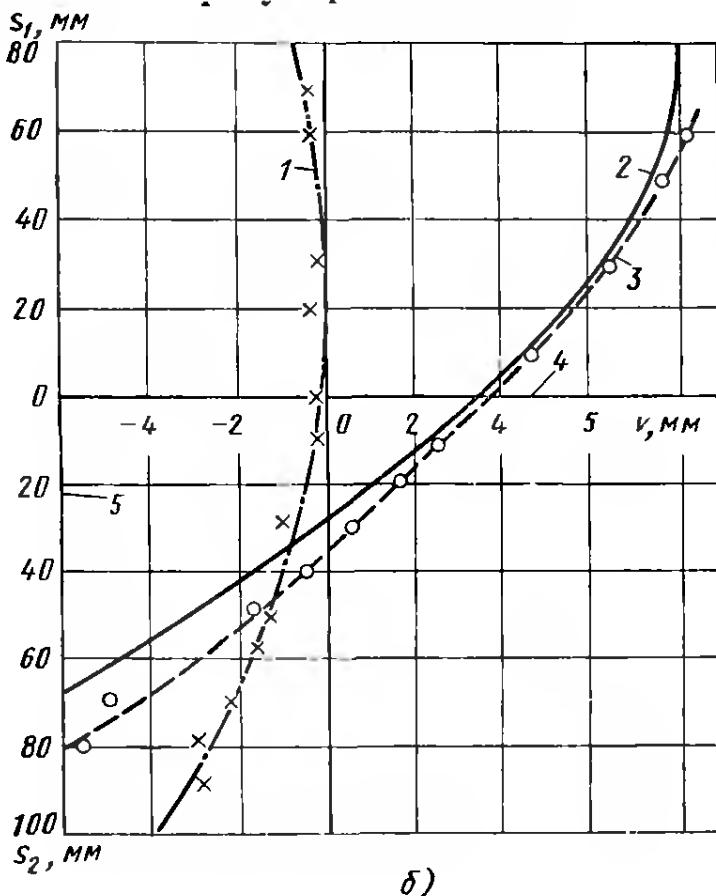
сплошная линия — классическая компоновка; штриховая — передне приводная компоновка



а)

переднего привода тяговые силы, направленные вперед, стремятся свести колеса спереди (рис. 4.6.4), поэтому более предпочтительным может оказаться отрицательное схождение.

На легковых автомобилях классической компоновки схождение составляет примерно 2—3 мм, а на переднеприводных — от +3 до -2 мм, т. е. некоторые из них имеют отрицательное схождение. Кривые распределения, приведенные на рис. 4.6.5, а и полученные в результате исследования большого количества автомобилей, дают более подробные значения схождения для той или другой компоновки. На рисунке не приведены данные о заднемоторных автомобилях; несмотря на малую нагрузку, действующую на передние колеса, среднее значение схождения составляет для заднемоторных автомобилей $V = 3,5$ мм. Кроме абсолютного значения схождения необходимо указывать допуск на него, который для передних колес (вследствие наличия возможности регулировки схождения изменением длины рулевых тяг) может быть не более ± 1 мм. На задних мостах при независимых подвесках регулировка схождения возможна только путем изменения положения осей рычагов, т. е. для того, чтобы иметь возможность выдерживать допуск в пределах того же диапазона ± 1 мм, нужно иметь соответствующие устройства



б)

Рис. 4.6.5, б. Изменение схождения, замеренное на автомобиле после аварии. Левый поворотный рычаг исследованного автомобиля «Форд-таунус» был погнут, вследствие чего наблюдалось значительное отклонение схождения; правое колесо имело нормальное, присущее этому автомобилю весьма небольшое изменение схождения:

1 — правое колесо; 2 — общее схождение двух колес; 3 — левое колесо; 4 — конструктивное положение; 5 — без нагрузки

(см. рис. 3.10.15, б). Если автомобиль не имеет регулировки схождения, приходится допускать большие отклонения, чтобы не повышать стоимость изготовления в связи с необходимостью соблюдения жестких допусков на размеры деталей.

Правильная регулировка схождения колес на автомобиле в статическом положении необходима, но еще важнее то, что происходит со схождением в дальнейшем, т. е. сохраняется ли схождение при движении или изменяется во время ходов сжатия и отбоя подвески. Последнее может быть следствием неудовлетворительной кинематики рулевого управления (рис. 4.6.5, б) или деформации деталей в результате перегрузки, но может быть создано и специально, для получения определенных параметров устойчивости и управляемости автомобиля. Чтобы в связи с уводом шин не происходил повышенный износ и не имелось повышенного сопротивления качению, а также не создавались помехи прямолинейному движению автомобиля, не должно быть никакого изменения схождения как при сжатии, так и при отбое, что отражено на рис. 4.6.6 — кривая 3. По оси Y на графике отложено перемещение колеса вверх (s_1) и вниз (s_2), по оси X вправо — положительное схождение одного колеса, влево — отрицательное. Идеальную форму кривой 3 трудно реализовать конструктивно (см. рис. 3.4.4, б), поэтому необходимо допускать хотя бы небольшие отклонения от такой формы. На рис. 4.6.7 показано изменение параметров схождения обоих передних колес, замеренное на автомобиле «Опель-аскона Б», а на рис. 4.6.8 — та же зависимость для автомобиля «Фольксваген-1600». На обоих графиках представлены кривые, полученные на реальных автомобилях, причем в последнем случае с очень небольшим изменением общего схождения, схождение левого колеса в процессе хода сжатия уменьшается, а правого — увеличивается. Если (например, при переезде через рельсы) передняя подвеска совершает ход сжатия, то оба колеса поворачиваются на небольшой угол влево (рис. 4.6.9), что может привести к нежелательному изменению направления движения. Если бы замерялось только общее схождение (а не каждого колеса в отдельности), такое отклонение не было бы обнаружено.

Изменение схождения может быть следствием несоответствия длин рулевых тяг или их расположения. Предполагая, что поворотные рычаги и рулевые тяги расположены позади оси передних колес (см. рис. 4.6.3), можно на примере подвески с двойными поперечными рычагами пояснить влияние различия в длинах рулевых тяг (рис. 4.6.10). Слишком короткие тяги (точка 2) как при ходе отбоя, так и при ходе сжатия «стягивают» колеса сзади, поворачивая их в сторону отрицательного схождения, как показывает кривая 1 (см. рис. 4.6.6). Слишком длинные тяги «разводят» колеса, поворачивая их в сторону положительного схождения (кривая 5); в обоих случаях кривые, отражающие изменение, имеют форму, близкую к дуге окружности. Если при правильно выбранной длине рулевой тяги ее внутренний шарнир 2 (рис. 4.6.11) расположен слишком высоко (или, соответственно, наружный — слишком низко), то при ходе отбоя задняя часть колеса подтягивается внутрь и возникает

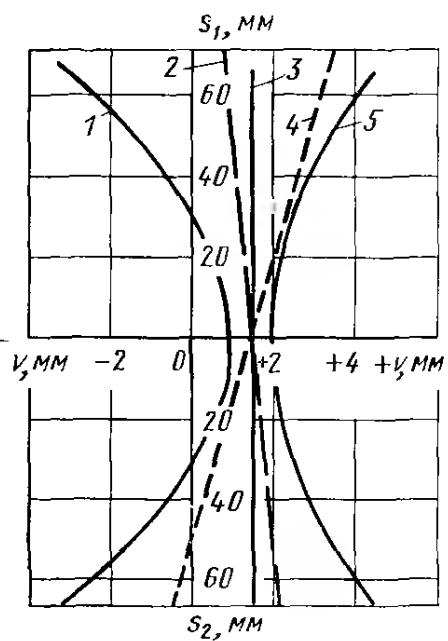


Рис. 4.6.6. Изменение схождения колес при ходах сжатия и отбоя одного колеса может быть следствием несогласованности длин рулевых тяг или неправильного их расположения

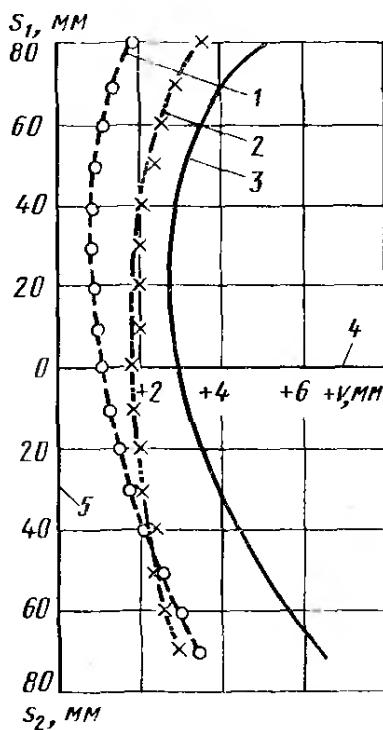


Рис. 4.6.7. Чрезвычайно малое изменение схождения, полученное на передних колесах автомобиля «Опель-аскона Б». Реечный рулевой механизм расположен перед осью; небольшая кривизна линий указывает на то, что рулевые тяги несколько коротковаты:

1 — правое колесо; 2 — левое колесо; 3 — общее схождение двух колес; 4 — нулевое положение, занимаемое при нагрузке, равной массе двух человек; 5 — без нагрузки

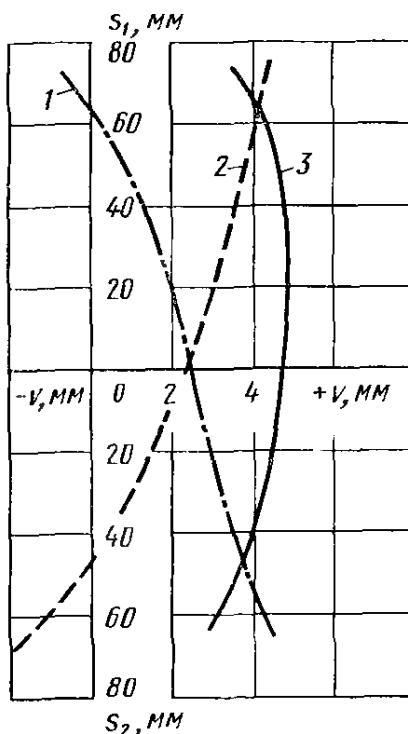


Рис. 4.6.8. Изменение схождения, полученное на автомобиле «Фольксваген-1600». Положение кривых, соответствующих левому и правому колесам, свидетельствует о повороте колес в одну сторону при равностороннем ходе подвески:
1 — левое колесо; 2 — правое колесо; 3 — общее схождение двух колес

отрицательное схождение, при ходе сжатия колесо, наоборот, поворачивается в направлении положительного схождения, в результате чего кривая принимает вид наклонной (почти прямой) кривой 4 (см. рис. 4.6.6). Слишком низкое положение внутреннего шарнира 3 (рис. 4.6.11) рулевой тяги или слишком высокое положение наружного шарнира, как показывает соответствующая кривая, оказывает противоположное воздействие. Такое же противоположное воздействие окажут на изменение схождения и направленные вперед поворотные рычаги.

В качестве следующего примера на рис. 4.6.12 приведено замеренное на автомобиле «Тойота-1000» и, вероятно, сознательно предусмотренное изменение схождения. В процессе движения на повороте наружное колесо на ходе сжатия поворачивается в сторону, соответствующую отрицательному схождению, а внутреннее на ходе отбоя — в сторону, соответствующую положительному. Угол поворота колес под действием поперечного крена кузова немножко уменьшается;

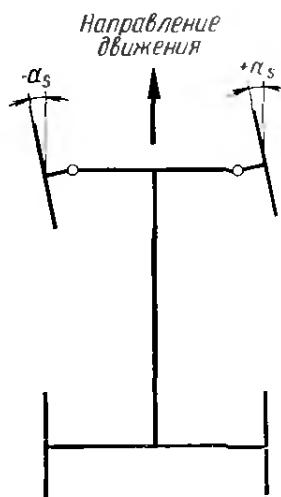


Рис. 4.6.9. Если при равностороннем ходе сжатия подвески левое колесо поворачивается в сторону, соответствующую отрицательному схождению, а правое — в сторону, соответствующую положительному, то это равнозначно некоторому повороту рулевого колеса влево

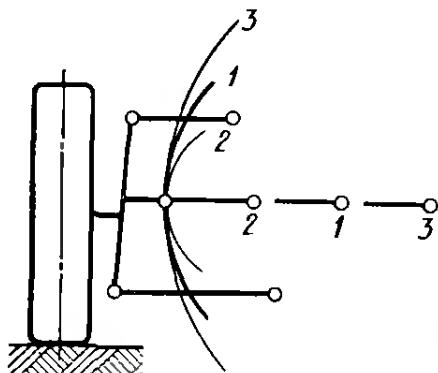


Рис. 4.6.10. Наличие слишком короткой рулевой тяги (точка 2) приводит к повороту колеса в сторону, соответствующую отрицательному схождению как при ходе сжатия, так и при ходе отбоя; наоборот, наличие слишком длинной тяги (точка 3) приводит к увеличению схождения во время ходов в обоих направлениях (см. рис. 4.6.6)

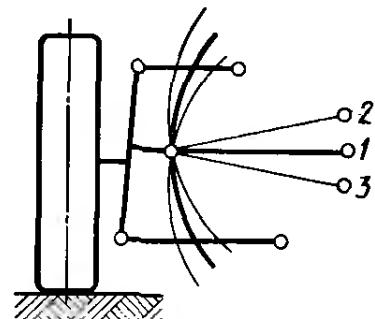


Рис. 4.6.11. Слишком высокое расположение внутреннего шарнира рулевой тяги (точка 2) дает кривую 4 на рис. 4.6.6, а слишком низкое расположение — кривую 2

для того, чтобы ослабить тенденцию к появлению избыточной поворачиваемости у этого автомобиля классической компоновки, установили переднюю подвеску, которая способствует возникновению недостаточной поворачиваемости у автомобиля под действиемоперечного крена (рис. 4.6.13). Такую форму кривой, которая не является безусловно оптимальной для проявления других качеств автомобиля, можно найти и у некоторых европейских легковых автомобилей.

Описанный переход автомобиля на больший радиус во время движения на повороте был бы целесообразен для обеспечения меньшего смещения задней части автомобиля к внешней стороне поворота и сохранения поворачиваемости автомобиля близкой к нейтральной (рис. 4.6.14 и 3.2.2, б) в случае использования независимой подвески задних ведущих колес. Как видно на рис. 3.10.19, тяговая сила отжимает наружное относительно поворота колесо подвески на косых рычагах точно в этом направлении; такой эффект поворота колеса может быть достигнут кинематически путем применения отрицательного угла β (см. рис. 3.10.11 и 3.10.12) или «управляющего балансира» (см. рис. 3.4.13, в).

У колес зависимых подвесок вследствие имеющейся между ними жесткой связи не происходит никакого изменения схождения; однако вследствие наличия допусков при изготовлении или неправильного монтажа мост может быть установлен на автомобиле с перекосом, т. е. одно колесо относительно продольной оси автомобиля

будет иметь положительное схождение, а другое — отрицательное (рис. 4.6.15). В таких случаях автомобиль движется по прямой с относительным смещением передней и задней колеи, это отклонение часто не обнаруживают во время замеров углов на стенде, так как проверяют только взаимную параллельность колес моста. Как видно на рис. 3.2.2, *a* и 3.2.11, *a*, путем изменения конструкции подвески ведущих колес можно просто добиться перехода автомобиля на больший радиус во время движения на повороте, т. е. недостаточной поворачиваемости автомобиля под действием поперечного крена. На рис. 4.6.16 показаны параметры перекоса задней подвески с дышлом (см. рис. 3.2.20) под действием поперечного крена, замеренные на автомобиле «Опель-аскона Б». Внизу на поле рисунка показано, что крен кузова вправо принимается положительным ($+\psi$), а влево — отрицательным ($-\psi$). Если левый конец оси перемещается вперед, это соответствует положительному углу перекоса и одновременно положительному схождению α_s , а отклонение назад — углу $-\alpha_s$. Строится график зависимости $\alpha_s = f(\psi)$, на котором видно, что с увеличением нагрузки снижение тенденции к избыточной поворачиваемости усиливается.

Переднеприводные автомобили склонны к недостаточной поворачиваемости, поэтому их задние подвески способствуют избыточной поворачиваемости, в частности, крен вызывает переход автомобиля на меньший радиус во время движения на повороте. На рис. 3.2.13, *в*, *г*, *д* этот эффект отражен на примере задней подвески

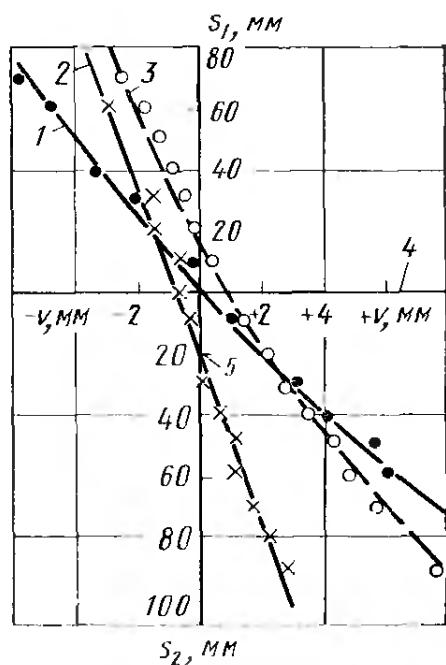


Рис. 4.6.12. Изменение схождения, замеренное на автомобиле «Тойота-1000», способствующее созданию недостаточной поворачиваемости у автомобиля под действием крена:

1 — общее схождение двух колес; 2 — левое колесо; 3 — правое колесо; 4 — нулевое положение, занимаемое при равной массе двух человек; 5 — без нагрузки

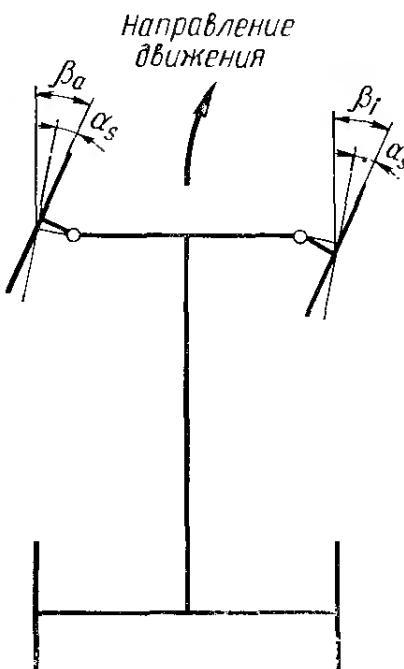


Рис. 4.6.13. Если под действием поперечного крена наружное колесо, совершая ход сжатия, поворачивается в сторону, соответствующую отрицательному схождению, а внутреннее, совершающее ход отбоя — в сторону, соответствующую положительному, то это приводит к некоторому уменьшению угла поворота колес

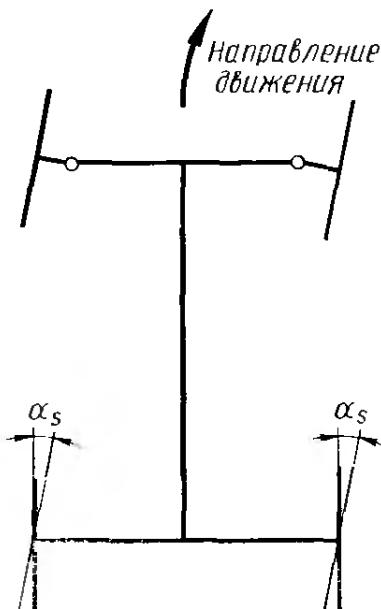


Рис. 4.6.14. Для ослабления тенденции к избыточной поворачиваемости автомобиля подвеска задних ведущих колес легкового автомобиля может быть выполнена таким образом, что во время движения на повороте она будет способствовать возникновению недостаточной поворачиваемости у автомобиля под действием крена, т. е. при крене кузова наружное колесо, совершая ход сжатия, поворачивается в сторону, соответствующую положительному схождению, а внутреннее колесо на ходе отбоя — в сторону, соответствующую отрицательному схождению

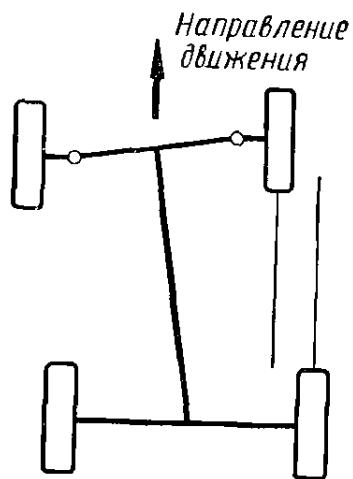


Рис. 4.6.15. Если ось задних колес, установленных на зависимой подвеске, не перпендикулярна продольной оси автомобиля, то для обеспечения возможности прямолинейного движения необходим небольшой поворот рулевого колеса. На рисунке показано, как самоповорот задней оси в плане приводит к необходимости поворота передних колес, если требуется, чтобы автомобиль двигался прямо по неровной дороге (передние колеса параллельны задним) *

* Передние колеса не могут быть параллельны задним, так как векторы равнодействующих продольных сил, приложенных к передним и задним колесам, не совпадают. — Прим. ред.

«Рено-12», а на рис. 3.11.12 — «Фольксваген-гольф». На рис. 4.6.17 приведены значения, полученные в результате замеров, проведенных на автомобиле «Форд-фиеста» (внешний вид подвески см. рис. 3.2.12, а). В подвеске удачным образом уменьшена тенденция к недостаточной поворачиваемости автомобиля при действии нагрузки, создаваемой массой 2 чел., больше чем при полной нагрузке. Последнее состояние приводит к без того чрезмерному перераспределению нагрузок по колесам во время движения на повороте и, следовательно, к увеличению угла увода задних колес. Зависимая задняя подвеска, обеспечивающая собственный поворот оси в плане при крене кузова, осуществляет такой же поворот и при прямолинейном движении по неровной дороге. Описанное явление принудительного поворота проявляется не только во время разноименного хода подвески в процессе движения на повороте, но и при различных по величине односторонних ходах, хотя и в меньшей степени (см. рис. 3.2.1, б). В этом заключается причина ограниченного применения эффекта собственного поворота оси, который необходимо ком-

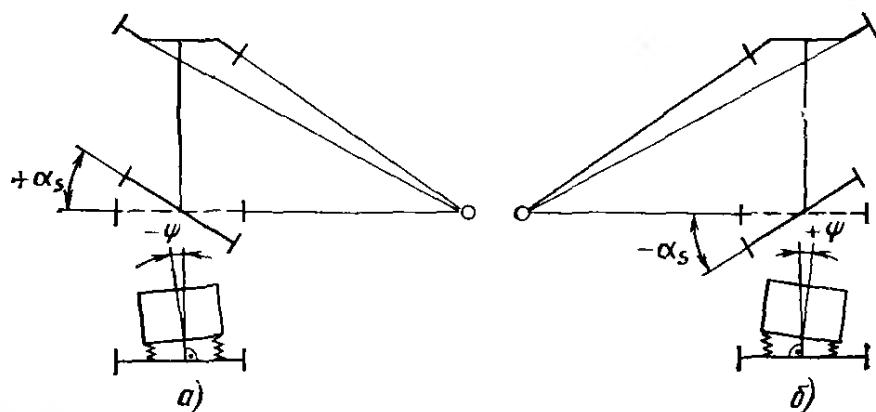
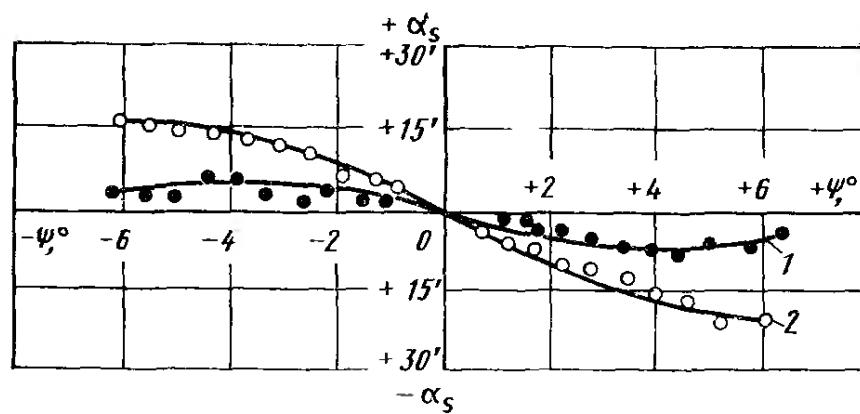


Рис. 4.6.16. Изменение угла перекоса задней оси α_s в зависимости от угла крена ψ , замеренное на автомобиле «Опель-аскона Б» с нагрузкой масс двух и четырех человек:

а — правый поворот, крен влево; б — левый поворот, крен вправо; 1 — два человека; 2 — четыре человека

пенсировать при прямолинейном движении только соответствующим поворотом передних колес (см. рис. 4.6.15).

