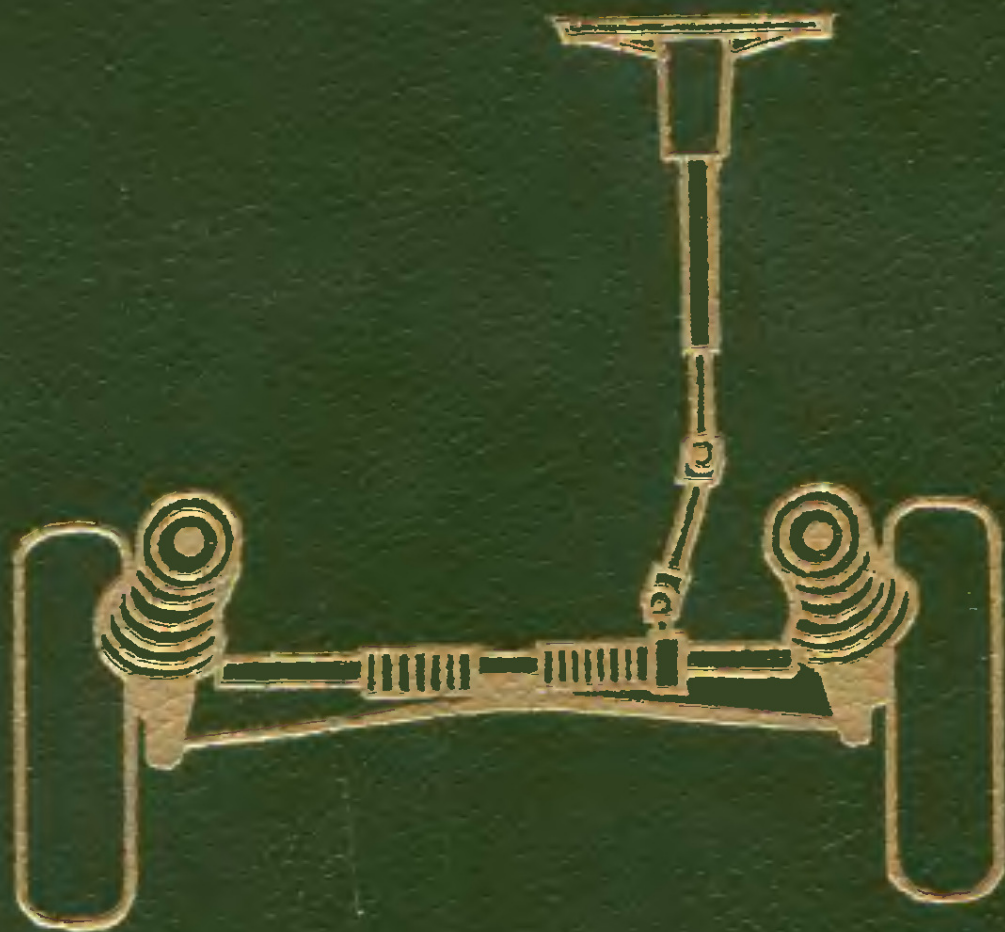


J. Reimpell Fahrwerktechnik
Lenkung

Й. Раймпель

ШАССИ АВТОМОБИЛЯ

РУЛЕВОЕ
УПРАВЛЕНИЕ



«Машиностроение»

Prof. Dipl.-Ing. Jörnsen Reimpell

Fahrwerktechnik: Lenkung

Anforderungen · Mängel · Lenkbarkeit
Lenkelastizität · Einzelteile der Lenkanlage
Lenkübersetzung · Lenkkinematik bei
Starrachsen und Einzelradaufhängungen



VOGEL-BUCHVERLAG
WÜRZBURG

И. Раймпель

ШАССИ АВТОМОБИЛЯ

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Перевод с немецкого
В.Н. Пальянова

Под редакцией
А.А. Гальбрейха



Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1987

ББК 39.33—04
P18
УДК 629.114.6.014

Раймпель Й.

P18 Шасси автомобиля: Рулевое управление/Пер. с нем. В. Н. Пальянова; Под ред. А. А. Гальбрейха. — М.: Машиностроение, 1987. — 232 с.: ил.

(В пер.): 1 р. 30 к.

Книга автора ФРГ продолжает перевод серии «Шасси автомобиля», начатый издательством «Машиностроение» в 1983 г. В книге нашли отражение все новые разработки ведущих фирм ФРГ в области рулевых управлений автомобиля. Автором описаны требования и недостатки разных конструкций рулевого механизма, их управляемость, детали и передаточное число. Заслуживает внимания кинематика рулевого управления при жестком мосте и независимой подвеске колес.

Для инженерно-технических работников, занятых конструированием автомобиля.