Если в процессе хода передних колес меняется их схождение, то у автомобиля в ненагруженном состоянии (при котором согласно стандарту ДИН 70020 проводят измерения) величина схождения

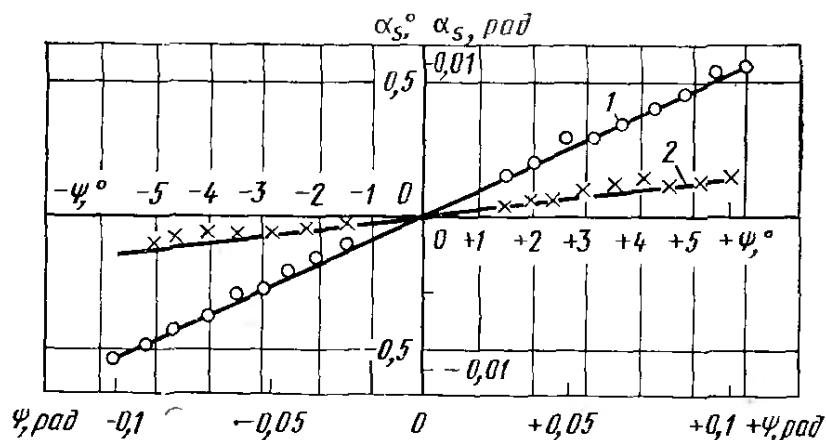


Рис. 4.6.17. Перекос задней оси в плане, замеренный на автомобиле «Форд-фиеста» с нагрузкой, равной массе двух человек и при полной нагрузке:

1 — два человека; 2 — полная нагрузка

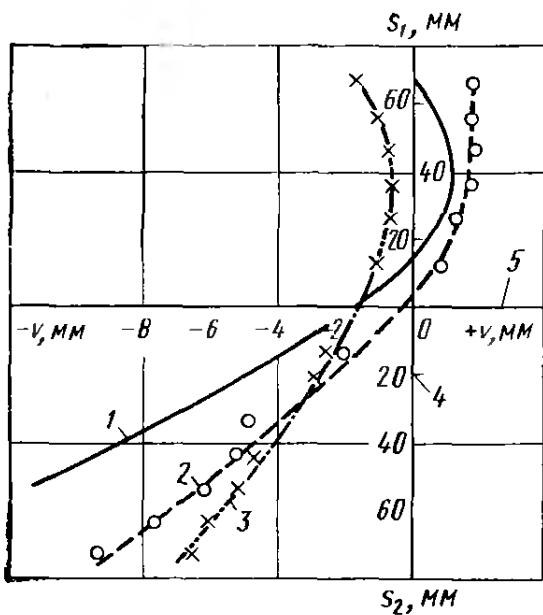


Рис. 4.6.18. Изменение схождения, замеренное на автомобиле «Фиат-127»; кривизна кривых указывает на наличие слишком коротких рулевых тяг, а наклон кривых — на слишком высокое расположение рулевого механизма:

1 — общее схождение двух колес;
2 — левое колесо; 3 — правое колесо;
4 — без нагрузки; 5 — нулевое положение, занимаемое при нагрузке, равной массе двух человек

рис. 4.6.11). Для снаряженного автомобиля в ненагруженном состоянии предписано значение схождения (на оба колеса) $V = -4,5 \pm 2$ мм. Нагрузка, равная массе двух человек (нулевое положение), обусловливает ход сжатия подвески, составляющий 21 мм, и уменьшение абсолютной величины указанного отрицательного схождения примерно на 3 мм. В результате во время движения имеется обычный для переднеприводного автомобиля отрицательный сход, равный 1,5 мм. То же самое относится к кривой на рис. 4.6.12; между положением, соответствующим ненагруженному состоянию и нулевым положением существует разница $\Delta V = 3$ мм.

Кроме того, кривые на рис. 4.6.18 свидетельствуют о том, что эта передняя подвеска способствует возникновению избыточной поворачиваемости у автомобиля под действием крена, т. е. вызывает дополнительный поворот передних колес вследствие крена кузова. Эта мера хотя и ослабляет тенденцию к появлению недостаточной поворачиваемости у данного переднеприводного автомобиля, однако может ухудшить поведение автомобиля во время выполнения обгона. В этом случае предпочтительны подвески, которые во время движения на повороте под действием боковых сил или крена способствуют недостаточной поворачиваемости. На рис. 4.6.12 и 4.6.13 отражена реализация такой возможности для передней подвески, а на рис. 3.2.2, а, 3.2.2, б, 3.2.10, б, 3.2.11, а, 3.2.17, 3.4.13, в, 3.10.11 ($\beta = -2^\circ$), 4.6.14, 4.6.16 — для задней подвески.

может быть иной, чем у нагруженного автомобиля; на рис. 4.6.18 показана соответствующая форма кривой. Из экономических соображений внутренние шарниры рулевых тяг на автомобиле «Фиат-127» привертывают к торцам рейки, хотя при этом получаются слишком короткие тяги. Однако, как показано на рис. 3.5.26, рулевые тяги в случае использования подвески Макферсон должны быть относительно длинными, если необходимо избежать большого изменения схождения. Рулевой механизм расположен на этом автомобиле позади оси, поэтому изменение схождения соответствует кривой 1 на рис. 4.6.6. Чтобы на более нагруженном колесе (совершающем ход сжатия) получить возможно меньшее изменение схождения (следовательно, и износ шины), фирма ФИАТ несколько изменила вид кривой путем поднятия реечного рулевого механизма (см. точку 2 на

4.7. УГЛЫ ПОВОРОТА КОЛЕС И ДИАМЕТР РАЗВОРОТА АВТОМОБИЛЯ

При малой скорости автомобиля движение на повороте только тогда кинематически точно, когда оси всех четырех колес пересекаются в одной точке, называемой центром поворота M . Поэтому, если задние колеса не поворачиваются, прямые, продолжающие оси обоих передних колес должны пересекать продолжение оси задних колес в точке M (рис. 4.7.1), вследствие чего внутреннее и наружное передние колеса будут иметь различные углы поворота: β_i и β_{ao} . Принимая внутренний угол β_i большим, можно рассчитать теоретическое значение наружного угла β_{ao} , так называемого угла Аккермана:

$$\operatorname{ctg} \beta_{ao} = \operatorname{ctg} \beta_i + (j/L_R), \quad (1)$$

где L_R — база; j — расстояние между точками пересечения осей поворота колес с плоскостью дороги (рис. 4.7.2);

$$j = b_v - 2R_0 \quad (2)$$

b_v — передняя колея; R_0 — плечо обкатки (см. разд. 4.9).

Разница между углами β_i и β_{ao} есть разность углов поворота $\Delta\beta_0$, которая при расчете по теоретическим значениям должна быть всегда положительной,

$$\Delta\beta_0 = \beta_i - \beta_{ao}.$$

По углу β_{ao} можно определить теоретический радиус поворота по колее ρ_v (см. рис. 4.7.1), т. е. радиус окружности, по которой катится наружное переднее колесо в плоскости дороги при полном повороте рулевого колеса. Этот радиус должен быть по возможности меньшим, чтобы облегчить выполнение маневрирования и постановки автомобиля на стоянку. Формула, выведенная с помощью данных рис. 4.7.1,

$$\rho_v = (L_R/\sin \beta_{ao}) + R_0$$

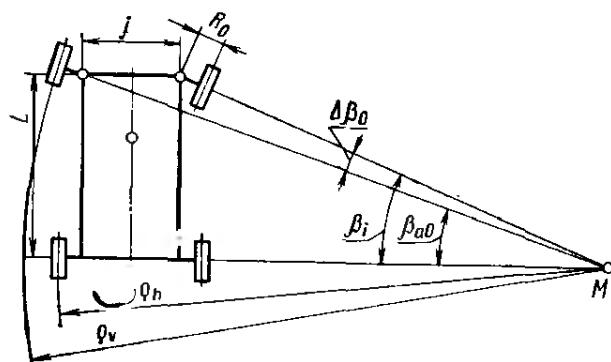


Рис. 4.7.1. Кинематическая связь между углами поворота колес β_i и β_{ao} . В инструкциях по эксплуатации обычно приводится разность углов поворота $\Delta\beta$ (нередко с допуском) при угле $\beta_i = 20^\circ$ для автомобиля в ненагруженном состоянии (см. рис. 4.1.1)

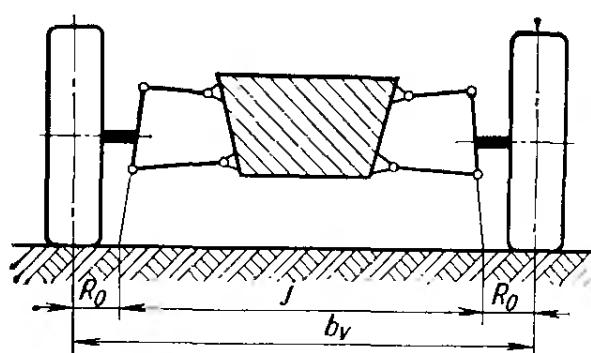


Рис. 4.7.2. Обозначение размеров, используемых для расчетов передней подвески

показывает, что условием выполнения этого требования является, с одной стороны, наличие малой базы, а с другой, наличие большого наружного угла поворота β_{aO} . Последний обуславливает получение еще большего внутреннего угла, который, однако, ограничен тем, что полностью повернутые колеса при любых ходах не должны задевать за колесные ниши или детали передней подвески. Эти ниши не могут быть слишком широкими, иначе они, внедряясь в пространство салона, ограничат объем, необходимый для размещения ног водителя и переднего пассажира, кроме того, вынудят сместить педали в сторону относительно сиденья (как при левом, так и при правом управлении). В случае использования переднего привода необходимо еще учесть возможность установки цепей противоскольжения и ограниченность максимального угла между соединяемыми валами в шарнирах полуосей (см. рис. 3.1.31 и 4.3.1). В табл. 4.7.1

Таблица 4.7.1

Максимальные углы поворота колес, диаметры разворота по колее и по габариту и разность углов поворота колес у различных легковых автомобилей

Автомобиль	Компоновка автомобиля	Диаметр разворота по габариту D_w , м		Диаметр разворота по колее D_s , м		
		по заводским данным	по результатам замеров	по результатам замеров	расчетный по формуле (4)	
Форд-фиеста Сааб-99 Рено-30TC Даймлер-бенц 250 Порше-924 Порше-911	Передне-приводная	9,80	10,23	9,56	9,45	
		10,50	10,85	10,20	10,29	
		10,90	11,07	10,20	10,32	
	Классическая	10,85	11,25	10,00	10,05	
	Порше-924	10,10	10,04	9,45	9,28	
	Заднемоторная	10,70	10,60	9,96	10,00	
Автомобиль	Максимальный угол поворота				Геометрическое отклонение β_F	
	Фактические значения, соответствующие заводским данным		Расчетное значение для наружного колеса β_{aO}			
	Внутреннее колесо β_i	Наружное колесо β_a				
	Форд-фиеста Сааб-99 Рено-30TC Даймлер-бенц 250 Порше-924 Порше-911	36° 45' 34° 55' 40° 43° 39° 50' 32° 30'	38° 20' 33° 50' 35° 15' 35° 36° 20' 32° 30'	27° 20' 26° 45' 29° 36' 32° 50' 29° 22' 25° 05'	6° 7° 05' 5° 39' 2° 10' 6° 58' 7° 25'	
	Примечание. Для возможности сравнения с заводскими данными приведен диаметр разворота по колее, рассчитанный с помощью формулы (4)					

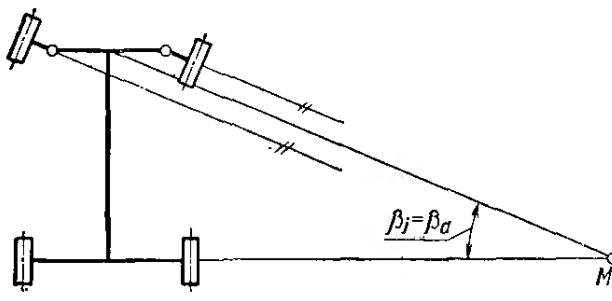


Рис. 4.7.3. Чтобы использовать пространство колесной шины и увеличить возможность передачи шиной боковых усилий, необходимо сделать угол поворота наружного колеса равным углу поворота внутреннего; в этом случае колеса будут параллельными и $\Delta\beta = 0$

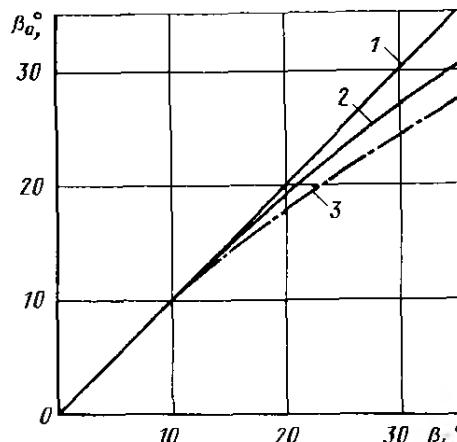


Рис. 4.7.4. Сопоставление фактической и расчетной кривых. Имея графическую зависимость β_a от β_i , нетрудно установить разницу между этими углами:

1 — прямая равных углов; 2 — фактическая кривая; 3 — расчетная кривая

содержатся данные об углах поворота колес некоторых легковых автомобилей различной компоновки.

Для внутреннего угла β_i существуют, как указывалось выше, ограничения, для наружного (меньшая величина которого обусловлена функционально) — не существует, поэтому наружный угол мог бы иметь такое же значение, как и внутренний. Недостатком подобного решения является отсутствие точной кинематики движения автомобиля на повороте (рис. 4.7.3), а полученное преимущество заключается в уменьшении радиуса поворота и увеличении боковых сил, воспринимаемых шиной наружного колеса. По этой причине большинство легковых автомобилей имеют увеличенный наружный угол поворота, т. е. фактическое значение угла β_a (без индекса 0) больше на величину геометрического отклонения угла β_F , рассчитанного по уравнению (1) теоретического угла β_{ao} (по Аckerману):

$$\beta_F = \beta_a - \beta_{ao}. \quad (3)$$

Чтобы получить значение угла β_F , нужно сопоставить теоретические значения угла с фактическими, имеющимися на автомобиле, которые могут быть замерены или определены конструктивно. Как показано на рис. 4.7.4, для простоты построения по оси Y можно откладывать угол β_a , а по оси X — угол β_i . Однако нагляднее представлять на графике разность между углами β_i и β_a . На рис. 4.7.5 показаны кривые, построенные по данным измерений, проведенных на автомобиле «Ауди-100» при выполнении левого и правого поворотов; по оси Y отложена разность углов поворота $\Delta\beta = \beta_i - \beta_a$. Значительно лучше различимое теперь геометрическое отклонение показано в увеличенном масштабе на рис. 4.7.6: $\beta_E = \Delta\beta_0 - \Delta\beta$. Для контроля геометрических отношений в пределах установочных значений обычно задается разность углов поворота $\Delta\beta$ для угла $\beta_i =$

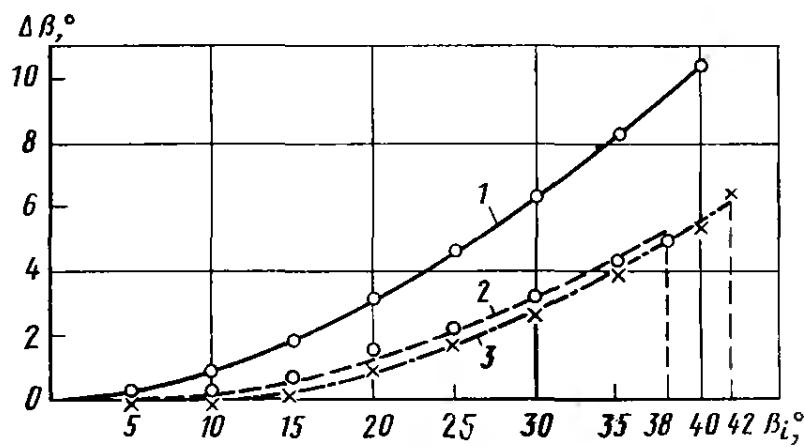


Рис. 4.7.5. Разность углов поворота $\Delta\beta$, замеренная на автомобиле «Ауди-100» (модель 1977 г.) при выполнении левого и правого поворотов в функции угла поворота внутреннего колеса β_i , а также кривая, рассчитанная по уравнению (1):

1 — расчетная кривая; 2 и 3 — фактические кривые, полученные при выполнении соответственно левого и правого поворотов

Автомобиль «Ауди-100» имеет следующие параметры маневренности

Диаметр разворота по колее, м:

влево	10,73
вправо	9,92

Диаметр разворота по габариту, м:

влево	10,85
вправо	10,20

Максимальный угол поворота передних колес, °:

влево	38
вправо	42

= 20°, причем чаще всего, как видно из данных табл. 4.1.1, с допуском; модель «Ауди-100» имеет разность $\Delta\beta = 1^\circ$.

Как отмечалось выше, используя геометрическое отклонение, можно достичь уменьшения радиуса поворота ρ_v , но для этого нужно (кроме известного угла β_F) определить еще угол $\beta_{a0\max}$, т. е. наибольший наружный теоретический угол поворота, который рассчитывается по уравнению (1). Измерения, проведенные на множестве автомобилей, показали, что можно получить уменьшение радиуса поворота $\Delta\rho_v = 0,05$ м на каждый градус геометрического отклонения; формула, в которую все размеры надо подставлять в метрах, выглядит следующим образом:

$$\rho_v = (L_R / \sin \beta_{a0}) + R_0 - 0,05 \cdot \beta_F^\circ. \quad (4)$$

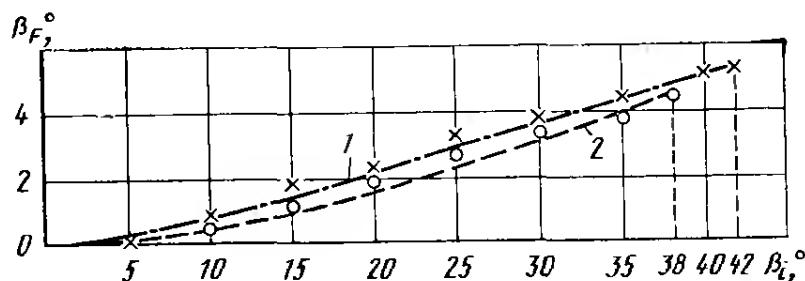


Рис. 4.7.6. Геометрическое отклонение угла поворота колес исследованного автомобиля «Ауди-100» при выполнении левого и правого поворотов; эта величина представляет собой разность между расчетным и фактическим значениями;

1 и 2 — соответственно правый и левый повороты

Для примера приведем расчет, выполненный по данным автомобиля «Ауди-100», имеющего типичную величину геометрического отклонения. Исходные данные при повороте вправо: $L_R = 2,677$ м, $b_v = 1,47$ м, $R_0 = -0,015$ м, $\beta_i = 42^\circ$, $\beta_a = 35^\circ 40'$.

Согласно формуле (2)

$$j = 1,47 - [2(-0,015)] = 1,5 \text{ м};$$

формуле (1)

$$\operatorname{ctg} \beta_{ao} = \operatorname{ctg} 42^\circ + \frac{1,5}{3,677} = 1,671;$$

$$\beta_{ao} = 30^\circ 55';$$

формуле (3)

$$\beta_F = 35^\circ 40' - 30^\circ 55' = 4^\circ 45';$$

формуле (4)

$$\rho_v = \frac{2,677}{\sin 30^\circ 55'} + (-0,015) - 0,05 \cdot 4,75^\circ = 4,955 \text{ м.}$$

Расчетный диаметр разворота по колее

$$D_{se} = 2\rho_v = 9,91 \text{ м};$$

замеренный диаметр составил $D_{sg} = 9,92$ м (см. рис. 4.7.5). На рис. 4.7.7 для сравнения показаны теоретическая и фактическая кривые, относящиеся к переднеприводному автомобилю «Сааб-99», который, однако, при $\beta_i = 20^\circ$ имеет разность углов поворота $\Delta\beta \approx \approx 0^\circ$. Вследствие короткой базы ($L_R = 2,473$ м) и большого геометрического отклонения этот шведский легковой автомобиль, несмотря на малый внутренний угол поворота $\beta_i = 34^\circ 5'$, имеет почти такой же диаметр разворота ($D_{sg} = 10,2$ м при повороте вправо), как у мод. «Ауди-100» при $\beta_i = 42^\circ$. Участок фактической кривой, соответствующий повороту влево до угла $\beta_i = 20^\circ$ расположен ниже оси X , т. е. разность $\Delta\beta$ имеет отрицательное значение и угол β_a больше угла β_i . В результате наружное колесо поворачивается на больший угол, чем внутреннее (рис. 4.7.8), такая мера улучшает реакцию рулевого управления и дополнительно обеспечивает более нагруженной наружнойшине больший угол увода; передние колеса вследствие этого могут воспринимать большие боковые силы.

Однако это преимущество проявляется только во время прохождения поворотов на высокой скорости; на крутых поворотах едва ли имеется возможность полного использования боковой направляющей силы шин. Поэтому указанный эффект может оказывать влияние лишь на поворотах радиусом до $r = 20$ м, что соответствует повороту колес на угол $5-10^\circ$. При больших углах поворота фактическая кривая должна приближаться к теоретической таким образом, чтобы в случае полного поворота кривая проходила примерно по середине между осью X и теоретическим значением. В результате такого компромисса достигается уменьшение радиуса поворота и трения (и визга) шин на крутых поворотах, проходимых с малой скоростью.

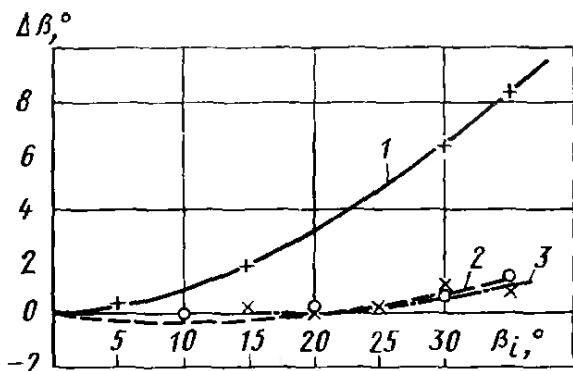


Рис. 4.7.7. Разность углов поворота, замеренная на автомобиле «Сааб-99», и расчетная [по уравнению (1)] кривая:

1 — расчетная кривая; 2 и 3 — фактические кривые, полученные при выполнении соответственно левого и правого поворотов.

Автомобиль «Сааб-99» имеет следующие параметры маневренности:

Диаметр разворота по колее, м:	
влево	10,5
вправо	10,2
Диаметр разворота по габариту, м:	
влево	11,0
вправо	10,7
Максимальный угол поворота передних колес:	
влево	34° 10'
вправо	34° 55'

замерить, но не трудно и рассчитать, зная радиус шины B : $D_B = 2\rho_v + B$.

Не меньшее практическое значение имеет диаметр разворота по габариту, величина которого D_w больше примерно на размер переднего свеса L_{Uv} (см. рис. 1.2.2 и 1.2.3) диаметра по колее. По стандарту ДИН 70020 размер D_w определяют как диаметр наименьшего пустотелого цилиндра, в котором может совершать круговое движение автомобиль при полном повороте рулевого колеса (рис. 4.7.10). Минимальный диаметр разворота по габариту может быть определен конструктивно, но проще замерить его; в описаниях его обычно приводят по заводским данным, в отчетах по испытаниям — по результатам измерений.

По известному радиусу поворота по колее ρ_v может быть рассчитан радиус ρ_{ha} дуги, по которой движется наружное заднее колесо (см. рис. 4.7.1) или радиус траектории движения внутреннего колеса ρ_{hi} . Формулы, необходимые для выполнения расчетов, таковы:

$$\rho_{ha} = \sqrt{(\rho_v - R_0)^2 - L_K^2} + [(b_h - j)/2]$$

и

$$\rho_{hi} = \rho_{ha} - b_h.$$

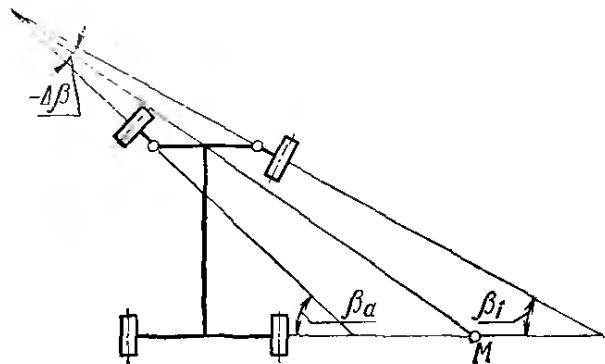


Рис. 4.7.8. Если во время движения на поворотах относительно большого радиуса наружное колесо повернуто на больший угол, чем внутреннее (т. е. $\Delta\beta$ отрицательно), то в результате этого шины передних колес могут передавать большие боковые силы

Радиус поворота по колее представляет собой величину хоть и теоретическую, но удобную для конструктора; для водителя имеет значение диаметр разворота автомобиля между бордюрными камнями, т. е. расстояние между двумя параллельными рядами бордюрного камня нормальной высоты (рис. 4.7.9), между которыми можно развернуться на данном автомобиле. Этот диаметр D_B можно

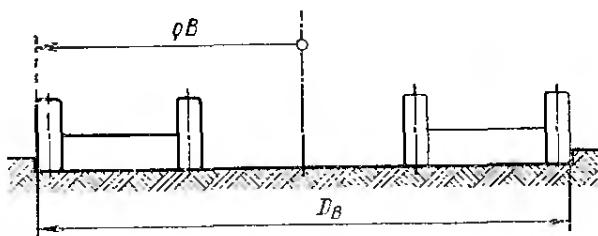


Рис. 4.7.9. Диаметр D_B разворота между бордюрными камнями — размер, важный для водителя

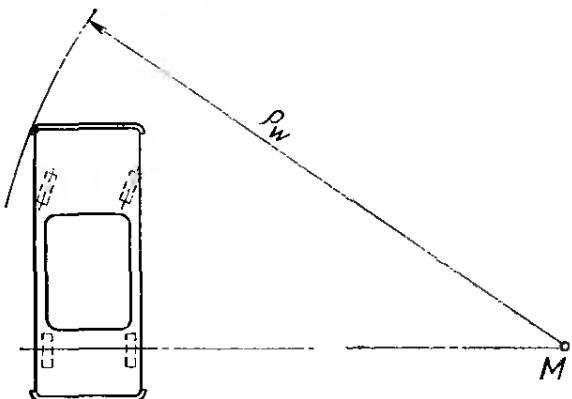


Рис. 4.7.10. Диаметр D_w разворота по габариту (и соответствующий радиус ρ_w) относится к окружности, которую описывает наиболее выступающая наружу точка автомобиля при полном повороте рулевого колеса

Формулы показывают, что чем длиннее колесная база L_R , тем меньше радиусы ρ_{ha} и ρ_{hi} (в сравнении с радиусом ρ_v), т. е. тем больше ширина коридора, необходимая для поворота автомобиля на малой скорости.

4.8. ВОЗВРАТ РУЛЕВОГО КОЛЕСА (ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ)

Если бы на передние колеса автомобиля не действовал стабилизирующий момент, то достаточно было бы небольшого усилия, чтобы повернуть колеса такого автомобиля, однако при выходе из поворота пришлось бы вращать рулевое колесо в обратном направлении, само оно не вернулось бы в исходное положение для движения по прямой. У водителя отсутствовало бы ощущение скорости и поведения автомобиля на повороте; кроме того, существовала бы опасность, что при выходе из поворота рулевое колесо будет недостаточно быстро возвращаться назад, что приведет к отклонению автомобиля от намеченной траектории движения.

Для автомобилей с задними ведущими колесами в связи с неустойчивостью их движения (см. рис. 1.8.23) требуется в целях обеспечения стабильного прямолинейного движения такие установочные параметры передней подвески, которые приводили бы к появлению заметного стабилизирующего момента. Переднеприводные автомобили, у которых приложение тяговых сил обеспечивает устойчивое движение, нуждаются в этом в меньшей степени (см. рис. 1.8.22, 3.4.20 и 4.9.6). Для обеспечения возврата рулевого колеса после выполнения поворота существуют следующие возможности, связанные с тем, что силы, действующие в контакте колеса (вертикальная F_h , боковая F_s или продольная F_b), имея плечи действия, образуют моменты:

M_{L1} , обусловленный действием боковой силы F_s и величиной ее сноса (стабилизирующий момент шины);

M_{L2} , обусловленный действием вертикальной силы F_h , наличием плеча обкатки R_0 и углом δ поперечного наклона оси поворота (рис. 4.8.1 и 4.10.4);

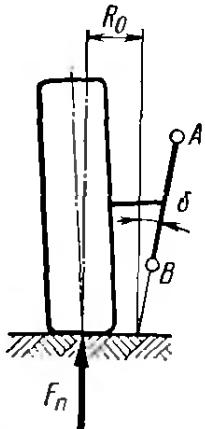


Рис. 4.8.1. Вертикальная сила F_n на плече обкатки R_0 образует стабилизирующий момент при повороте колеса только в том случае, если ось поворота имеет угол поперечного наклона δ . Так называемая весовая стабилизация будет тем значительнее, чем больше R_0 , δ и F_n (или m_v)

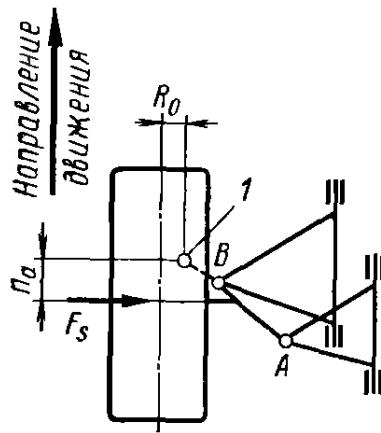


Рис. 4.8.2. Если продолжение оси поворота пересекает плоскость дороги впереди центра колеса, то колесо как бы «отстает» от этой точки пересечения. Возникающий при этом вылет оси поворота n_a служит плечом боковой силе F_s при образовании стабилизирующего момента:

I — точка пересечения с дорогой

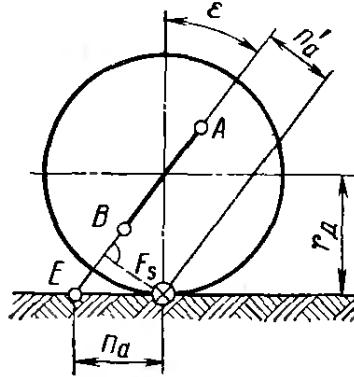


Рис. 4.8.3. Вылет оси поворота (вариант I), полученный путем наклона оси поворота на угол ϵ . Вылет оси поворота, замеряемый в плоскости дороги, $n_a = r_d \operatorname{tg} \epsilon$, а плечо $n'_a = r_d \sin \epsilon$ действия боковой силы несколько отличается от него

M_{L3} , обусловленный действием продольной силы F_b и наличием плеча ее действия R_1 (см. рис. 4.9.2);

M_{L4} , обусловленный действием боковой силы F_s и вылетом оси поворота n_a (рис. 4.8.2 и 4.8.3);

M_{L5} , обусловленный действием продольной силы F_b и вылетом оси поворота n_a (см. рис. 4.11.5 и 4.11.8). Кроме указанных, могут действовать стабилизирующие моменты, вызываемые действием пружин, устанавливаемых в рулевом механизме или, при переднем приводе, шарнирами полусей, центры которых смешены с оси поворота (см. рис. 3.5.25).

Как видно на рис. 4.8.1 и 4.8.3, для получения плеч действия сил ось поворота AB устанавливают с наклоном от вертикали: на виде сбоку под углом ϵ и на виде сзади — под углом δ . Угол ϵ обуславливает появление в плоскости дороги вылета оси поворота n_a , являющегося плечом; в отличие от этого угол δ поперечного наклона можно рассматривать только вместе с плечом обкатки R_0 . Вертикальная сила F_n (называемая иногда нагрузкой колеса), вызывающая стабилизирующий момент, составляет половину веса G_v , действующую на передний мост. Вертикальную силу определяют при действии на автомобиль нагрузки, равной весу 2 чел., т. е. для конструктивной массы автомобиля (см. разд. 1.3.5):

$$F_n = G_v/2 = (m_v/2) g.$$

Поскольку величина стабилизирующего действия в этом случае зависит от вертикальной нагрузки, приложенной к колесу, данный вид стабилизации называют весовой стабилизацией.

Величина боковой силы F_b зависит от значения коэффициента сцепления μ_s , а продольной F_b — от величины сопротивления качению во время движения на повороте, тяговых сил или величины замедления в процессе торможения.

Точное описание кинематических и силовых зависимостей приводится в последующих разделах; учет всех возможных стабилизирующих моментов с примером расчета содержится в разд. 4.11.2.

4.9. ПЛЕЧО ОБКАТКИ

Согласно стандарту ДИН 70020 плечо обкатки R_0 (см. рис. 4.8.1 и 4.8.2) должно указываться для автомобиля в ненагруженном состоянии. Этот размер определяют как расстояние от линии пересечения центральной плоскости вращения колеса с опорной поверхностью до точки пересечения продолжения оси поворота с этой же поверхностью. Таким образом, размер R_0 может быть легко определен по данным сборочного чертежа передней подвески; с точки же зрения механики движения имеет значение лишь длина перпендикуляра, опущенного на ось поворота, изображенные на виде сзади.

При торможении расположенным на колесе тормозом сила F_b (рис. 4.9.1), действуя на плече тормозной силы $R_1 = R_0 \cos \delta$, стремится повернуть колесо относительно оси поворота, т. е. возникает момент $M_b = F_b R_1$, который, как показано на рис. 4.9.2, приводит к появлению силы T на рулевой тяге и при положительном размере R_0 отжимает колесо в направлении, соответствующем отрицательному схождению.

Чем больше отрезок R_0 , тем больше момент M_b и тем сильнее воздействует на рулевое управление неодинаковое торможение передних колес; по этой причине размер R_0 стараются делать возможно меньшим или даже отрицательным (см. рис. 3.5.4 и 4.9.7).

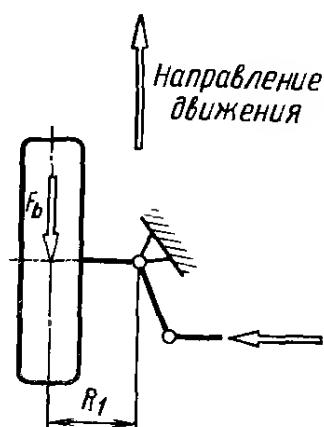
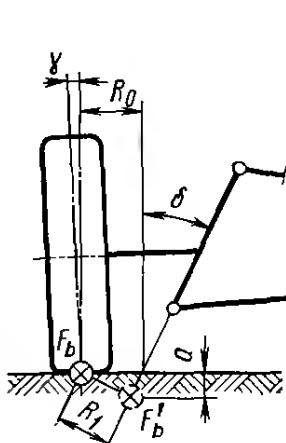
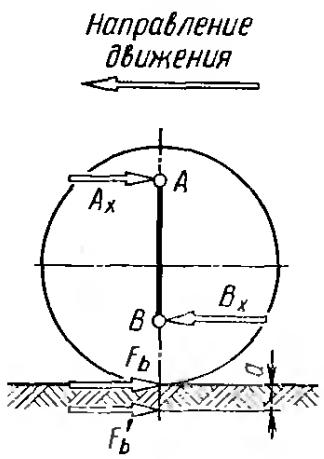


Рис. 4.9.1. При расположении тормоза на колесе, чтобы определить реакции в шарнирах A и B , необходимо вектор тормозной силы F_b перенести в виде вектора F'_b вдоль перпендикуляра на ось поворота; в точку, которая расположена ниже уровня дороги на расстояние $a = R_1 \sin \delta$

Рис. 4.9.2. При тормозе, расположенному на колесе, тормозная сила F_b образует момент $M_b = F_b R_1$, который стремится отжать колесо в направлении, соответствующем отрицательному схождению, и вызывает появление силы T в рулевой тяге (дан вид сверху на подвеску)

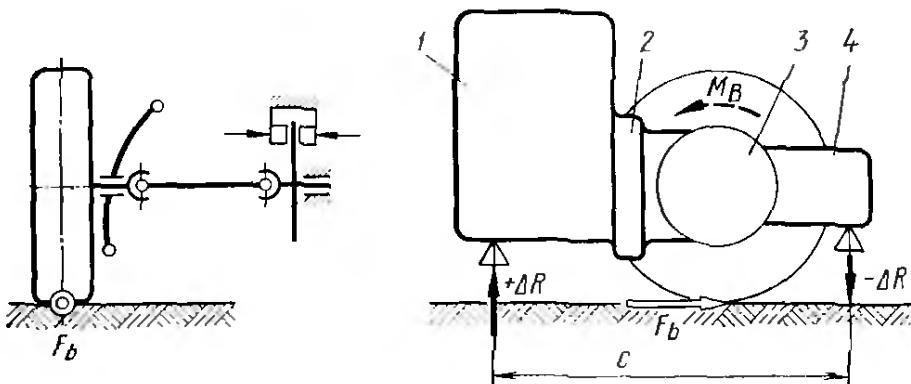


Рис. 4.9.3. При расположении тормозов на главной передаче тормозной момент должна воспринимать подвеска двигателя; в резиновых подушках возникают реакции $\pm R$, величина которых зависит от расстояния c :

1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — дифференциал; 4 — коробка передач

Неодинаковость действия тормозных сил вызывает в этом случае эффект обратного поворота колес, который может предотвратить поворот автомобиля относительно вертикальной оси. Величины плеч обкатки различных европейских легковых автомобилей приведены в табл. 4.1.1; размеры R_0 колеблются от +79 мм до -18 мм. Чтобы избежать какого-либо воздействия на рулевое управление во время торможения, фирма «Даймлер-бенц» предусматривает на всех моделях небольшое плечо обкатки, а на моделях серии S $R_0 = 0$.

Продольная сила F_b , возникающая в плоскости дороги, вызывает реакции A_x и B_x в опорах поворотной стойки, и для определения величины их вектора силы F_b надо перенести параллельно направлению ее действия на ось поворота; вследствие этого на виде сбоку рис. 4.9.1 вектор силы F_b оказывается расположенным ниже уровня дороги на величину

$$a = R_1 \sin b = R_0 \cos \delta \sin \delta.$$

Если тормоз расположен внутри, на главной передаче, то тормозной момент передается через шарнирные полуоси на силовой агрегат и вызывает реакции ΔR в опорах подвески двигателя (рис. 4.9.3):

$$\pm \Delta R = F_b (r_d/c).$$

Чем меньше колесо (r_d) и чем больше опорная база c , тем меньше эти силы. Вектор тормозной силы F_b , возникающей в контакте колеса с дорогой, должен быть перенесен в этом случае на ось колеса (сила F'_b на рис. 4.9.4), так как подшипник полуоси может передавать только силы вдоль линии их действия, но не моменты. Сила F'_b действует на плече продольной силы R_2 (иногда называемом плечом возмущения):

$$R_2 = R_1 + R_5 = R_0 \cos \delta + r_d \sin (\delta + \gamma). \quad (5)$$

В результате возникает момент $M_b = F'_b R_2$, который появляется и в том случае, когда $R_0 = 0$. Так как $R_2 > R_1$, то при внутреннем расположении тормозных механизмов получается больший момент и в результате оказывается усиленное воздействие на рулевое колесо, но в то же время реакция B_x в нижнем шарнире будет

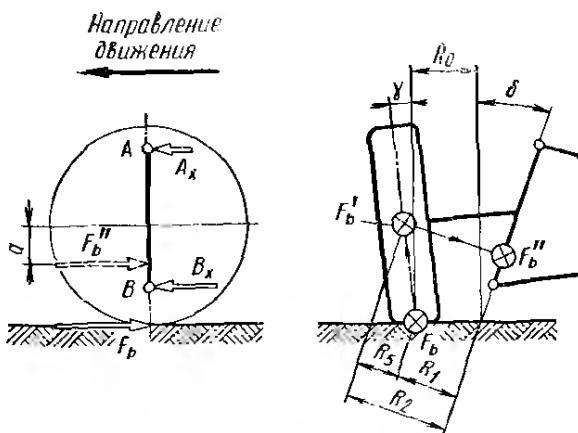


Рис. 4.9.4. При наличии тормоза, расположенного на главной передаче, тормозиющую силу F_b необходимо рассматривать в виде силы F'_b , приложенной в центре колеса; возникающий тормозной момент $M_B = F_b R_2$. Для определения сил A_x и B_x , действующих в шарнирах колеса, требуется дальнейший перенос вектора тормозной силы на ось поворота вдоль перпендикуляра к этой оси; сила F'_b тогда принимает вид силы F''_b , расположенной на расстоянии $a = R_2 \sin \delta$ ниже центра колеса (r_d). Таким образом, следует определять реакции от сил сопротивления качению

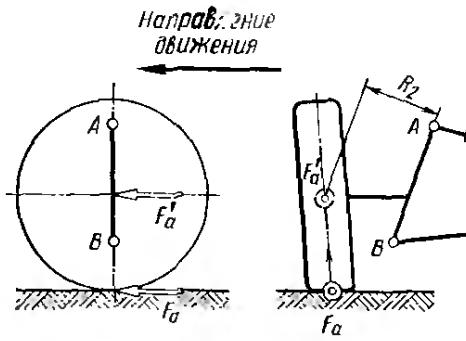


Рис. 4.9.5. Для определения сил вектор тяговой силы F_a , имеющейся на катящемся колесе, необходимо перенести в центр колеса

значительно меньше. Для определения сил A_x и B_x необходимо вектор силы F'_b перенести по перпендикуляру на ось поворота таким образом, чтобы на виде сбоку (рис. 4.9.4) сила F'_b ($-F''_b$) оказалась расположенной ниже центра колеса — на величину $a = R_2 \sin \delta$. Если, кроме

того, автомобиль имеет продольный наклон оси поворота (см. рис. 4.8.3), то уравнение для плеча R'_2 будет таким:

$$R'_2 = R_2 \cos \varepsilon.$$

Векторы продольных сил, действующих на катящееся колесо и обобщенно выраженных сопротивлением качению W_R , также должны быть перенесены на ось колеса; воздействие продольных сил на рулевое колесо тем сильнее, чем больше плечо R_2 .

Тяговые силы F_a , возникающие в местах контакта передних колес с дорогой (при переднем приводе), должны рассматриваться как действующие в центре колеса (рис. 4.9.5), т. е. для автомобилей этой компоновки (возможно имеющих внутренние тормозные механизмы) наличие малого плеча R_2 действия продольных сил особенно важно. Фирма «Ситроен» достигла этого путем переноса шаровых шарниров A и B в центральную плоскость вращения колеса (рис. 4.9.6, см. рис. 3.4.20); при этом

$$\gamma + \delta = 0, \quad R_0 = 0,$$

отсюда $R_2 = 0$. С наличием отрицательного плеча обкатки уменьшается плечо R_2 (рис. 4.9.7), однако одновременно увеличивается угол поперечного наклона оси поворота. В уравнении (5) плечо R_1 будет иметь отрицательный знак, однако сумма $(\delta + \gamma)$ увеличится.

Постоянно действующая в контакте колеса с дорогой вертикальная сила F_n при статическом рассмотрении должна быть перене-

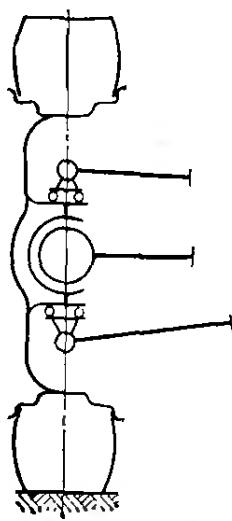


Рис. 4.9.6. В передней подвеске автомобиля «Ситроен ЖС» направляющий и несущий шарниры расположены в центральной плоскости вращения колеса

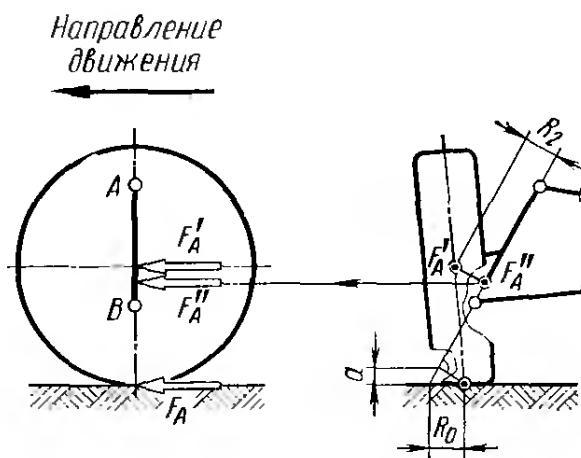


Рис. 4.9.7. В результате наличия отрицательного плеча обкатки происходит желательное уменьшение плеча продольной силы R_2

сена на ось колеса и разложена на составляющие; $F_n \cos \delta$, действующую в направлении оси поворота, и $F_n \sin \delta$, перпендикулярно ей (рис. 4.9.8 и 4.10.5).

Если ось поворота на виде сбоку расположена вертикально, как показано на рис. 4.9.1 и 4.9.5, то плечо составляющей вертикальной силы в точке разложения силы

$$R_3 = (R_0 + r_d \operatorname{tg} \delta) \cos \delta. \quad (6)$$

Это уравнение справедливо в предположении, что $\cos \gamma = 1$; для обычных углов развала, не превышающих $1^{\circ} 30'$, такое предположение допустимо. Если автомобиль имеет поперечный наклон оси поворота и эта ось, как показано на рис. 4.8.3, дополнительно наклонена на угол ϵ (см. разд. 4.11.1), то центр колеса совершает при повороте рулевого колеса пространственное перемещение, и плечо R_3 определится по следующему уравнению:

$$R_3 = (R_0 + r_d \operatorname{tg} \delta) \cdot \sqrt{(1 + \operatorname{tg}^2 \epsilon) / (1 + \operatorname{tg}^2 \epsilon + \operatorname{tg}^2 \delta)}.$$

Для улучшения поведения автомобиля во время движения на повороте иногда устанавливают дисковые колеса с уменьшенным вылетом e или проставки между колесом и тормозным диском. Получаемое при этом преимущество выражается в незначительном увеличении передней колеи (примерно на 2—4 %), недостатком же является возрастание плеча обкатки, иногда до 2 раз. Вследствие этого усиливается воздействие на рулевое колесо толчков от дорожных

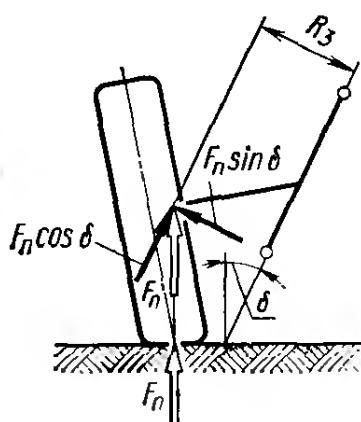


Рис. 4.9.8. При рассмотрении в статике вектор вертикальной силы F_n необходимо перенести на ось колеса и разложить его на составляющие. Расстояние до оси поворота равнозначно плечу вертикальной силы R_3

неровностей и, в особенности, неодинаковых тормозных сил на передних колесах. Если контуры тормозных систем имеют диагональную схему соединения (как почти на всех легковых автомобилях с отрицательным плечом обкатки), то использование такой меры вообще должно быть запрещено, так как в связи с этим отрицательное плечо превращается в положительное.

4.10. ПОПЕРЕЧНЫЙ НАКЛОН ОСИ ПОВОРОТА КОЛЕСА

В стандарте DIN 70020 поперечный наклон оси поворота определяется как угол между осью поворота и плоскостью, перпендикулярной опорной поверхности дороги и параллельной продольной оси автомобиля. На грузовых автомобилях, тракторах и строительных машинах этот угол обычно равнозначен углу наклона шкворня (см. рис. 3.4.11); в передних подвесках легковых автомобилей направляющие функции осуществляют шаровые шарниры (см. рис. 3.1.14). В подвеске на двойных поперечных рычагах ось поворота проходит не по отверстиям 1 и 2 в поворотной стойке (расположенной, чаще всего, вертикально, рис. 4.10.1), а по центрам головок шаровых пальцев, вставленных в эти отверстия. Как показано на рис. 4.10.2, на чертеже должен быть проставлен суммарный угол развала и поперечного наклона оси поворота, а для изготовления и контроля удобнее задавать размеры в двух направлениях, приняв за базы опорную поверхность, предназначенную для внутреннего подшипника, и ось цапфы (рис. 4.10.1). В подвеске Макферсон расстояние между нижним шаровым шарниром и верхней точкой крепления *A* на брызговике крыла больше, но верхние направляющие элементы расположены рядом с колесом (как видно на рис. 3.5.2), поэтому, чтобы получить достаточно места для размещения цепей противоскольжения на шинах, может потребоваться больший угол поперечного наклона. Как показано на рис. 3.5.3 и 4.4.10, *a*, для получения малого или отрицательного плеча обкатки нижний шаровой шарнир *B* может быть смешен с оси стойки наружу. В этом случае осью поворота является линия, соединяющая верхнюю точку крепления *A* и центр шарнира *B*.

Поскольку величины развала и поперечного наклона взаимосвязаны при обработке цапфы, то задавать допуск на величину поперечного наклона оси поворота излишне: если на автомобиле разваль установлен правильно, то поперечный наклон будет верным, если угол развала неправилен, то это относится в равной мере к углу поперечного наклона. Исключением из этого являются подвески Макферсон, в которых амортизаторная стойка соединяется двумя болтами с поворотным кулаком (см. рис. 3.5.14—3.5.17). Хотя разваль в этом случае можно отрегулировать с большой точностью, углы поперечного наклона на левой и правой сторонах могут отличаться один от другого; при измерениях была зафиксирована разница до 1°. Еще большая разница могла бы привести к уводу автомобиля в сторону во время прямолинейного движения без помех.

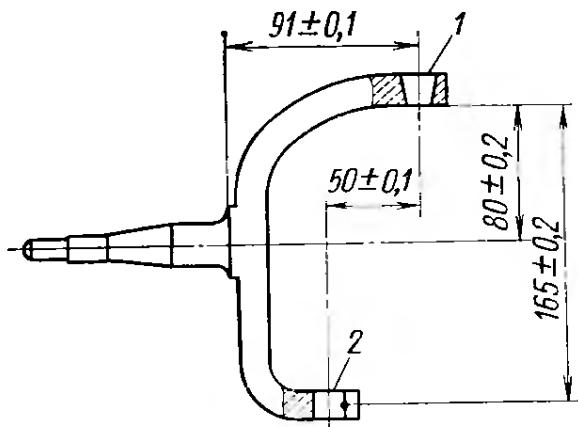


Рис. 4.10.1. Для облегчения контроля простановка размеров отверстий, предназначенных для крепления шарниров, должна осуществляться в направлениях осей X и Y , без учета угла поперечного наклона оси поворота. Высоту расположения центра шарового шарнира определяют следующие размеры: при конусном креплении (вверху) — поверхность прилегания гайки, а при клеммовом зажиме (внизу) — ось поперечного сверления

Непосредственная зависимость существует между изменениями раз渲ала и поперечного наклона оси поворота в процессе ходов подвески. Как указывалось в разд. 4.5, желательно, чтобы при ходе сжатия колесо наклонялось в сторону отрицательного раз渲ала, что равнозначно уменьшению раз渲ала и связанному с этим увеличению поперечного наклона оси поворота на тот же угол. Показанное на рис. 4.5.9—4.5.11 графическое определение изменения раз渲ала относится в равной степени к поперечному наклону оси поворота, поэтому там же обозначен угол изменения $\Delta\delta$.

Во время поворота рулевого колеса наклонная ось поворота колеса при плече обкатки $R_0 \neq 0$ осуществляет приподнимание кузова на величину ΔH_0 (рис. 4.10.3), что может быть объяснено с помощью прямоугольного рычага $ABEN$, поворачивающегося относительно точек A и B , при этом точка N на виде сбоку движется по эллипсоидной траектории. При повороте на 90° точка N переместится в точку 1 , вследствие чего точка контакта колеса окажется ниже уровня дороги на величину

$$\Delta H_0 = R_0 \cos \delta \sin \delta.$$

В случае малых углов поворота высота подъема может быть рассчитана с достаточной точностью по следующему уравнению эллипса:

$$\Delta H_0 = R_0 \cos \delta \sin \delta (1 - \cos \beta_{i,a}).$$

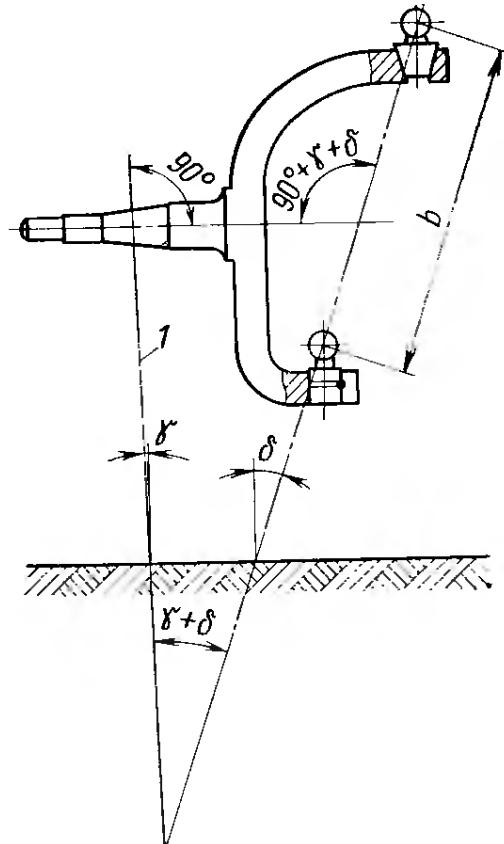


Рис. 4.10.2. Точное положение оси поворота можно определить только после дополнительного прочерчивания шаровых пальцев. Проставляя размеры на поворотной цапфе в сборе, необходимо указать суммарный угол поперечного наклона и раз渲ала ($\delta + \gamma$):

1 — центральная плоскость вращения колеса

и связанным с этим увеличением поперечного наклона оси поворота на тот же угол. Показанное на рис. 4.5.9—4.5.11 графическое определение изменения раз渲ала относится в равной степени к поперечному наклону оси поворота, поэтому там же обозначен угол изменения $\Delta\delta$.

Во время поворота рулевого колеса наклонная ось поворота колеса при плече обкатки $R_0 \neq 0$ осуществляет приподнимание кузова на величину ΔH_0 (рис. 4.10.3), что может быть объяснено с помощью прямоугольного рычага $ABEN$, поворачивающегося относительно точек A и B , при этом точка N на виде сбоку движется по эллипсоидной траектории. При повороте на 90° точка N переместится в точку 1 , вследствие чего точка контакта колеса окажется ниже уровня дороги на величину

$$\Delta H_0 = R_0 \cos \delta \sin \delta.$$

В случае малых углов поворота высота подъема может быть рассчитана с достаточной точностью по следующему уравнению эллипса:

$$\Delta H_0 = R_0 \cos \delta \sin \delta (1 - \cos \beta_{i,a}).$$

В эту формулу для внутреннего колеса нужно подставлять его угол поворота β_i , а для наружного — β_a . Расчет высоты подъема для углов выше 10° и при наличии продольного наклона оси поворота может быть осуществлен только с помощью векторов.

Возврат рулевого колеса осуществляется, однако, не в результате подъема кузова, а под действием показанной на рис. 4.9.8 составляющей $F_n \sin \delta$ вертикальной силы, приложенной на плече R_3 . При повороте колес направление действия силы $F_n \sin \delta$ составляет с осью колеса угол β (рис. 4.10.4), а ее составляющая $F_n \sin \delta \sin \beta$ создает стабилизирующий момент, приблизительное значение которого в диапазоне малых углов поворота для обоих колес переднего моста можно найти по формуле

$$M_{L2} = G_v \sin \delta \sin \beta_m R_3, \quad [G_v = 2F_n \text{ и } \beta_m = (\beta_i + \beta_a)/2]. \quad (7)$$

Для получения точного решения требуется учет фактических углов поперечного и продольного наклона оси поворота, поскольку эти углы изменяются во время движения на повороте (см. уравнения (9, a) и (9, б) в разд. 4.11.2 и 4.11.3).

Кроме того, происходит перераспределение нагрузок по колесам и получается, что вертикальная сила, действующая на наружном колесе, больше, чем на внутреннем: $F_{nva} > F_{nvi}$, к тому же углы β_i и β_a почти всегда не равны, так что моменты, действующие на левом и правом колесах, в любом случае будут неодинаковыми. Уравнение для определения момента M_{L2} показывает, что возврат рулевого колеса имеется только в том случае, когда угол поперечного наклона оси поворота $\delta > 0^\circ$, а из формулы для определения R_3 видно, что возвратный момент возникает при отрицательном плече обкатки (рис. 4.10.5 и 4.9.8). Легковые автомобили, параметры которых приведены в табл. 4.1.1, имеют либо большое плечо обкатки и малый угол поперечного наклона оси поворота колеса (например,

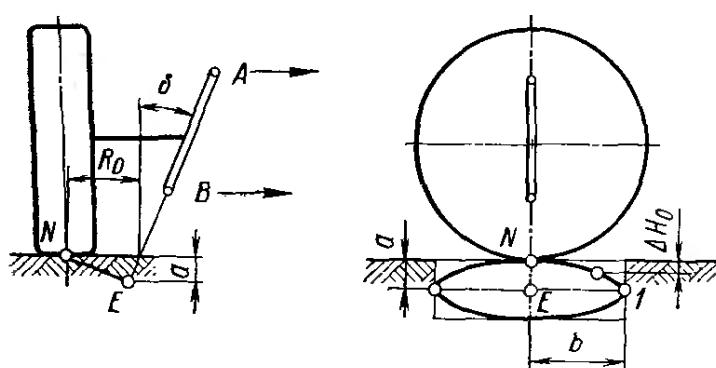


Рис. 4.10.3. При повороте рулевого колеса точка контакта колеса с дорогой на виде сбоку описывает траекторию, близкую к эллиптической; если продольный наклон оси поворота отсутствует, автомобиль приподнимается на величину $\Delta H_0 = R_1 \sin \delta (1 - \cos \beta_i, a)$, где $R_1 = R_0 \cos \delta$. На рисунке видно, что $R_1 = b$, $a = R_1 \sin \delta$

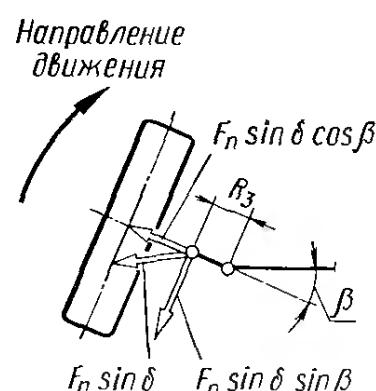


Рис. 4.10.4. При повороте колеса на угол β составляющая вертикальной силы $F_n \sin \delta$ образует стабилизирующий момент M_{L2} ; величина так называемой весовой стабилизации зависит от угла поперечного наклона оси поворота δ , плеча R_3 и нагрузки на передние колеса m_v

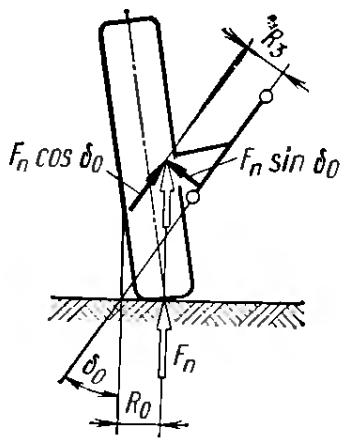


Рис. 4.10.5. Наличие отрицательного плеча обкатки приводит к уменьшению плеча вертикальной силы R_3 , длина которого влияет на величину стабилизирующего момента M_{L2} , и, чтобы сохранить эту величину, необходимо увеличить угол поперечного наклона оси поворота δ_0

мод. «Форд-таунус»: $R_0 = 79$ мм и $\delta_0 = 4^\circ$, либо, наоборот, отрицательное плечо $R_0 = -11 \div -18$ мм и значительный угол δ_0 . Например, фирма «Форд» предписывает для автомобиля «Фиеста» без нагрузки угол $\delta_0 = 14^\circ$, а фирма «Порше» на мод. 924 рекомендует угол $\delta_0 = 18^\circ 30'$. На обоих этих автомобилях колеса во время хода сжатия наклоняются в сторону, соответствующую отрицательному развалу (см. рис. 4.5.10), т. е. поперечный наклон оси поворота увеличивается. Относительно большие углы δ_0 при отрицательном плече R_0 требуются для того, чтобы получить достаточный стабилизирующий момент в диапазоне малых значений продольного наклона оси поворота. Недостатком в этом случае является положительный развал наружного колеса во время поворота рулевого колеса (см. рис. 4.11.11, а), а также уменьшение продольного наклона оси поворота на этом колесе (см. рис. 4.11.13, б); преимущество заключается в достижении более близких к оптимальным значений изменения колеи и развала (см. кривую I на рис. 4.3.10). За исключением автомобиля «Ситроен ЖС» (см. рис. 4.9.6), все легковые автомобили для обеспечения возврата рулевого колеса имеют большое плечо вертикальной силы R_3 , а плечо продольной силы R_2 по возможности короткое, чтобы ограничить воздействие дорожных неровностей на рулевое управление. Насколько трудно это осуществить, видно из сопоставления уравнений (5) и (6) разд. 4.9 (после раскрытия скобок), в которых угол поперечного наклона играет важную роль:

$$R_3 = R_0 \cos \delta + r_d \sin \delta$$

и

$$R_2 = R_0 \cos \delta + r_d \sin (\delta + \psi).$$

Если развал $\psi = 0^\circ$ (что является обычным для современных автомобилей), то при нулевом или небольшом угле ϵ продольного наклона оси поворота и в процессе прямолинейного движения без помех $R_3 = R_2$. Во время движения на повороте плечо R_3 изменяется в значительной степени, в то время как плечо R_2 практически остается постоянным.

4.11 ПРОДОЛЬНЫЙ НАКЛОН ОСИ ПОВОРОТА КОЛЕСА

4.11.1. Направление продольного наклона оси поворота и прямолинейное движение автомобиля

Продольный наклон оси поворота колеса определяется по стандарту ДИН 70020 как угол ϵ между осью поворота и вертикалью, проведенной через центр колеса (вариант 1, см. рис. 4.8.3); соответ-

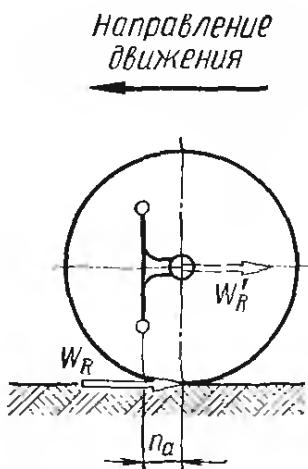


Рис. 4.11.1. Вылет оси поворота n_a может быть получен путем смещения центра колеса назад относительно оси поворота (вариант 2); приложенную в точке контакта колеса с дорогой силу W_R сопротивления качению необходимо рассматривать как силу W'_R , действующую в центре колеса (см. рис. 4.2.4)

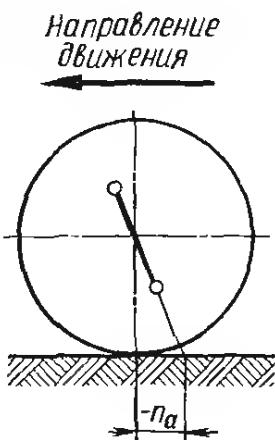


Рис. 4.11.2. Обратный наклон оси поворота (вариант 3) дает отрицательный вылет ($-n_a$), связанный, однако, с недостатком, заключающимся в увеличении положительного раз渲а наружного колеса, происходящем во время поворота рулевого колеса

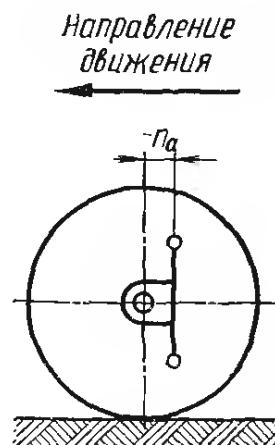


Рис. 4.11.3. Отрицательный вылет $-n_a$ может быть получен путем смещения центра колеса вперед (вариант 4) относительно оси поворота (см. рис. 4.11.25)

ствующее расстояние между точками E и N в плоскости дороги называется вылетом оси поворота n_a (или плечом устойчивости). «Отставание» точки контакта колеса N от точки пересечения E может быть получено путем смещения оси поворота вперед относительно центра колеса (вариант 2, рис. 4.11.1). На некоторых переднеприводных автомобилях в связи с наличием повышенного стабилизирующего момента шин под действием тяговых сил предусматривают отрицательный вылет оси поворота ($-n_a$) путем обратного наклона оси поворота (вариант 3, рис. 4.11.2) или смещения назад вертикальной оси поворота относительно центра колеса (вариант 4, рис. 4.11.3).

Действие вылета оси поворота можно сравнить с «эффектом рояльной ножки», при котором колесо в ведомом режиме качения само выставляется по направлению перемещения (рис. 4.11.4). Тяговая сила и противодействующая ей, вызванная сопротивлением качению W_R , расположены на одной линии действия, т. е. обеспечивают устойчивое состояние в процессе взаимодействия, поскольку ось поворота и ось колеса расположены на определенном расстоянии одна от другой. Аналогичный эффект, несмотря на наличие плеча обкатки и поперечного наклона оси поворота, имеется на колесах автомобиля, когда оси поворота колес установлены с вылетом, а колеса соединены рулевыми тягами. Если дорожная неровность или поворот рулевого колеса отклоняют колеса на угол β от прямого направления (рис. 4.11.5), то составляющая сопротивления качению $W_R \sin \beta$, действуя на плече n'_a (или n_a), поворачивает колеса

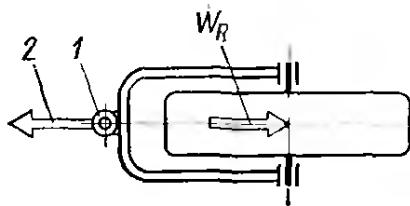


Рис. 4.11.4. Если сила сопротивления качению приложена за осью 1 поворота, то колесо стабильно устанавливается по направлению действия тяговой силы 2

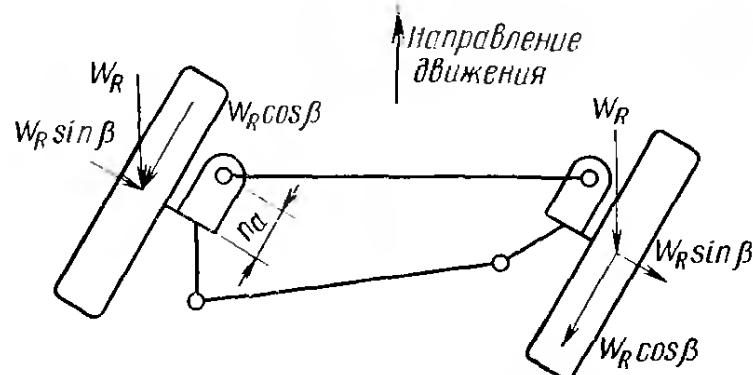


Рис. 4.11.5. Вылет оси поворота оказывает стабилизирующее действие при прямолинейном движении

до тех пор, пока они снова не будут катиться прямо. Составляющие $W_R \cos \beta$, действующие на левой и правой сторонах, взаимно уничтожаются, они нагружают рулевые тяги только сжимающими усилиями. Наличие отрицательного вылета оси поворота колес привело бы к противоположному действию: при прочих равных условиях движение было бы неустойчивым.

Однако во время прямолинейного движения автомобиля вылет оси поворота создает не только преимущества, но и недостатки. Дорожные неровности вызывают появление переменных боковых сил в контакте колес с дорогой, которые на плече n'_a (или n_a) создают моменты относительно оси поворота (рис. 4.11.6, а). Действие этих моментов воспринимают рулевые тяги, что может вызвать колебания в рулевом управлении. Кроме этого, возникает повышенная чувствительность к действию бокового ветра вследствие того, что ветровая нагрузка (рис. 4.11.6, б), действующая на кузов, обуславливает

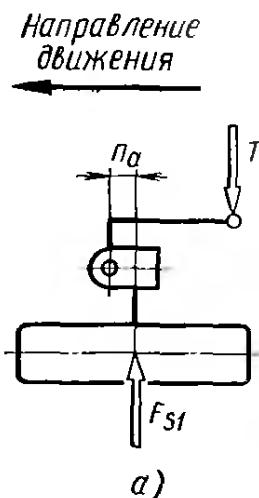


Рис. 4.11.6, а. Боковые силы F_{S1} , вызываемые дорожными неровностями, действуя на плече вылета n_a , образуют моменты, воспринимаемые рулевыми тягами (сила T)

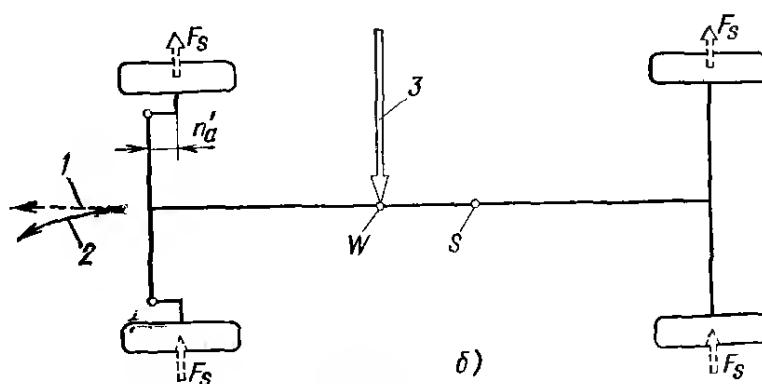
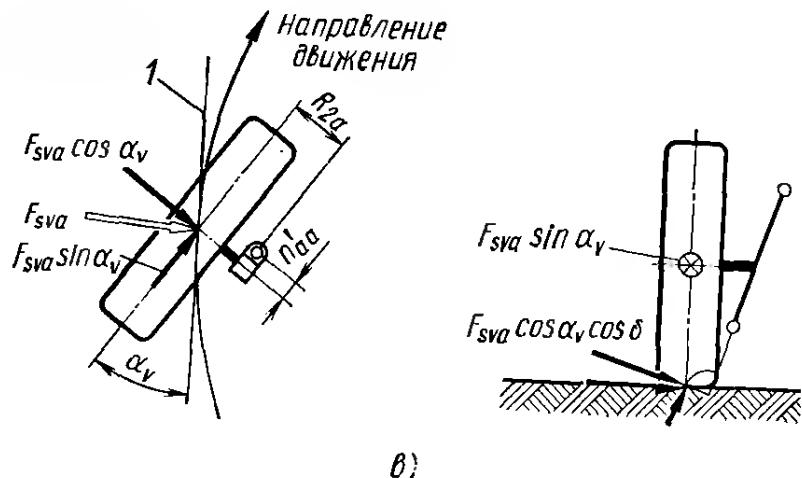


Рис. 4.11.6, б. Наличие вылета оси поворота может привести к повышению чувствительности легкового автомобиля к боковому ветру. Точка приложения ветровой нагрузки W нередко находится перед центром масс S^* , в результате чего возникает момент, поворачивающий автомобиль, к которому добавляется еще поворот колес, производимый в том же направлении:
1 — исходное направление движения; 2 — направление отклонения; 3 — аэродинамическая сила

* Центр масс следует принимать во внимание только при наличии заметных боковых ускорений. Если ускорения малы, то расположение центра масс не имеет значения. Прим. ред.



б)

Рис. 4.11.6, в. Боковые силы, возникающие при движении на повороте, можно разложить на составляющие с учетом угла увода шины α_v , что проделано на рисунке для наружного переднего колеса. Составляющая $F_{sva} \cos \alpha_v$ имеет плечо n'_{aa} , составляющая $F_{sva} \sin \alpha_v$, которую следует рассматривать приложенной в центре колеса, действует на плече R_{2a} . При рассмотрении не учитывался снос боковой силы:

1 — касательная к траектории движения колеса

появление в пятне контакта колес с дорогой боковых противоположно направленных сил F_s , в частности, у передних колес сила F_{sv} приложена на плече вылета оси n_a и образует моменты, поворачивающие автомобиль по направлению ветра и увеличивающие его отклонение.

4.11.2. Стабилизирующие моменты, действующие во время движения на повороте

При движении на повороте плечо обкатки, поперечный и продольный наклон оси поворота должны рассматриваться в комплексе, притом с учетом изменений, обусловливаемых поперечным креном кузова и поворотом рулевого колеса. Развал на наружном колесе (с индексом a) увеличивается, вследствие чего уменьшается угол поперечного наклона оси поворота и укорачивается плечо R_3 вертикальной силы *; на внутреннем колесе (с индексом i) положение противоположное. В разд. 4.11.3 рассмотрены изменения поперечного и продольного наклонов оси поворота в зависимости от угла β поворота колеса. При этом кроме плеча R_3 изменяется отрезок n'_a . В отличие от описанного, плечо R_2 продольной силы в обоих этих случаях практически не изменяется.

Боковые и продольные силы, возникающие в контакте колес с дорогой во время качения шины под углом к направлению движения, могут быть разложены в двух взаимно перпендикулярных направлениях, определяемых углом увода α_v . На рис. 4.11.6, в показан в качестве примера вектор боковой силы F_{sva} , действующей на наружном переднем колесе. Малая составляющая $F_{sva} \sin \alpha_v$ образует (если рассматривать ее приложенной в центре колеса) на плече R_{2a} продольной силы момент, который стремится повернуть колесо на

* На плече R_3 действует не вертикальная сила F_h , а ее составляющая $F_n \cos \delta$ (рис. 4.9.8). — Прим. ред.

больший угол. Большую составляющую $F_{sva} \cos \alpha_v$ необходимо (как показано на виде сзади) разложить еще раз, а именно, в направлениях, параллельном и перпендикулярном оси поворота. Сила $F_{sva} \cos \alpha_v \cos \delta_a$ в варианте 1 ($\epsilon > 0$), действуя на плече $n'_{aa} = r_d \sin \epsilon_a$, осуществляет возврат рулевого колеса, поэтому суммарный момент M_{L4} складывается из следующих моментов: на наружном колесе

$$M_{L4a} = F_{sva} (\cos \alpha_v \cos \delta_a n'_{aa} - \sin \alpha_v \cos \epsilon_a R_{2a}),$$

на внутреннем колесе

$$M_{L4i} = F_{svi} (\cos \alpha_i \cos \delta_i n'_{ai} + \sin \alpha_i \cos \epsilon_i R_{2i}).$$

Теоретически возврат наружного колеса происходит только в том случае, когда $\cos \alpha_v \cos \delta_a n'_{aa} > \sin \alpha_v \cos \epsilon_a R_{2a}$, т. е. угол продольного наклона, изменяясь в зависимости от угла поворота колеса, как показано на рис. 4.11.13, б, еще не принимает отрицательных значений ($-\epsilon$). Имеет значение также величина увода шины ($\sin \alpha_v$) и длина отрезка R_{2a} . На внутренней стороне составляющая $F_{svi} \sin \alpha_i \cos \epsilon_i R_{2i}$ усиливает возврат рулевого колеса; кроме того, оба плеча R_{2i} и n'_{ai} удлиняются. Для определения момента $M_{L4a, i}$ должны быть известны составляющие боковой силы F_{sva} и F_{svi} , приходящиеся на наружное и внутреннее колеса. Когда неизвестен угол увода α_v , для предварительных расчетов его принимают равным 10° . Тогда суммарный стабилизирующий момент

$$M_{L4} = M_{L4a} + M_{L4i}.$$

В действительности как для левого колеса, так и для правого к отрезку n_a надо добавить отрезок, соответствующий сносу боковой силы и обозначаемый n_R . Боковая сила, действующая в пятне контакта, приложена к шине со смещением на эту величину; поэтому вместо величины отрезка n'_a необходимо подставлять в оба уравнения для наружного колеса ($n'_{aa} + n_R$), а для внутреннего ($n'_{ai} + n_R$).

Если ось поворота на виде сбоку не имеет наклона (вариант 2), то приведенные формулы остаются без изменения; только вместо n'_a появляется n_a (отрезок, на который центр колеса смещен назад от оси поворота).

При малом поперечном крене и малом повороте рулевого колеса допустимо вместо каждого колеса рассматривать передний мост в целом (к большой погрешности это не приведет), тогда

$$M_{L4} = \mu_s G_v \cos \alpha_v \cos \delta_0 n'_a \text{ или } n_a.$$

Сведения о весе $G_v = m_v g$, приходящемся на переднюю ось, содержатся в разд. 1.4.4.

Если автомобиль имеет отрицательный вылет оси поворота, то боковая сила стремится увеличить угол поворота колес (рис. 4.11.7), т. е. в обеих формулах (в соответствии со знаком минус при величине n_a) первая часть выражения, заключенная в скобках, будет отрицательной, поэтому уравнение стабилизирующего момента по варианту 3 (см. рис. 4.11.2) будет иметь следующий вид:

для наружного колеса

$$M_{L4a} = F_{sva} (-\cos \alpha_v \cos \delta_a n'_{aa} - \sin \alpha_v \cos \epsilon_a \cdot R_{2a}),$$

для внутреннего колеса

$$M_{L4i} = F_{svi} (-\cos \alpha_v \cos \delta_i n'_{ai} + \sin \alpha_v \cos \epsilon_i R_{2i}).$$

При варианте 4 (см. рис. 4.11.3) вместо n'_a в уравнение надо подставлять n_a , а формула момента для моста в целом в третьем и четвертом вариантах будет иметь следующий вид:

$$M_{L4} = -\mu_s G_v \cos \alpha_v \cos \delta_0 n_a.$$

Знак минус показывает, что отрицательный вылет приводит к уменьшению общего стабилизирующего момента. В случае качения колес с уводом сила сопротивления качению и боковая сила должны рассматриваться отдельно для каждого колеса:

$$W_{Rva} = K_R F_{nva}$$

и

$$W_{Rvi} = K_R F_{nvi},$$

после чего эти силы должны быть разложены на составляющие:

$$W_{Rv} \cos \alpha_v$$

и

$$W_{Rv} \sin \alpha_v \cos \delta.$$

К этому надо добавить увеличение сопротивления качению, вызванное уводом шины:

$$W_{Rva,i} = F_{sva,i} \sin \alpha_v = \mu_s (F_n \pm \Delta F_n) \sin \alpha_v$$

($+\Delta F_n$ для наружного колеса и $-\Delta F_n$ для внутреннего). При положительном вылете оси поворота (вариант 1) на наружном колесе обе составляющие оказывают возвратное действие, а на внутреннем — только последняя (рис. 4.11.8):

$$M_{L5a} = (W_{Rva} + \Delta W_{Rva}) (\sin \alpha_v \cos \delta_a n'_{aa} + \cos \alpha_v \cos \epsilon_a R_{2a});$$

$$M_{L5i} = (W_{Rvi} + \Delta W_{Rvi}) (\sin \alpha_v \cos \delta_i n'_{ai} - \cos \alpha_v \cos \epsilon_i R_{2i}).$$

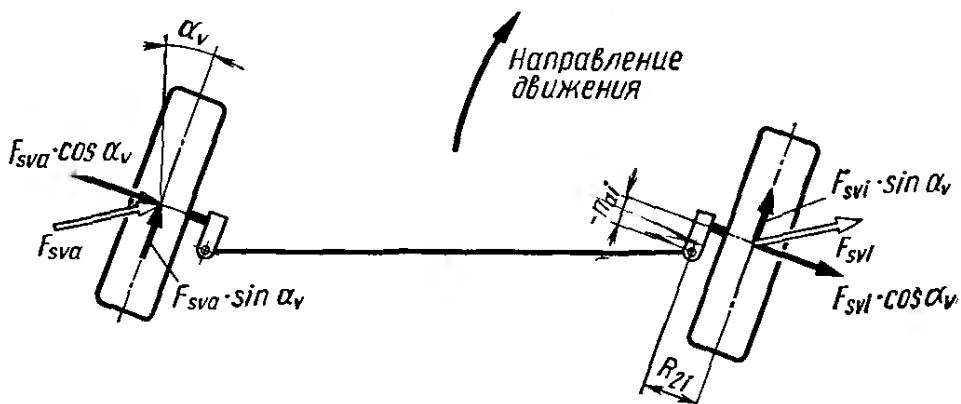


Рис. 4.11.7. При наличии отрицательного выноса боковые силы стремятся увеличить угол поворота передних колес (вместо того, чтобы вернуть их в прямое положение)

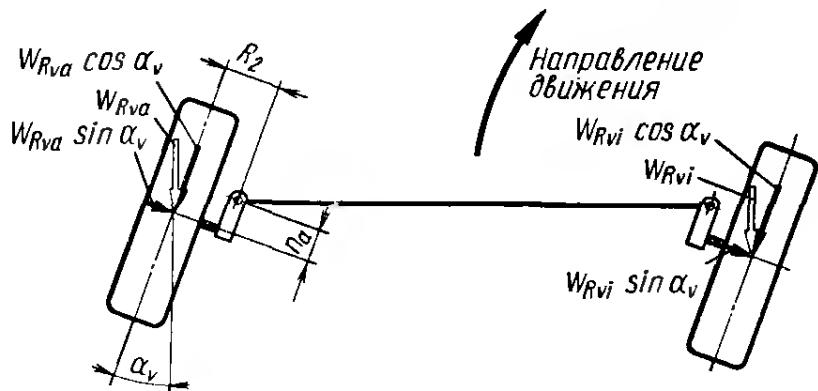


Рис. 4.11.8. Возросшие в результате увода шин при движении на повороте силы сопротивления качению $W_{Rva} + \Delta W_{Rva}$ и $W_{Rvi} + \Delta W_{Rvi}$ необходимо разложить на составляющие с учетом угла α_v ; тогда составляющая $W_{Rv} \cos \alpha_v$, рассматривается приложенной в центре колеса. Чем больше будет угол α_v и чем больше вылет n_a , тем больше будет стабилизирующий момент от силы $W_{Rv} \sin \alpha_v$

Суммарный стабилизирующий момент $M_{L5} = M_{L5a} + M_{L5i}$. Упрощенно его можно считать по уравнению

$$M_{L5} = (W_{Rv} + \Delta W_{Rv}) \sin \alpha_v \cos \delta_0 n'_a \text{ или } n_a.$$

При отрицательном вылете (варианты 3 и 4) первая часть выражения, заключенная в скобках, становится отрицательной, точно так же, как суммарный стабилизирующий момент, определяемый по упрощенной формуле:

$$M_{L5} = -(W_{Rv} + \Delta W_{Rv}) \sin \alpha_v \cos \delta_0 n'_a \text{ или } n_a.$$

Как показано на рис. 4.9.5, тяговая сила $F_a = \mu_k F_{na,i}$, действующая на каждом из двух колес, при переднем приводе должна рассматриваться не только приложенной в центре колеса, но и направленной по направлению качения колеса. Во время движения на повороте нагрузка, действующая на наружное колесо, увеличивается на величину ΔF_n , а на внутреннее — соответственно уменьшается; это изменение нагрузки по колесам $\pm \Delta F_n$ должно быть учтено (так же, как при определении сопротивления качению). Вследствие этого возникает момент, который стремится дополнительно повернуть колеса (рис. 4.11.9) *:

$$M_{L3} = -2\mu_k \Delta F_n R_2. \quad (8)$$

Указанный момент имеет место и при отрицательном плече обкатки (см. рис. 4.9.7). Стабилизирующий момент, действующий на наружном и внутреннем колесах и обусловленный действием вертикальных сил F_{na} и F_{ni} , может быть приближенно определен для переднего моста в целом по уравнению (7) разд. 4.10:

$$M_{L2} = M_{L2a} + M_{L2i} \approx G_v \sin \delta_0 \sin \beta_m R_3.$$

* При наличии в ведущем мосту простого дифференциала, к колесам подводится примерно одинаковый момент. Поэтому данное утверждение справедливо при установке дифференциала повышенного трения и при подведении к колесам крутящего момента, превышающего крутящий момент, определяемый сцеплением колес с дорогой. — Прим. ред.

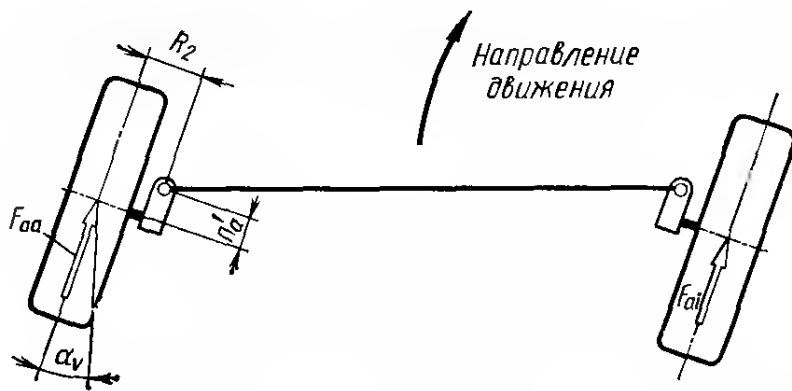


Рис. 4.11.9. Тяговая сила $F_{aa} = \mu_k (F_n + \Delta F_n)$ на наружном колесе больше, чем сила $F_{ai} = \mu_k (F_n - \Delta F_n)$ на внутреннем. В результате этого теоретически могло бы произойти увеличение угла поворота колес, соединенных рулевыми тягами

Для более точного расчета требуется учет изменения установочных параметров и, возможно, углов поворота колес β_a и β_i , которые могут быть различными:

$$M_{L2a} = F_{nva} R_{3a} (\sin \delta_a \cos \epsilon_a \sin \beta_a - \cos \delta_a \sin \epsilon_a \cos \beta_a); \quad (9, a)$$

$$M_{L2i} = F_{nvi} R_{3i} (\sin \delta_i \cos \epsilon_i \sin \beta_i + \cos \delta_i \sin \epsilon_i \cos \beta_i). \quad (9, b)$$

Необходимо учитывать знак угла продольного наклона ϵ_a : если во время движения на повороте на наружном колесе возникает отрицательный наклон (т. е. $-\epsilon_a$), то последний член уравнения ($F_{nva} R_{3a} \cos \delta_a \sin \epsilon_a \cos \beta_a$) становится положительным, что также отражается на стабилизирующем действии (см. рис. 4.10.4 и 4.11.26).

4.11.3. Изменение углов развала, поперечного и продольного наклонов оси поворота колеса при повороте рулевого колеса

В связи с пространственным перемещением оси колеса (на которую должно быть перенесено действие вертикальной силы F_n) расчет стабилизирующего момента M_{L2} может быть осуществлен только с учетом изменения поперечного наклона оси поворота колеса относительно колеса, находящегося в повернутом положении. Если в нулевом положении ось поворота наклонена в поперечной плоскости на угол δ_0 , т. э. вылет оси поворота отсутствует или он получен путем смещения центра колеса (варианты 2 и 4), то угол поперечного наклона $\delta_{a,i}$, уменьшающийся при повороте в любую сторону, может быть легко определен для наружной стороны по формуле

$$\operatorname{tg} \delta_a = \operatorname{tg} \delta_0 \cos \beta_a; \quad (10, a)$$

и для внутренней стороны

$$\operatorname{tg} \delta_i = \operatorname{tg} \delta_0 \cos \beta_i. \quad (10, b)$$

Как показано на рис. 4.10.2, поперечный наклон оси поворота и развал колеса непосредственно связаны между собой, т. е. если один из них изменяется, то то же происходит с другим. Поэтому

нетрудно определить углы развала $\gamma_{a,i}$ наружного и внутреннего колес при любом положении рулевого колеса

$$\gamma_a = (\delta_0 + \gamma_0) - \delta_a$$

и

$$\gamma_i = (\delta_0 + \gamma_0) - \delta_i. \quad (11)$$

Углы δ_0 и γ_0 соответствуют углам, занимаемым при прямом положении колес в некотором нагружочном состоянии, взятом для рассмотрения (далее это же будет относиться к углу ϵ_0). Если ось поворота колеса дополнительно имеет продольный наклон под углом ϵ_0 , то вначале нужно через углы δ_0 и ϵ_0 определить два вспомогательных угла β' и δ' :

$$\operatorname{tg} \beta' = \operatorname{tg} \epsilon_0 / \operatorname{tg} \delta_0$$

и

$$\operatorname{tg} \delta' = \operatorname{tg} \epsilon_0 / \sin \beta'.$$

Затем с их помощью можно непосредственно определить углы $\delta_{a,i}$, имеющиеся на наружном и внутреннем колесах:
для наружного колеса

$$\operatorname{tg} \delta_a = \operatorname{tg} \delta' \cos (\beta' - \beta_a); \quad (12, a)$$

для внутреннего колеса

$$\operatorname{tg} \delta_i = \operatorname{tg} \delta' \cos (\beta' + \beta_i). \quad (12, b)$$

Для определения развала колеса $\gamma_{a,i}$ справедливо приведенное выше уравнение (10). Рассмотрим для примера автомобиль «Рено-5», имеющий следующие установочные параметры (для обеспечения возможности сравнения автомобиль взят в снаряженном состоянии): $\gamma_0 = 1^\circ 45'$, $\delta_0 = 9^\circ 53'$, и $\epsilon_0 = 10^\circ 04'$.

По расчету получается $\beta' = 45,54^\circ$ и $\delta' = 13,97^\circ$. При $\beta_a = 20^\circ$ и $\beta_i = 20^\circ$ найдены следующие значения углов: $\delta_a = 12^\circ 39'$, $\gamma_a = -1^\circ 01'$, $\delta_i = 5^\circ 53'$ и $\gamma_i = +5^\circ 45'$.

Таким образом, наружное колесо на этом автомобиле наклоняется в сторону отрицательного развала, а внутреннее — в сторону положительного. Аналогичными свойствами обладает передняя подвеска автомобиля БМВ-520 (рис. 4.11.10). Экспериментальное определение угла γ в зависимости от углов поворота колес β_a и β_i подтвердило справедливость изложенного выше. Экспериментальные и расчетные данные совпали. Расчеты были проведены с помощью уравнений (10) и (11) по следующим заданным значениям (штрихованная линия): $\gamma_0 = +30'$, $\delta_0 = 8^\circ 5'$ и $\epsilon_0 = 7^\circ 16'$.

На рис. 4.11.11, а показаны значения развала $\gamma_{a,i}$, замеренные на мод. «Ауди-80», а также значения, рассчитанные по уравнениям (10) и (11) и исходным величинам $\gamma_0 = +40'$ и $\delta_0 = 12^\circ 25'$. Фактическое значение $\epsilon_0 = +36'$, этим объясняется некоторое различие, имеющееся в наклоне кривых. В связи с малым углом продольного наклона оси поворота колеса сохраняют положительный развал на всем диапазоне поворота. На автомобиле «Ситроен ЖЗ» угол $\epsilon_0 =$

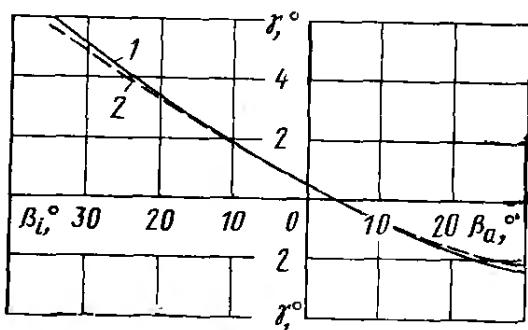


Рис. 4.11.10. Изменение развала наружного и внутреннего колес в зависимости от угла поворота, замеренное на автомобиле БМВ-520. Наличие большого угла продольного наклона оси поворота обеспечивает оптимальные значения угла развала. Причина различия между кривой замеренных данных и расчетной кривой может заключаться в податливости опор:

1 — кривая, построенная по данным, полученным при замерах; 2 — расчетная кривая

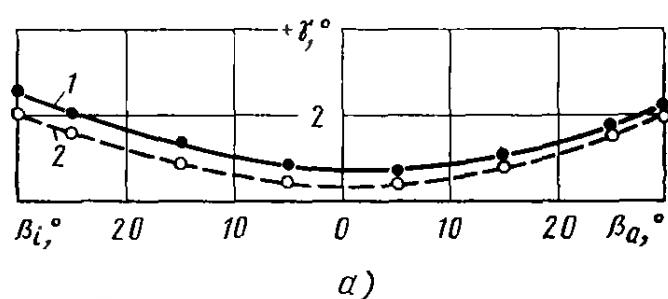


Рис. 4.11.11, а. Изменение угла развала в зависимости от угла поворота колеса на автомобиле «Ауди-80», полученное в результате измерений и расчетов. Вследствие большого поперечного наклона сси поворота как внутреннее, так и наружное колесо наклоняются в сторону, соответствующую положительному углу развала. Значения, полученные при замерах, оказались выше расчетных, так как величина угла развала на данном автомобиле находилась в верхней части поля допуска. Расчет проводили для значения угла $\varepsilon_0 = 0$, что объясняет незначительное различие, полученное в наклоне кривых:

1 — кривая, построенная по данным, полученным при замерах; 2 — расчетная кривая

$= 1^\circ 30'$, а сумма развала и поперечного наклона равна нулю ($\gamma_0 + \delta_0 = 0$, см. рис. 4.9.6); на рис. 4.11.11, б приведена полученная в результате этого прямолинейная зависимость.

На рис. 4.11.12 показаны расчетные кривые изменения развала при различных углах продольного наклона ($\gamma_0 = 0^\circ$ и $\delta_0 = 6^\circ$); видно, что с увеличением угла ε наружное колесо в большей степени наклоняется в сторону, соответствующую отрицательному развалу, а внутреннее — в сторону, соответствующую положительному. Вследствие этого шины обоих передних колес могут передавать большие боковые силы. В случае отрицательного продольного наклона оси поворота (т. е. $-\varepsilon$) наружное колесо наклонялось бы в сторону положительного развала и возможность передачи шиной боковых сил уменьшилась бы. По этой причине вариант 3 не должен применяться; если необходим отрицательный вылет, то он может быть получен по варианту 4 (см. рис. 4.11.3).

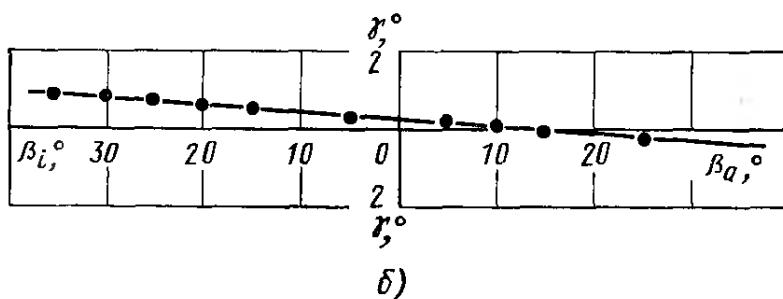


Рис. 4.11.11, б. Изменение угла развала, замеренное при повороте колеса на автомобиле «Ситроен ЖС». Так как $\gamma + \delta = 0$, то получилась прямая, наклон которой определяется углом $\varepsilon_0 = 1^\circ 30'$ (по оси X величины углов β_a, i изображены в масштабе $1^\circ : 3$ мм, а по оси Y величины углов $\pm\gamma^\circ$ — в масштабе $5' : 1$ мм)

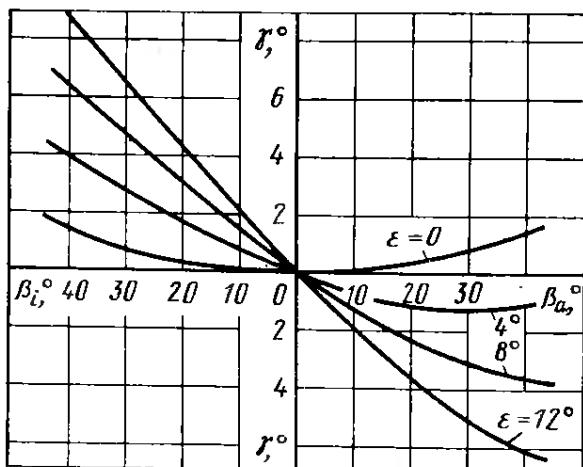
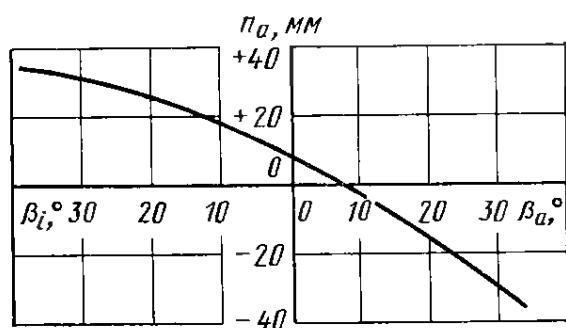


Рис. 4.11.12. Изменение углов развала γ_a и γ_i , рассчитанное в зависимости от угла поворота наружного колеса β_a и внутреннего β_i при углах $\delta_0 = 6^\circ$ и $\gamma_0 = 0$. Хорошо видно влияние угла ϵ продольного наклона оси поворота



a)

Рис. 4.11.13, a. В зависимости от угла поворота колеса изменяется вылет n_a оси поворота на поверхности дороги (автомобиль БМВ третьей серии, см. рис. 4.11.24 и 3.5.21, г)

Во время поворота колес изменяется не только поперечный наклон и развал, но и продольный наклон и вылет оси поворота. На рис. 4.11.13, a, показано, что отрезок n_a при прямом положении колес составляет 6,5 мм, при повороте этот отрезок на внутреннем колесе увеличивается, а на наружном уменьшается. Начиная с угла $\beta_a \approx 8^\circ$, устанавливается отрицательный вылет, который при угле $\beta_a = 30^\circ$ уже достигает $n_a \approx -30$ мм, что могло бы привести к увеличению угла поворота наружного колеса под действием боковой силы, если бы отсутствовал снос этой силы в результате деформации шины (собственный стабилизирующий момент шины). Аналогично изменению поперечного угла наклона оси поворота нетрудно рассчитать изменение угла продольного наклона; для этого необходимо только получить значение выражения $\sin(\beta' + \beta_{a,i})$ и подставить его в уравнение (12):

для наружного колеса

$$\operatorname{tg} \epsilon_a = \operatorname{tg} \delta' \sin(\beta' - \beta_a),$$

для внутреннего колеса

$$\operatorname{tg} \epsilon_i = \operatorname{tg} \delta' \sin(\beta' + \beta_i).$$

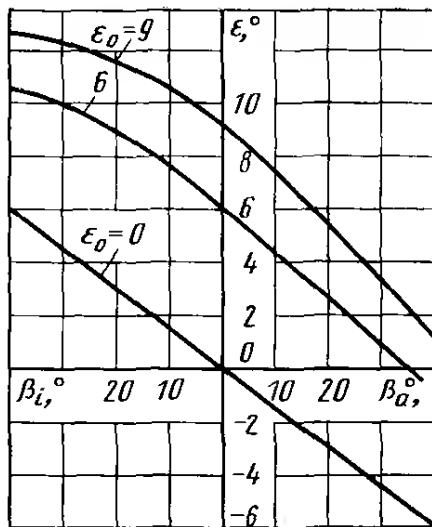
Если автомобиль имеет угол $\epsilon_0 \approx 0^\circ$, то имеет значение только угол поперечного наклона оси поворота δ_0 ; формула для наружного колеса вследствие этого упрощается до вида:

$$\operatorname{tg} \epsilon_a = -\operatorname{tg} \delta_0 \sin \beta_a, \quad (13, a)$$

а для внутреннего колеса

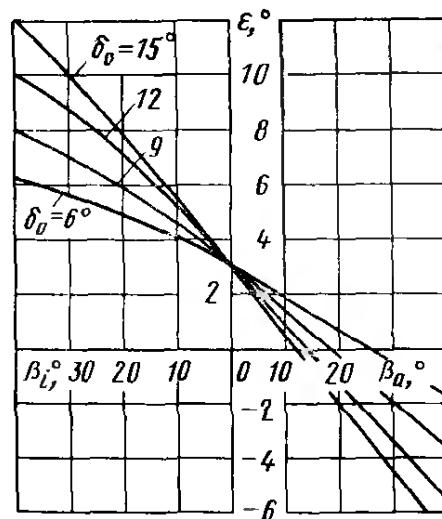
$$\operatorname{tg} \epsilon_i = +\operatorname{tg} \delta_0 \sin \beta_i. \quad (13, b)$$

Уравнение (13, a) показывает, что на наружном колесе уже при малых углах поворота может возникнуть отрицательный продоль-



б)

Рис. 4.11.13, б. Изменение расчетного угла ϵ продольного наклона оси поворота в зависимости от угла поворота колеса при углах $\delta = 9^\circ$ и ϵ_0 , равном 0, 6 и 9° . Чем меньше угол ϵ_0 в нормальном положении, тем раньше появляется отрицательный продольный наклон оси поворота на наружном колесе



в)

Рис. 4.11.13, в. Изменение расчетного угла ϵ продольного наклона оси поворота в зависимости от угла поворота колеса при углах $\epsilon_0 = 3^\circ$ и δ_0 , равном 6, 9, 12 и 15° . Чем больше поперечный наклон оси поворота, тем раньше наружное колесо получает отрицательный продольный наклон

ный наклон оси поворота; этот факт иллюстрируют рис. 4.11.13, б и в. Здесь сопоставлены расчетные кривые с различными значениями углов ϵ_0 и δ_0 .

4.11.4. Потеря возврата рулевого колеса

На переднеприводном автомобиле может встретиться такое явление: полностью повернутые колеса во время движения на повороте с увеличением подачи топлива не возвращаются обратно, и приходится с усилием вращать рулевое колесо в обратную сторону. Причинами этого явления в отношении наружного, более нагруженного колеса могут быть следующие.

4.11.4.1. Автомобиль имеет отрицательное плечо обкатки; короткое плечо вертикальной силы дополнительно уменьшается вследствие поворота рулевого колеса и поперечного крена кузова [см. рис. 4.10.5 и уравнение (9, а)].

4.11.4.2. В связи с деформацией пятна контакта вертикальная сила приложена не в центральной плоскости вращения колеса, а с некоторым смещением к середине автомобиля. Вследствие этого плечо R_3 может стать отрицательным, а сила F_n будет стремиться повернуть колесо на больший угол.

4.11.4.3. Вследствие малого или нулевого угла продольного наклона оси поворота ($\epsilon_0 \approx 0^\circ$ при $\beta = 0^\circ$) при повороте рулевого колеса возникает отрицательный вылет оси поворота и боковая сила стремится дополнитель но повернуть наружное колесо (см. рис. 4.11.7).

4.11.4.4. Тяговая сила (большая на наружном колесе), действуя на плече R_2 продольной силы, стремится дополнительно повернуть колесо [уравнение (8)].

4.11.5. Изменение продольного наклона оси поворота при ходе подвески

Если на переднее сиденье автомобиля садятся два человека, то кузов примерно параллельно самому себе перемещается вниз и продольный наклон оси поворота колеса почти не изменяется; другое положение, когда два или три человека садятся на заднее сиденье или загружают расположенный в задней части багажник. Задняя подвеска получает больший ход, чем передняя, и прежнее, примерно параллельное положение относительно дороги изменяется на угол Δx , равный $1-2,5^\circ$ (рис. 4.11.14). Угол продольного наклона увеличивается на ту же величину $\Delta \epsilon$; об этом факте должен помнить конструктор, когда назначает установочные параметры подвески. По этой же причине для измерения изменения продольного наклона оси поворота нужно поднимать или опускать автомобиль параллельно (т. е. одновременно переднюю и заднюю части); если кузов сохраняет свою высоту над задним мостом, то к изменению продольного наклона вследствие хода передней подвески добавляется еще изменение наклона кузова. Увеличение угла продольного наклона во время нагружения может явиться основной причиной того, что на полностью нагруженном автомобиле возрастет усилие, которое необходимо прикладывать к рулевому колесу, хотя, например, при загрузке багажника нагрузка, действующая на передние колеса, уменьшается.

Изменение продольного наклона связано с определенными недостатками, в частности, оно приводит к изменению величин стабилизирующих моментов. Однако оно неизбежно, когда передняя подвеска противодействует продольному крену кузова во время торможения вследствие определенного расположения центра продольного крена. В подвеске на двойных поперечных рычагах оси качания обоих рычагов 1 и 2 обычно расположены параллельно

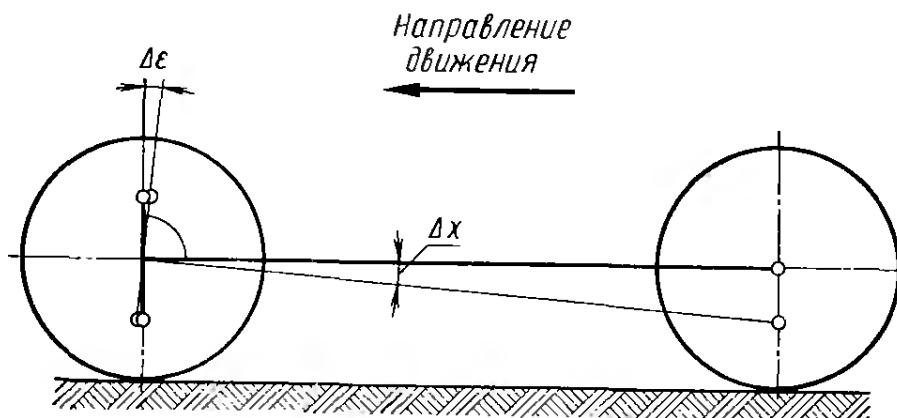


Рис. 4.11.14. При загрузке автомобиля задняя часть кузова перемещается больше, чем передняя; на тот же угол Δx увеличивается угол продольного наклона оси поворота $\Delta \epsilon$

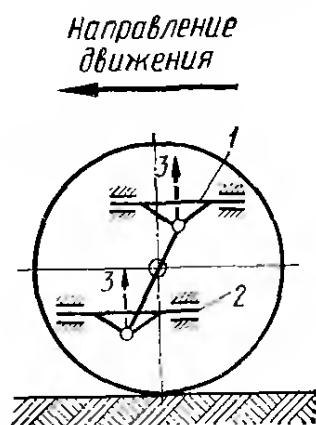


Рис. 4.11.15. У большинства подвесок на двойных поперечных рычагах оси качания рычагов 1 и 2 расположены параллельно; в этом случае продольный наклон оси поворота не изменяется при ходах сжатия и отбоя:

3 — направление перемещения во время хода сжатия

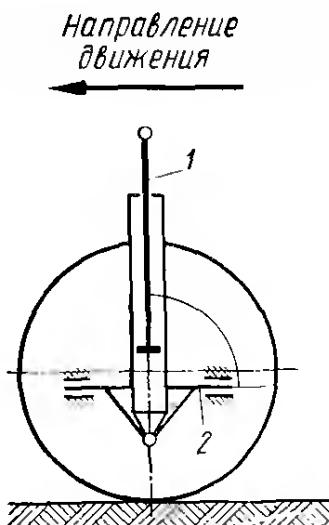


Рис. 4.11.16. Если в подвеске Макферсон ось амортизаторной стойки 1 и ось качания рычага 2 образуют прямой угол, то при ходах колес не происходит изменения продольного наклона оси поворота

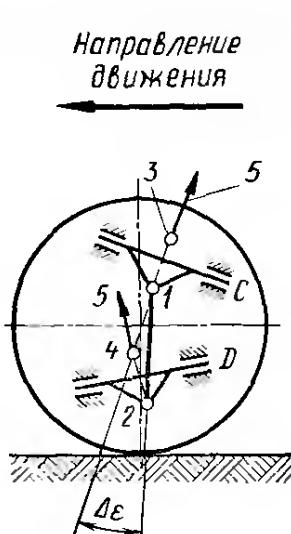


Рис. 4.11.17. Для расположения центра продольного крена в необходимом месте (см. разд. 4.12) в подвеске на двойных поперечных рычагах оси качания С и D должны быть непараллельны одна другой. Недостатком этого является то, что при ходе сжатия точка 1 перемещается в положение 3, а точка 2 — в положение 4, в результате чего угол продольного наклона оси поворота увеличивается на величину $\Delta\epsilon$:

5 — направление перемещения во время хода сжатия

(рис. 4.11.15); в подвеске Макферсон ось амортизатора 1 чаще всего составляет прямой угол с осью качания рычага 2 (рис. 4.11.16). В таких случаях установленное значение продольного наклона поворота колеса сохраняется независимо от хода колеса. При ином взаимном положении осей качания рычагов (рис. 4.11.17) или оси амортизатора и оси рычага (рис. 4.11.18) создаются другие условия для перемещений стойки. Во время сжатия колеса верхний шарнир 1 поворотной стойки смещается назад, а нижний 2 — вперед, т. е. происходит увеличение угла продольного наклона оси поворота. В процессе хода отбоя направление перемещений шарниров изменяется и продольный наклон уменьшается или даже переходит в отрицательные значения. В подвеске на двойных поперечных рычагах нетрудно добиться расположения центра продольного крена O в нужном месте, если определенным образом скорректировать закон изменения продольного наклона оси поворота. На рис. 4.11.19 и 3.4.8, e отражено это изменение, замеренное на двух моделях автомобилей «Опель», а на рис. 4.11.20 — на передней подвеске новой серии автомобилей фирмы «Даймлер-бенц». Кривая форма зависимости свидетельствует о прогрессивной компенсации продольного крена при торможении (см. рис. 3.1.14, 3.4.5, 4.11.22 и 4.12.5). На всех новых моделях фирмы «Даймлер-бенц» тормозные силы воспринимают продольно расположенные

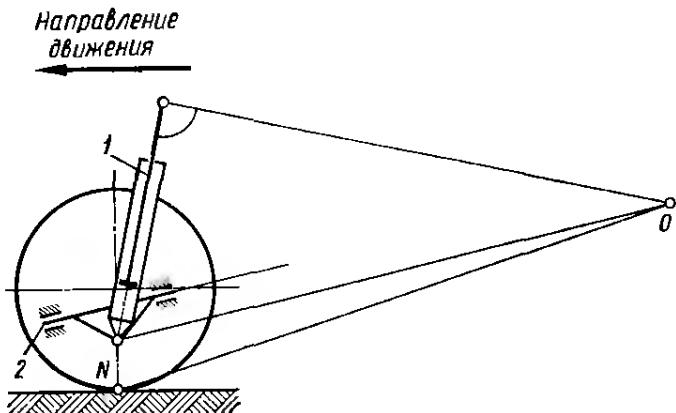


Рис. 4.11.18. Путем уменьшения прямого угла между осью амортизаторной стойки 1 и осью качания рычага 2 в подвеске Макферсон можно добиться расположения центра продольного крена в требуемом месте, однако это связано с необходимостью обеспечения изменения продольного наклона оси поворота во время хода подвески

плечи стабилизатора, размещенного в верхней части подвески, в этом случае конструкция соответствует подвеске на продольных и поперечных рычагах.

Если легковой автомобиль имеет переднюю подвеску на одинарных продольных рычагах, то, как видно на рис. 3.9.10, б, возникает очень большое изменение продольного наклона оси поворота. Угол изменения $\Delta\epsilon = f(s)$ легко определить конструктивно, если, как показано на рис. 4.11.17, через центры шарниров 1 и 2 провести перпендикуляры к осям качания рычагов С и D. На одном из двух перпендикуляров отмечается определенный ход и раствором циркуля, равным отрезку 1—2, определяется соответствующая точка на другом перпендикуляре. Угол $\Delta\epsilon$ между найденной линией, соединяющей точки 3—4, и исходным отрезком 1—2 является углом изменения продольного наклона оси поворота. В подвеске Макферсон (рис. 4.11.21) верхняя точка 1, расположенная на крыле, неподвижна, поэтому расстояние 1—2 во время хода сжатия уменьшается, а в процессе хода отбоя увеличивается. Подвеска на продольных и поперечных рычагах (рис. 4.11.22), хотя и имеет неизменное расстояние 1—2, однако точка 1 перемещается по дуге вокруг точки А, вследствие чего продольный наклон оси поворота при сжатии прогрессивно увеличивается, как на подвесках автомобиля «Даймлер-бенц». Чем короче верхний рычаг и чем выше расположены шарниры А и 1 поворотной стойки, тем сильнее будет противодействие продольному крену при торможении. На рис. 4.11.23 приведены конструктивно определенные кривые изменения продольного наклона оси поворота.

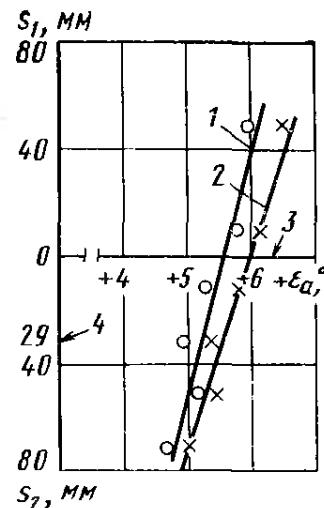


Рис. 4.11.19. Изменение угла ϵ продольного наклона оси поворота в зависимости от хода колеса, замеренное на автомобиле «Опель-аскона Б». Отклонение прямых от вертикали указывает на наличие противодействия продольному крену, т. е. на низкое расположение центра продольного крена:

1 — левое колесо; 2 — правое колесо; 3 — нулевое положение, занимаемое при нагрузке, равной массе двух человек; 4 — положение, соответствующее ненагруженному состоянию автомобиля

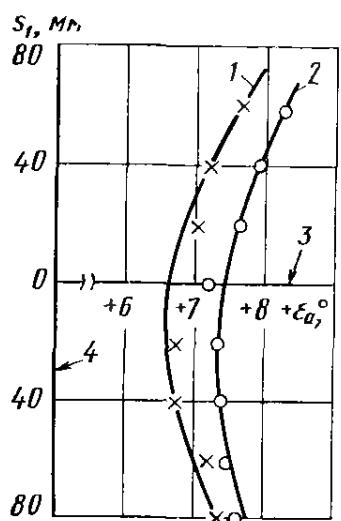


Рис. 4.11.20. На автомобилях фирмы «Даймлер-бенц» осуществлено прогрессивное противодействие продольному крену при торможении, изогнутая форма кривой свидетельствует об этом. Эффект получен в результате того, что направляющим элементом верхнего рычага в продольном направлении является плечо стабилизатора (см. рис. 3.4.5)

1 — правое колесо; 2 — левое колесо; 3 — нулевое положение, занимаемое при нагрузке, равной массе двух человек; 4 — положение, соответствующее ненагруженному состоянию автомобиля

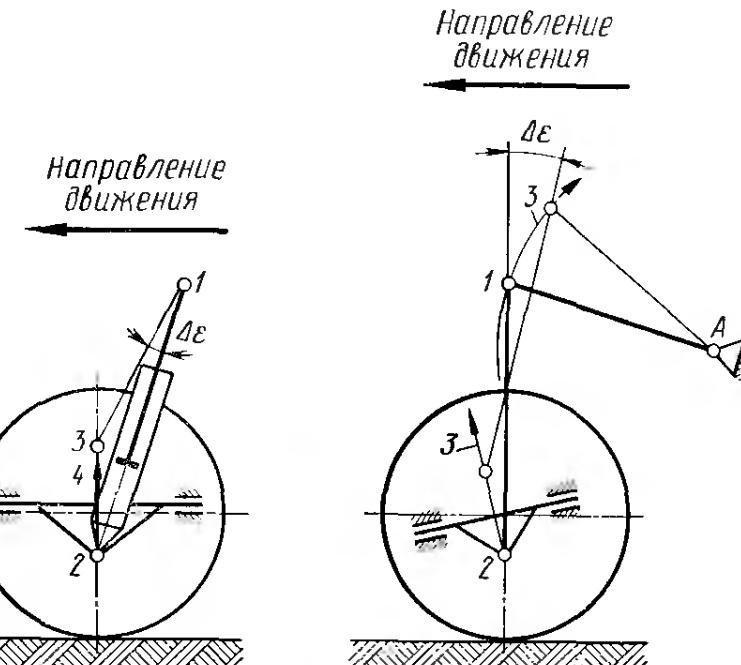


Рис. 4.11.21. При ходе сжатия подвески Макферсон точки 2 перемещается в положение 3, в результате чего угол продольного наклона оси поворота увеличивается на величину $\Delta\epsilon$:

4 — направление перемещения при ходе сжатия

Рис. 4.11.22. У подвески на продольных и поперечных рычагах происходит относительно большое изменение продольного наклона оси поворота вследствие перемещения верхнего шарового шарнира 1 по дуге вокруг точки А. С этим связано преимущество прогрессивного противодействия продольному крену при торможении:

3 — направление перемещения во время хода сжатия

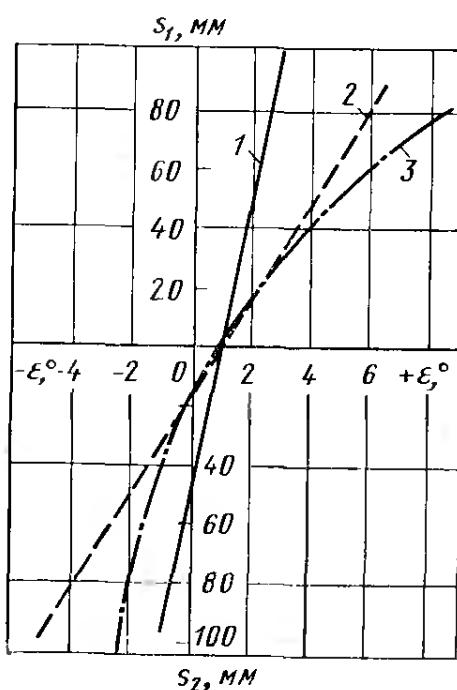


Рис. 4.11.23. Типичные кривые изменения продольного наклона оси поворота, конструктивно определенные для трех типов передней подвески:

1 — Макферсон; 2 — на двойных поперечных рычагах; 3 — на продольных и поперечных рычагах

4.11.6. Вынос колеса

В подвесках Макферсон необходимое положение центра продольного крена может быть получено (как показано на рис. 4.11.18) только путем наклона амортизатора, образующего одно целое с поворотным кулаком, в равной мере это относится и к изменению раз渲ала во время поворота рулевого колеса (см. рис. 4.11.10); последствия этого — чрезвычайно большой продольный наклон оси поворота и необходимость приложения повышенного усилия на рулевом колесе. Для устранения этих недостатков фирма БМВ с 1968 г. применяет смещение центра колеса вперед относительно оси поворота, в результате чего уменьшается вылет оси поворота n_a . Это решение проиллюстрировано рис. 4.11.24 на примере автомобилей третьей серии, и согласно рис. 4.11.25 отрезок n_a имеет следующую длину:

$$n_a = r_d \operatorname{tg} \varepsilon - (t / \cos \varepsilon).$$

Для нахождения стабилизирующего момента, определенного действием боковой силы, важно знать плечо действия n'_a , так как оно

тоже становится короче: $n'_a = r_d \sin \varepsilon - t$.

В табл. 4.1.1 приведены значения выноса колеса на автомобилях фирм БМВ, «Даймлер-бенц»

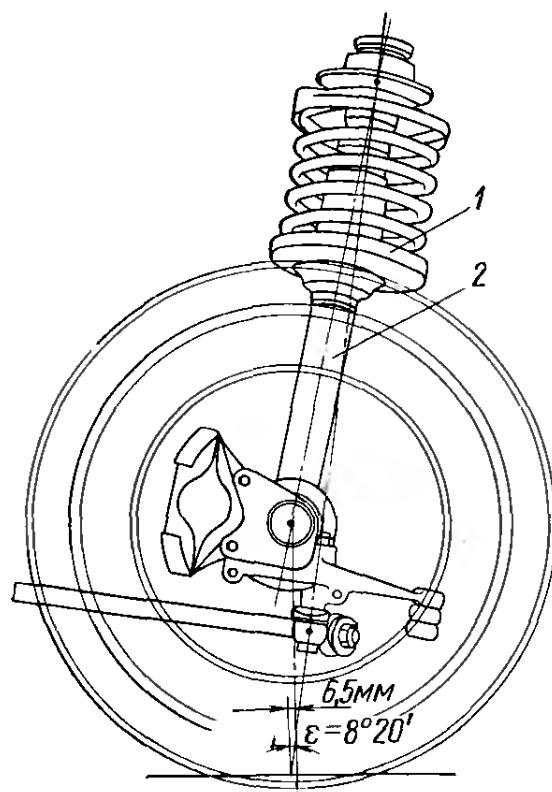


Рис. 4.11.24. Вид сбоку на переднюю подвеску автомобилей БМВ третьей серии, у которых вынос колеса $t = 32,5$ мм; ось амортизаторной стойки находится впереди оси поворота. Ставший возможным при этом большой угол продольного наклона оси поворота позволяет получить лучшие изменения угла раз渲ала при повороте колеса (см. рис. 4.11.10) и положение центра продольного крена:

1 — ось поворота; 2 — амортизаторная стойка

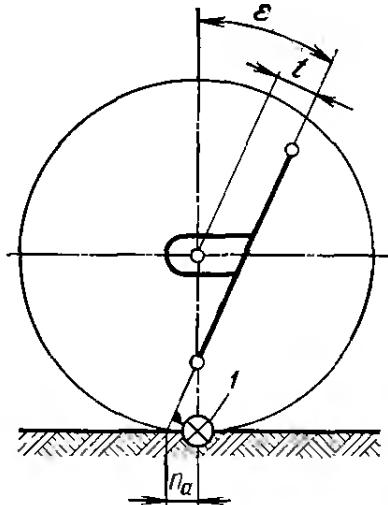


Рис. 4.11.25. Вариант 5 выноса колеса. В результате смещения центра колеса вперед относительно оси поворота можно получить более удачный наклон наружного колеса в сторону, соответствующую отрицательному раз渲алу, при повороте (и одновременно наклон внутреннего колеса в сторону, соответствующую положительному раз渲алу). Вылет оси поворота в плоскости дороги становится короче, вследствие чего удается сохранить в пределах допустимого диапазона стабилизирующий момент:

1 — боковая сила

и «Ауди». Знак перед величиной указывает лишь на направление смещения колеса: минус — если вынос уменьшает величину вылета оси поворота, плюс (на мод. Фольксваген-1200) — если вылет увеличивается.

4.11.7. Дополнительные силы, возникающие в результате вылета и продольного наклона оси поворота колеса

Для анализа сил при продольном наклоне осей поворота (вариант 1) действующие с обеих сторон составляющие вертикальной силы $F_n \cos \delta$, отраженные на рис. 4.9.8, необходимо разложить на составляющие $F_n \cos \delta \cos \epsilon$ и $F_n \cos \delta \sin \epsilon$ (рис. 4.11.26). Последняя составляющая, действуя на плече R_3 , стремится увеличить схождение колес (рис. 4.11.27). Если углы ϵ продольного наклона оси поворота слева и справа различны, то неодинаковыми получаются и силы, передаваемые на рулевые тяги, т. е. при отпущенном рулевом колесе автомобиль изменил бы направление движения либо для сохранения направления движения к рулевому колесу пришлось бы прикладывать постоянное усилие. Разница в 2° приводит к увеличению на 30—40 Н усилия, действующего на рулевой тяге, с той стороны, на которой ось поворота наклонена сильнее. Когда вылет оси поворота получен путем смещения назад центра колеса (вариант 2), то составляющая $F_n \sin \delta$, действуя на плече n_a , по-прежнему стремится увеличить схождение колес (рис. 4.11.28 и 4.11.29), т. е. и в этом случае важна параллельность проекций осей поворота. К этому необходимо добавить требование обеспечения равенства поперечного наклона осей поворота на обоих колесах, а так как этот угол обычно непосредственно связан с углом развала (о чем напи-

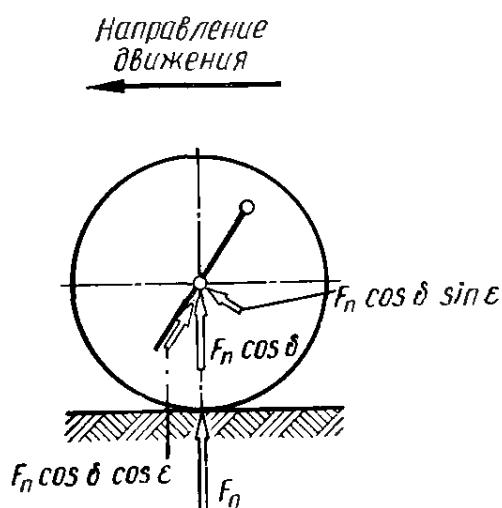


Рис. 4.11.26. Если ось поворота на виде сбоку наклонена на угол ϵ (вариант 1), то определенную на виде сзади составляющую вертикальной силы $F_n \cos \delta$ следует разложить еще раз на составляющие

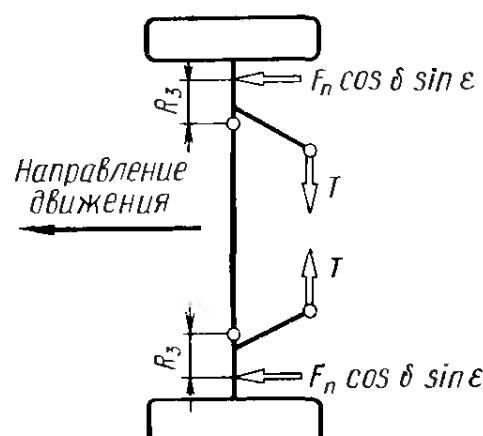


Рис. 4.11.27. Силы $F_n \cos \delta \sin \epsilon$, действующие на плече R_3 , стремятся свести передние колеса спереди (т. е. повернуть их в направлении, соответствующем положительному схождению) как на стоящем на месте автомобиле, так и при движении его прямо

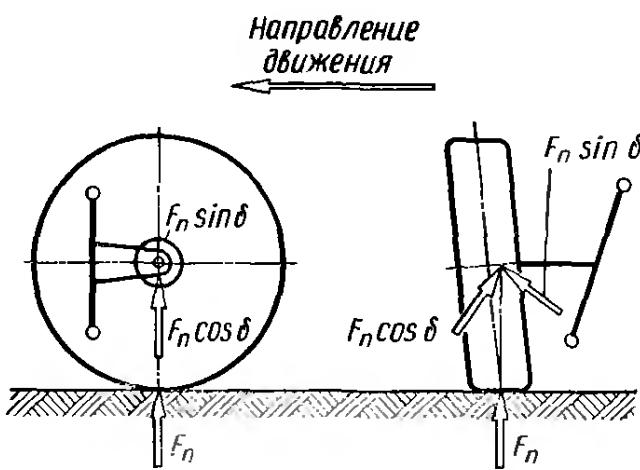


Рис. 4.11.28. При вылете оси поворота, полученном путем смещения назад центра колеса (вариант 2), составляющая вертикальной силы $F_n \sin \delta$ располагается сзади оси поворота

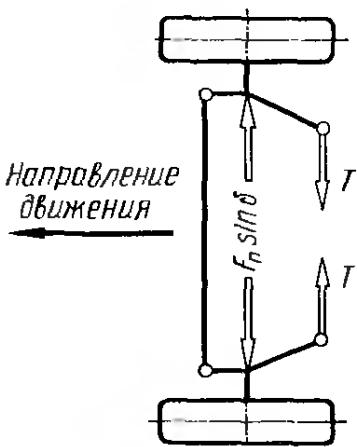


Рис. 4.11.29. Левая и правая составляющие вертикальной силы $F_n \sin \delta$ стремятся повернуть передние колеса в направлении, соответствующем положительному схождению как на стоящем на месте автомобиле, так и при движении его прямо

сано в разд. 4.10), то следует добавить еще условие о допустимой разнице развалов левого и правого передних колес (см. рис. 4.5.5). При вылете оси поворота, полученном по варианту 2, разница в углах δ приводит к разнице между усилиями $F_n \sin \delta$, действующими слева и справа, что также вызывает увод в сторону.

Для представленного на рис. 4.11.24 и 4.11.25 выноса колеса (вариант 5) требуется более детальный анализ имеющихся взаимосвязей (рис. 4.11.30). Разложение вертикальной силы F_n , действующей на оси колеса, с учетом угла поперечного наклона оси поворота дает составляющие $F_n \cos \delta$ и $F_n \sin \delta$. Далее первую составляющую необходимо разложить (см. вид сбоку) на составляющие $F_n \cos \delta \sin \epsilon$ и $F_n \cos \delta \cos \epsilon$.

Тогда, как показано на виде сверху, на каждом колесе при прямолинейном движении действуют два противоположно направленных момента (которые могут взаимно уничтожиться):

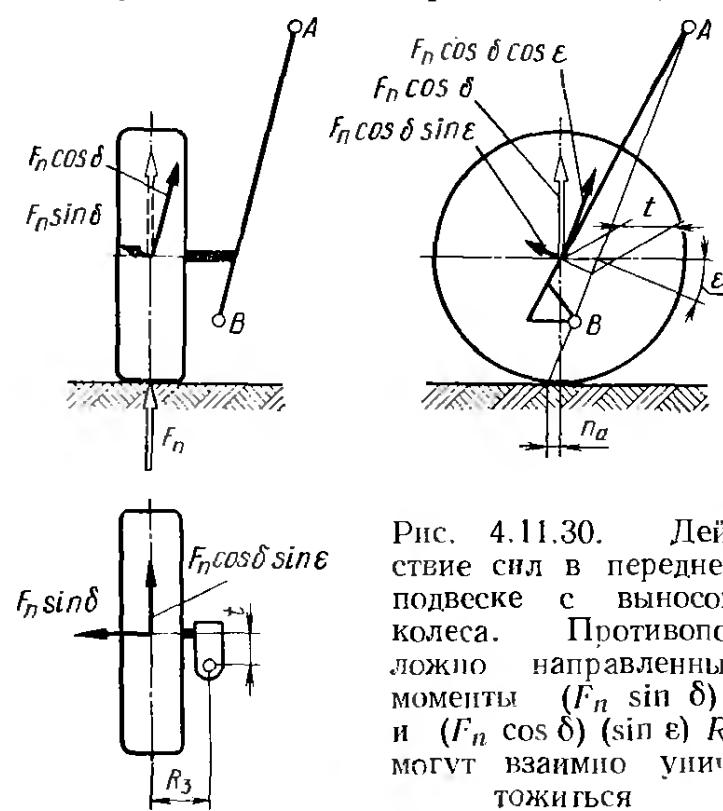


Рис. 4.11.30. Действие сил в передней подвеске с выносом колеса. Противоположно направленные моменты ($F_n \sin \delta$) t и ($F_n \cos \delta$) ($\sin \epsilon$) R_3 могут взаимно уничтожиться

$$M_{LO} = \\ = F_n (\cos \delta \sin \epsilon R_3 - \sin \delta t).$$

Для определения сил, действующих в шаровых шарнирах A и B , направление вектора боковой силы необходимо перенести на ось поворота.

4.11.8. Установочные значения и допуски

На чертеже и в руководствах по обслуживанию должно приводиться значение продольного наклона оси поворота для снаряженного автомобиля в ненагруженном состоянии; в таком состоянии автомобиля проводят измерения, кроме того, это предписано стандартом ДИН 70020.

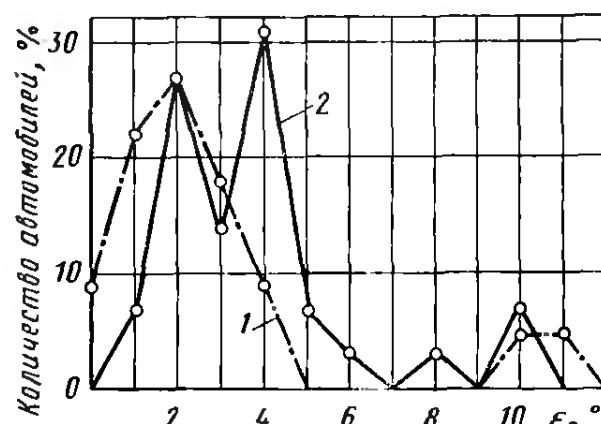
При отсутствии выноса колеса у автомобиля классической компоновки имеется относительно малый угол продольного наклона оси поворота, а именно, $1\text{--}6^\circ$ (рис. 4.11.31, см. табл. 4.1.1), в отличие от заднемоторных автомобилей, у которых значения этого угла доходят до 9° , чтобы при действии малых нагрузок на переднюю ось получить достаточный стабилизирующий момент. Переднеприводные автомобили имеют значительно меньшие величины этого угла, многие из них имеют даже нулевое значение ($\varepsilon = 0^\circ$). Стабилизирующий момент шины M_{L1} , имеющий в результате действия тяговых сил большую величину, позволяет применять лишь малые углы продольного наклона оси поворота. При слишком большом моменте M_{L1} во время выхода из поворота автомобиля рулевое колесо, пройдя среднее положение, может развернуться в обратную сторону, что создаст условия для возникновения колебаний автомобиля, если своевременно не уменьшить подачу топлива. Как видно на рис. 4.11.7, при отрицательном вылете оси поворота боковые силы стремятся дополнитель но довернуть колеса (а не вернуть их в начальное положение); используя это, можно ослабить слишком быстрый возврат рулевого колеса. Вероятно, по этой причине автомобильные фирмы до сих пор применяют этот, в общем не лучший прием.

Наряду с абсолютным значением продольного наклона оси поворота необходимо задавать допуск, который, как показывает график распределения на рис. 4.11.32, составляет обычно $\pm 30'$, но может составлять $\pm 1^\circ 30'$, если это необходимо для снижения затрат на производство. Для приведенного большого допуска дополнительно требуется соблюдение условия, заключающегося в том, что разница между левым и правым колесом не должна превышать 1° . Надпись на чертеже должна выглядеть, например, следующим образом: $\varepsilon = 4^\circ \pm 30'$ или $\varepsilon = 4^\circ \pm 1^\circ$, разница слева и справа не более 1° .

Для измерения угла продольного наклона оси поворота на оптическом стенде может потребоваться поворот колес на угол $\beta = \pm 20^\circ$.

Рис. 4.11.31. Углы продольного наклона оси поворота, соответствующие данным заводов-изготовителей легковых автомобилей классической компоновки и переднеприводных автомобилей, представлены в виде кривой распределения. Углы $\varepsilon_b > 6^\circ$ используют только на зарубежных автомобилях; малые переднеприводные автомобили фирмы «Ситроен» имеют угол $\varepsilon_b = 14^\circ$:

1 — автомобиль классической компоновки;
2 — переднеприводный автомобиль



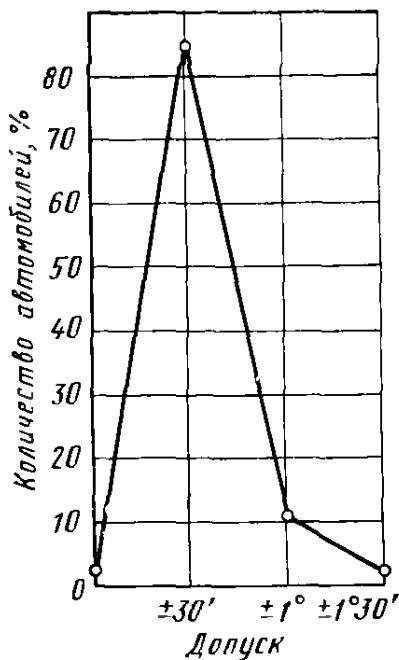


Рис. 4.11.32. Диапазон распределения задаваемого изготавителями допуска на продольный наклон оси поворота колеса. Чаще всего задают допуск $\pm 30'$

При этом над наружным (по отношению к центру поворота) колесом кузов опускается и тем ниже, чем больше угол ϵ ; над внутренним колесом кузов соответственно приподнимается

(рис. 4.11.33). В результате кузов устанавливается с небольшим креном, который приводит к увеличению раз渲а колеса на наружной стороне и уменьшению — на внутренней. Связанное с этим уменьшение поперечного наклона оси поворота наружного колеса (и увеличение внутреннего) может привести к погрешностям в результате измерений, если притягиванием кузова к жестким опорам не обеспечить требуемое горизонтальное положение кузова автомобиля в процессе измерения.

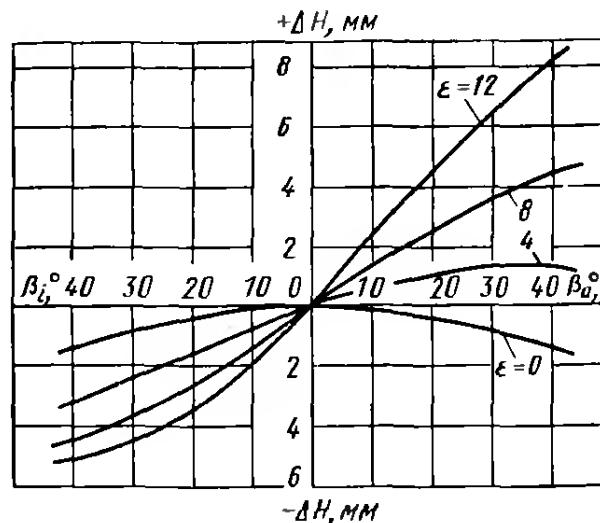


Рис. 4.11.33. Изменение вертикального перемещения колеса ΔH , рассчитанное в зависимости от угла поворота внутреннего и наружного колес при постоянных параметрах $\delta_0 = 6^\circ$, $R_0 = 25$ мм и различных углах продольного наклона оси поворота. При угле $\epsilon_0 = 0$ точки контакта колес с дорогой опускаются ниже уровня дороги (ΔH становится отрицательным), что равнозначно подъему кузова. Чем больше угол ϵ , тем больше поднимается кузов над внутренним колесом ($-\Delta H$ при β_i) и опускается над наружным

4.12. ЦЕНТР ПРОДОЛЬНОГО КРЕНА

Продольный крен — это поворот кузова относительно поперечной оси Y (см. рис. 1.7.1). В процессе торможения в передней подвеске осуществляется ход сжатия Δs_{1v} , а в задней — ход отбоя Δs_{2h} ; передняя часть кузова опускается, задняя — поднимается. Угол продольного крена ω может быть легко рассчитан по ходам подвесок и базе: в радианах

$$\omega = (\Delta s_{1v} + \Delta s_{2h}) / L_R,$$

в градусах

$$\omega = \omega 57,3.$$

Подвески имеют мгновенный полюс $P_{v,h}$, в котором условно воспринимается момент боковой силы F_s , действующей на плече высоты полюса p (см. рис. 4.4.10, а). Точно так же, если направляющим элементом колеса служат один-два рычага или амортизаторная стойка, то передняя и задняя подвески могут иметь близко расположенные к осям колес центры продольного крена O (рис. 4.12.1). Условно считается, что в этих точках воспринимаются продольные силы, действующие между мостами и кузовом, а также моменты, обусловленные действием тяговой F_a или тормозной F_b силы, например, на передней оси $M_{Bv} = F_{bv}e$ (см. рис. 3.4.2, б) и задней оси $M_{Bh} = F_{bh}g$ (см. рис. 3.10.4). Необходимой предпосылкой восприятия указанных моментов является воздействие этих моментов на подвеску, т. е. дисковый или барабанный тормоз должен располагаться на колесах, а главная передача при использовании зависимой подвески должна быть установлена на балке (см. рис. 3.2.16). Подвески левого и правого колес, как правило, симметричны, так что указанные центры, определяемые мгновенным положением рычагов, имеют одинаковое расположение с обеих сторон, поэтому существуют передняя O_v и задняя O_h оси продольного крена. Если ось O_v (как показано на рис. 4.12.1) находится позади передней оси, то во время торможения происходит отжатие вверх опускающейся передней части кузова. Ось O_h , расположенная перед задней осью, обеспечивает притягивание вниз поднимающейся задней части кузова. Если ось продольного крена перемещается в бесконечность, то действием момента можно пренебречь и принимать во внимание только продольные силы, приложенные в центре колес. Это справедливо также и тогда, когда имеется внутреннее (на главной передаче) расположение тормозных механизмов. В этом случае продольному крену, происходящему во время торможения, можно противодействовать наклоном обоих поперечных рычагов в одну сторону (рис. 4.12.2). Как видно из схемы действия сил, вектор тормозной силы F_b'' (см. рис. 4.9.4), перенесенный из точки,

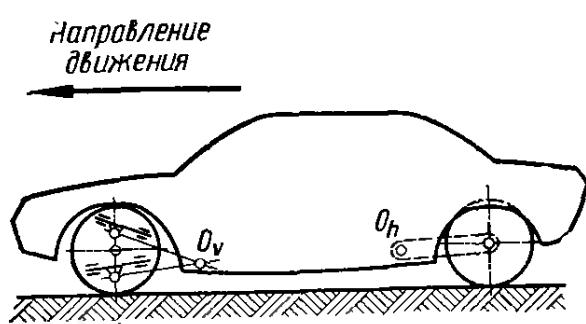


Рис. 4.12.1. Условно можно считать, что в осях продольного крена O_v (в передней части) и O_h (в задней части) воспринимаются продольные силы и моменты действующие между кузовом и подвеской во время торможения, если только тормоза расположены на колесах

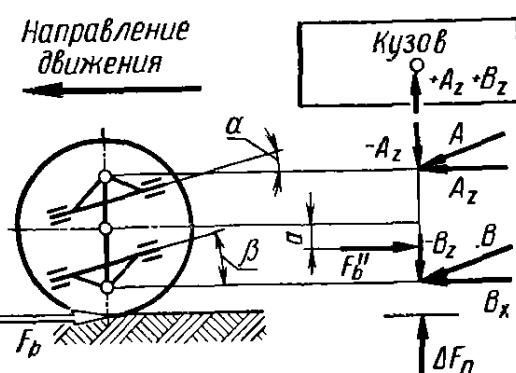


Рис. 4.12.2. Если тормоз переднего колеса расположен на главной передаче, то продольному крену кузова при торможении можно противодействовать путем одноименного наклона рычагов. При этом тормозную силу следует рассматривать приложенной на расстоянии $a = R_2 \sin \delta$ ниже центра колеса (см. рис. 4.9.4)

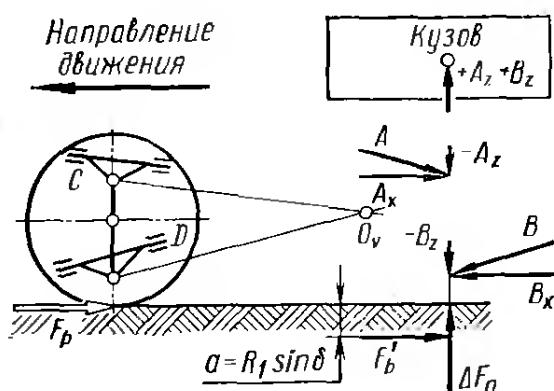


Рис. 4.12.3. При расположении тормозов на колесах для уменьшения продольного крена, происходящего во время торможения, оси качения рычагов должны быть наклонены. Считая тормозную силу F'_b , приложенной на расстоянии $a = R_1 \sin \delta$ ниже уровня дороги, находим силы A_x и B_x . Тогда опусканию передней части кузова будут противодействовать составляющие $+A_z$ и $+B_z$ (см. рис. 4.9.1)

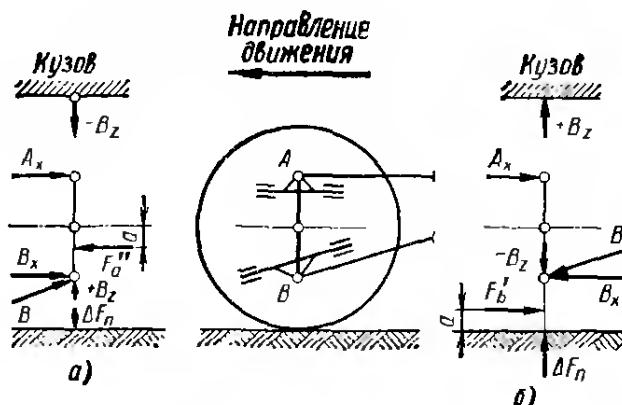


Рис. 4.12.4. На переднеприводных автомобилях можно уменьшить как приподнимание передней части кузова при разгоне, так и его опускание при торможении путем наклона только нижнего рычага, когда тормоз расположен на колесе (что чаще всего и встречается в новых конструкциях):
а — разгон автомобиля; б — торможение автомобиля

соответствующей центру колеса, по перпендикуляру на линию оси поворота обуславливает возникновение реакций A_x и B_x в рычагах, которые (вследствие наклона рычагов) вызывают появление перпендикулярных составляющих $-A_z = A_x \operatorname{tg} \alpha$ и $-B_z = B_x \operatorname{tg} \beta$. Сумма сил, действующих в одном направлении, должна быть равна нулю, т. е. силы $+A_z$ и $+B_z$ во время опускания передней части автомобиля должны оказывать противодействие этому. Таким образом два наклоненных рычага обладают определенным преимуществом в связи с отсутствием изменения продольного наклона оси поворота, однако имеют тот недостаток, что при ходе сжатия рычаги отклоняются вперед (т. е. в направлении препятствия). Выпущенная фирмой «Ситроен» в 1970 г. мод. ЖЗ имеет такое расположение рычагов (см. рис. 3.4.20 и разд. 3.10.5) и почти 100 %-ую компенсацию продольного крена при торможении.

В случае наружного расположения тормозных механизмов (как показано на рис. 4.11.17, 4.12.1) также требуется наклон рычагов для обеспечения оптимального размещения центра продольного крена и получения необходимых вертикальных реакций A_z и B_z , однако рычаги должны быть наклонены в разные стороны. На рис. 4.12.3 показана схема действия сил, на которой видна значительно возросшая (по сравнению с составляющей, изображенной на рис. 4.12.2) составляющая B_z , что вызвано действием большей силы $B_x = F_b + A_x$ при наружном расположении тормозов (при внутреннем расположении $B_x = F_b - A_x$).

Все переднеприводные автомобили, выпускаемые в ФРГ, имеют отрицательное плечо обкатки. Условием возникновения эффекта обратного поворота, который может быть получен при этом, является расположение тормозных механизмов на колесе. В подвеске на двой-

ных поперечных рычагах путем наклона только нижнего рычага получается уменьшение продольного крена как во время разгона, так и в процессе торможения (см. рис. 3.4.4, а). Тормозная сила F_b (см. рис. 4.9.7), приложенная в данном случае к оси поворота на расстоянии a от дороги, вызывает поддерживающую кузов составляющую B_z (рис. 4.12.4). Тяговая сила F_a , приложенная ниже центра колеса, порождает силу $-B_z$, тянувшую кузов вниз. Верхний рычаг расположен горизонтально; такую кинематику обеспечивает вертикальная установка амортизаторной стойки.

Для подвески на двойных поперечных рычагах ось продольного крена можно определить графически с помощью прямых, которые нужно провести через точки, соответствующие центрам шаровых шарниров A и B , параллельно осям поворота рычагов C и D (см. рис. 4.12.3). Для подвески Макферсон следует провести перпендикуляр к линии оси амортизатора в точке A , тогда точка пересечения этого перпендикуляра с прямой, параллельной оси рычага и проходящей через точку центра шарнира B , будет точкой O (см. рис. 4.11.18). В случае подвески на продольных и поперечных рычагах (рис. 4.12.5) для нахождения центра O_v необходимо продолжить линию наклонного верхнего рычага и провести параллель оси нижнего рычага через точку центра нижнего шарнира колеса. Во время хода сжатия передней подвески угол наклона верхнего рычага увеличивается и точка O приближается к колесу. Это означает, что противодействие продольному крену в процессе торможения прогрессивно возрастает (как видно на рис. 4.11.22). Это справедливо и тогда, когда в подвеске на двойных поперечных рычагах тормозные силы, действующие на верхние части подвески, воспринимаются продольным рычагом или плечом стабилизатора.

Исключение составляет передняя подвеска на продольных рычагах мод. 2 ЦВ и «Диан» фирмы «Ситроен», у которой ось поворота рычага одновременно служит центром продольного крена (см. рис. 3.9.10, а). Недостатком конструкции подвески является значительное изменение продольного наклона оси поворота во время хода колес (см. рис. 3.9.10, б). Вероятно, по этой причине такая подвеска не находит применения на более скоростных автомобилях.

Необходимость уменьшения продольного крена при торможении обусловливает близкое к колесу расположение оси продольного крена и возможно более высокое его расположение; однако и то и другое приводит к большому изменению продольного наклона оси поворота колеса. Поэтому для передней подвески должно быть найдено компромиссное решение, удовлетворяющее общим требованиям, предъявляемым к кинематике подвески. Для задних подвесок это не требуется. У них центры продольного крена O_h можно расположить близко перед осью колес, причем ограничивает в этом случае длина рычагов. При слишком коротком рычаге нежелательны большие углы отклонения α_1 и α_2 (рис. 4.12.6), чтобы получить необходимые ходы подвески s_1 и s_2 . Изменение колесной базы ΔL , связанное с расположением центра продольного крена, видимо, не влияет на ходовые качества. Доказательством этого могут служить

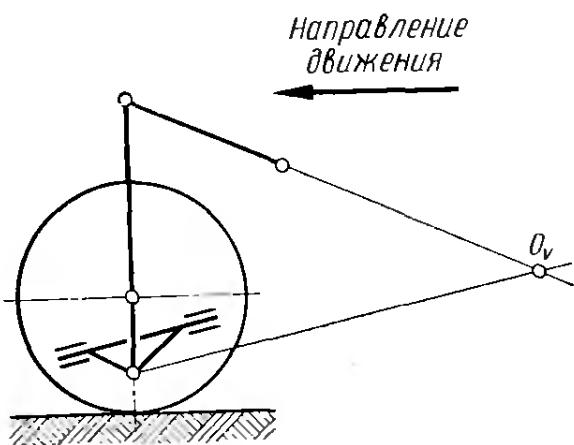


Рис. 4.12.5. Для определения центра продольного крена O_v в подвеске с продольными и поперечными рычагами следует продолжить отрезок, соответствующий верхнему рычагу, а через центр нижнего шарового шарнира провести прямую, параллельную оси рычага. Во время хода сжатия в процессе опускания передней части автомобиля точка O_v приближается к колесу, что равнозначно наличию прогрессивного противодействия продольному крену при торможении

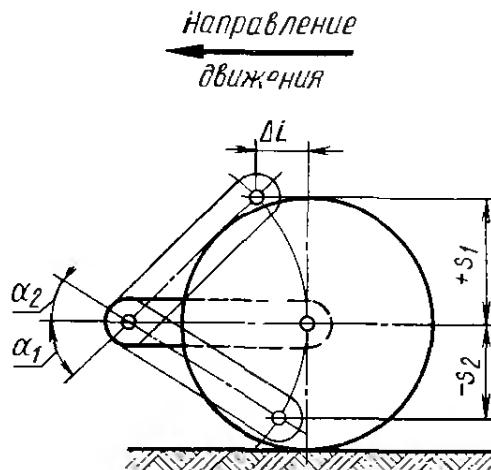


Рис. 4.12.6. Задняя подвеска на продольных рычагах имеет преимущество, заключающееся в оптимальном расположении центра продольного крена. Рычаг должен быть возможно короче, однако при заданных ходах подвески $+s_1$ и $-s_2$ не должны наблюдаться слишком большие углы α_1 и α_2 его наклона

автомобили «Рено», имеющие различную базу слева и справа (см. табл. 1.2.3 и рис. 3.9.3).

Если направляющим устройством задней зависимой подвески служат направленные вперед жестко прикрепленные к балке рычаги, то положение центров продольного крена O_h определяется точками их крепления к кузову. В подвеске с дышлом, разработанной фирмой «Опель» и показанной на рис. 3.2.20, продольные силы воспринимают два продольных рычага 1, присоединенных к опорным чашкам пружин; в точке 2 опоры дышла реактивный момент во время разгона автомобиля поднимает кузов вверх (как видно на рис. 3.2.16) либо тормозной момент опускает его вниз. Ось продольного крена O_h в этом случае проходит через точку пересечения линий продолжения рычагов и вертикали, опущенной из точки 2 (рис. 4.12.7).

Аналогичное влияние оказывают продольно расположенные рычаги торсионно-рычажных подвесок (см. разд. 3.11), а также подвесок автомобилей «Ауди» и «Пассат» (см. рис. 3.2.21, а). Линия, соединяющая обе опоры L рычагов, в точках пересечения с центральными плоскостями вращения колес образует с обеих сторон центры продольного крена O_h (рис. 4.12.8).

В том случае, когда направляющим устройством служат продольные парные рычаги (см. рис 3.2.19, а и 3.2.13, е), нужное расположение оси продольного крена может быть получено путем взаимного наклона рычагов. Как видно на рис. 3.2.11, б, линии рычагов должны быть продолжены на виде сбоку, тогда гочки их пересечения определят для обеих сторон положения центров продольного

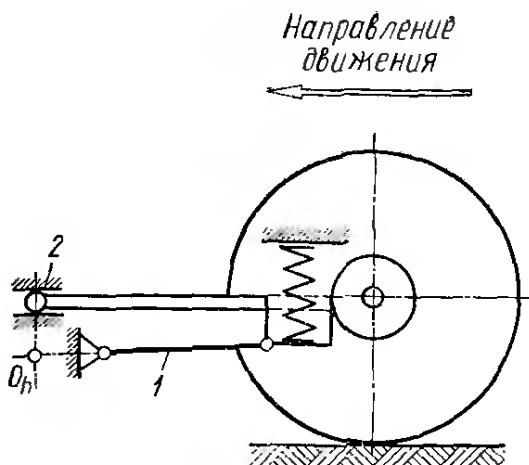


Рис. 4.12.7. Если в подвеске с дышлом продольные силы передаются на кузов рычагами 1, то ось продольного крена O_h проходит через точку пересечения линии продолжения отрезков, соответствующих этим рычагам, с вертикалью, проведенной из точки опоры дышла 2

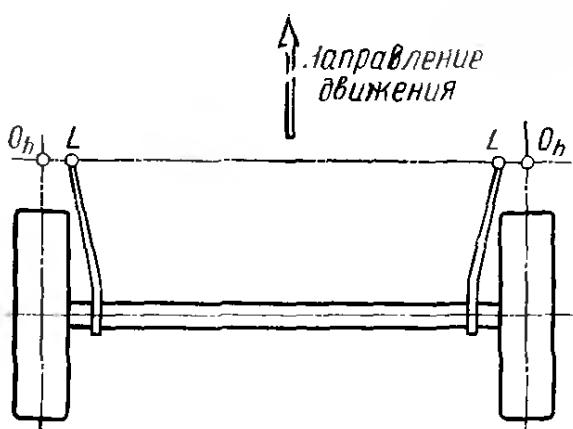


Рис. 4.12.8. В задней подвеске автомобилей «Ауди» и «Фольксваген» положение оси продольного крена O_h определяется точками крепления рычагов L

крена O_h . Их местоположение зависит от степени нагруженности автомобиля. Верхняя пара рычагов может быть расположена позади оси колес, чтобы вместе с нижней парой обеспечивать прямолинейное перемещение этой оси (см. рис. 3.2.10, в и 3.2.11, д). И в этом случае для нахождения центра O_h линии рычагов должны быть продолжены. На рис. 3.2.11, г показано нежелательное смещение назад центров продольного крена, происходящее по мере нагружения автомобиля. В задней подвеске автомобиля «Форд-фиеста» рычаги 1 воспринимают действие основной части продольных сил, а амортизаторы 2, расположенные позади оси, — действие тормозного момента (рис. 4.12.9, см. рис. 3.2.12, а и б). Если амортизаторы установлены с наклоном (как показано), то с обеих сторон получается удовлетворительное расположение центров продольного крена. Для их нахождения нужно провести перпендикуляры к линиям осей амортизаторов в точках 3 их крепления к кузову до пересечения с линиями продолжения рычагов.

Выше были описаны зависимые подвески, в которых главная передача (ведущие колеса) устанавливалась на балке заднего моста; вследствие этого во время разгона возникает сила, которая уменьшает опускание задней части кузова, а в процессе торможения двигателем — сила, которая опускает заднюю часть вниз. Если главная передача (как при всех независимых подвесках

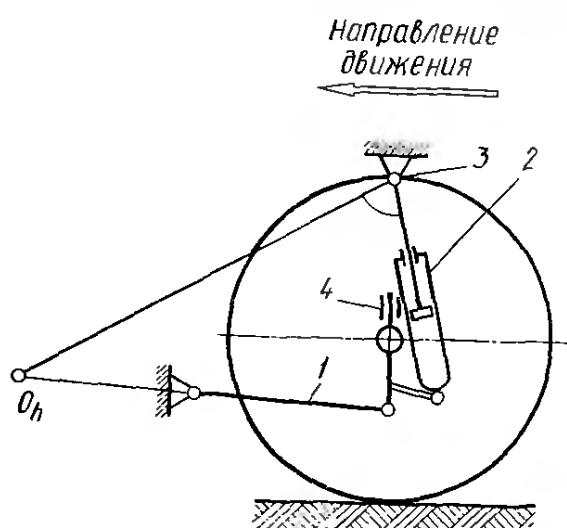


Рис. 4.12.9. В задней подвеске автомобиля «Форд-фиеста» тормозной момент воспринимают два амортизатора, которые имеют дополнительное крепление к верхней части балки в точках 4

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Buschmann, Koessler:** Taschenbuch für den Kraftfahrzeugingenieur. Stuttgart
Deutsche Verlags-Anstalt, 1973.
2. **Bussien:** Automobiltechnische 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, Gartner:** Die gesetzlichen Einheiten in der Technik. Berlin, Köln:
Beuth-Vertrieb GmbH.
8. **Neuer Auto-Verkstatt-Kalender:** Würzburg: Vogel-Verlag, 1978.
9. **Krist:** Neue internationale Einheiten der Technik und Physik-SI-Einheiten.
Darmstadt: Technik-Tabellen-Verlag.
10. **Fugmann, Müller:** Die Auswirkung der Profiltiefe auf das KraftschluB-Ver-
halten auf nasser Fahrbahn. München: ADAC—Zentrale, Abt. Technik, 1977.
11. **Fakra-Handbuch.** Berlin, Köln: Beuth-Vertrieb, 1974.
12. **TÜV Auto-Report.** Köln: 1977 und 1978.
13. **TÜV Rheinland:** Wie sicher ist ihr Lkw? Köln: 1977.
14. **TÜV Bayern:** Änderungen an Auto und Motorrad. München: 1974.
15. **Deutsche Automobil Treuhand GmbH:** Marktspiegel für gebrauchte PkW
and Kombi. Stuttgart: 1978.
Deutsche Kraftfahrforschung und Fortschrittberichte, VDI-Verlag Düsseldorf.
16. **Heft 123, Jahrgang 1959:** Ochner: Der EinfluB von Nachlauf, Spreizung.
Sturz und Vorspur auf die Kinematik von Achsschenkellenkungen.
17. **Heft 189, Jahrgang 1967:** Loebich: Untersuchungen zum Abroll- und Fede-
rungverhalten 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: EinfluB der Radaufhängungs-
kinematik auf das Fahrverhalten.
22. **Heft 242, Jahrgang 1974:** Grandel, Hörz: Gleitbeiwert, maximaler KraftschluB-
beiwert und Bremsschlupf in Abhängigkeit von Reifenprofil, Fahrbahnbelag und
Fahrbahnzustand.
23. **Heft 243, Jahrgang 1974:** Reimpell: Fahrsicherheit von Personenkraftwagen
bei zugelassener Zuladung unter Berücksichtigung der Restfederwege und der zuläs-
sigen Achslasten.
24. **Fortschritt-Bericht Reihe 12 Nr. 19, 1968:** Seitz: Die Kräfte in der Boden-
berührungsfläche schneller rollender Reifen.
25. **Auto, Motor und Sport.** Stuttgart: Vereinigte Motorverlage.
26. **Automobil-Industrie.** Würzburg: Vogel-Verlag.

27. **Kfz-Betrieb.** Würzburg: Vogel-Verlag.
28. **Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ).** Stuttgart: Franck'sche — Verlag-sanstalt.
29. **ADAC motorwelt.** München.
30. **Der verkehrsunfall.** 7634 Kippenheim: Verlag verkehrstechnischer Schriften.
31. **Mot. Stuttgart:** Vereinigte Motorverlage.
32. **VDI-Nachrichten.** Düsseldorf: VDI-Verlag.
33. **VDI-Zeitschrift.** Düsseldorf: VDI-Verlag.
34. **Aluminium Zentrale:** Merkblatt W2, Aluminium-Knetlegierungen. Düssel-dorf. Düsseldorf: Aluminium-Werkstoffe, 1977.
35. **Beratungsstelle für Stahlverwendung:** Düsseldorf: Merkblatt 394, Fahrges-tellfedern, 1974. Düsseldorf: Merkblatt 471, SI-Einheiten, 1974.
36. **Boge:** Niveauregelelemente und Niveauregelanlagen. Eitorf 1977: Eitorf: StoBdempfer-konstruktionen, 1977.
37. **Dunlop:** Reifen-Handbuch. Hanau 1976 und 1978/79. Hanau: Technischer Dienst Pkw, 1978.
38. **Ehrenreich:** Düsseldorf: Technischer Katalog, 1977.
39. **Fichtel Sachs:** Niveauregulierungen. Schweinfurt 1977. StoBämpfer, Ein bauhinweise für den Konstrukteur. Schweinfurt: 1977.
40. **Goetze:** Radial-Wellendichtringen. Opladen: 1972.
41. **Hoesch:** Warm geformte Federn, Leitfaden für Konstruktion und Fertigung. Hohenlimburg: 1973. Warm geformte Stahlfedern für den Fahrzeugbau. Manuskript eines Vortrages an der Technischen Akademie Esslingen: 1977.
42. **Kronprinz:** Räderkatalog. Solingen 1977. Solingen: Technisches Handbuch, 1977.
43. **Leinförder Metallwaren:** Technischer Katalog. Lemförde: 1977.
44. **Lemmerz:** Räderkatalog. Königswinter: 1977/78.
45. **Stahlwerke Brüninghaus:** Technische Daten Fahrzeugfedern. Werdohl 1965. Teil 1, Drehfedern. Werdohl: 1973. Teil 3, Stabilisatoren. Werdohl: 1969. Schmiedbare Werkstoffe. Werdohl: 1977.
46. **Teves:** Ate Bremsen-Handbuch. Ottobrunn bei München: Bartsch Verlag, 1977.

ИБ № 3319

Й. Раймпель

ШАССИ АВТОМОБИЛЯ

Редакция переводной литературы

Редактор В. Н. Баранов

Художественный редактор С. Н. Голубев

Технический редактор Т. С. Старых

Корректор О. Е. Мишина

Переплет художника О. В. Камаева

Сдано в набор 23.05.83.

Подписано в печать 19.08.83.

Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 2.

Гарнитура литературная. Печать высокая.

Усл. печ. л. 22,5. Усл. кр.-отт. 22,5.

Уч.-изд. л. 26,31. Тираж 10 000 экз.

Заказ 121. Цена 2 р. 10 к.

Ордена Трудового Красного Знамени
издательство «Машиностроение»,
107076, Москва, Б-76, Стромынский пер., д. 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.