Р 3603030000-311 311-87
038(01)-87

ББК 39.33—04
6Т2.1

©

Vogel-Buchverlag, Würzburg, 1984

©

Перевод на русский язык, «Машиностроение», 1987

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие редактора перевода	9
Предисловие	11
Перечень обозначений в формулах и единицы физических величин . . .	12
Перечень названий иностранных фирм и автомобилей, приведенных в книге в русской транскрипции	15
1. ТРЕБОВАНИЯ К РУЛЕВОМУ УПРАВЛЕНИЮ	16
1.1. Требования к надежности	16
1.2. Экономические требования	21
1.3. Требования, определяемые условиями управления автомобилем . . .	21
1.4. Реакция рулевого управления на поворот после движения по прямой	23
1.5. Неисправности рулевого управления и их возможные последствия . .	25
1.5.1. Легковые и грузопассажирские автомобили	25
1.5.2. Грузовые автомобили	29
1.5.3. Неисправности вследствие неправильной установки схождения колес	31
1.5.4. Неисправности вследствие опускания передней части автомобиля	31
1.5.5. Неисправности вследствие опускания задней части автомобиля	33
2. УПРАВЛЯЕМОСТЬ	34
2.1. Увод автомобиля в сторону	34
2.1.1. Понятия	34
2.1.2. Шины	34
2.1.3. Различие углов продольного наклона шкворневых осей . . .	36
2.1.4. Различие углов поперечного наклона шкворневых осей . . .	38
2.1.5. Различие нагрузок на колеса	40
2.1.6. Выводы	40
2.2. Управляемость после изменений конструкции переднего моста . . .	41
2.2.1. Увеличение колеи	41
2.2.2. Уменьшение развала колес	41
2.3. Момент поворота колеса, угол поперечного наклона шкворневой оси и плечо обкатки	43
2.4. Подвеска передних колес фирмы «Ситроен»	44
2.5. Влияние полуосей передних колес при переднем расположении двигателя	46
2.5.1. Движение по прямой	46
2.5.2. Движение на повороте	47
2.5.3. Поворот колес	47

2.6. Управляемость при торможении	48
2.6.1. Влияние плеча обкатки	48
2.6.2. Влияние различия коэффициентов сцепления	50
2.6.3. Влияние блокировки колес	51
2.7. Жесткость рулевого управления	53
2.7.1. Влияние тормозных сил	54
2.7.2. Влияние тяговых сил	54
2.7.3. Влияние сил сопротивления качению	55
2.8. Колебания рулевого колеса и рулевого управления	56
2.8.1. Влияние неровностей дороги	56
2.8.2. Вертикальные колебания	57
2.8.3. Вращательные колебания	57
2.8.4. Повышенный пробег автомобиля	58
2.8.5. Возможности снижения колебаний рулевого колеса и рулевого управления	59
3. КОНСТРУКЦИЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ	63
3.1. Реечное рулевое управление	66
3.1.1. Преимущества и недостатки	66
3.1.2. Варианты крепления рулевого механизма	66
3.1.3. Крепление боковых тяг	67
3.1.4. Тип 1	67
3.1.5. Тип 2	76
3.1.6. Тип 3	76
3.1.7. Тип 4	79
3.2. Рулевые механизмы с вращательным движением на выходе	83
3.2.1. Преимущества и недостатки	83
3.2.2. Рулевые механизмы с винтовой парой на циркулирующих шариках для легковых автомобилей	85
3.2.3. Рулевые механизмы с винтовой парой на циркулирующих шариках для грузовых автомобилей	87
3.2.4. Рулевой механизм с передачей глобоидный червяк—ребневый ролик	88
3.3. Поперечные тяги	91
3.3.1. Поперечные тяги для рулевых механизмов с вращательным движением на выходе	91
3.3.2. Средняя тяга	93
3.3.3. Крепление боковых тяг к середине зубчатой рейки	96
3.3.4. Крепление боковых тяг к концам зубчатой рейки	98
3.3.5. Шарниры для боковых тяг	100
3.4. Амортизаторы рулевого управления	109
3.4.1. Задачи амортизаторов	109
3.4.2. Амортизаторы для легковых, грузопассажирских и грузовых автомобилей малой грузоподъемности	110
3.4.3. Амортизаторы для грузовых автомобилей средней, большой и очень большой грузоподъемности	113
3.4.4. Амортизаторы с сопротивлением, зависящим от хода	114
3.5. Рулевые колонки	116
3.5.1. Валы рулевого колеса легковых автомобилей	116
3.5.2. Валы рулевого колеса грузовых автомобилей	120
3.5.3. Труба рулевой колонки	122

3.5.4. Крепление вала рулевого колеса с одной стороны	125
3.5.5. Крепление вала рулевого колеса с двух сторон	128
3.6. Элементы соединения вала рулевого колеса с рулевым механизмом	135
3.6.1. Упругие дисковые муфты для малых углов между валами	135
3.6.2. Упругие дисковые муфты для больших углов между валами	137
3.6.3. Карданные шарниры	138
4. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ	142
4.1. Кинематическое передаточное число	142
4.1.1. Угол поворота рулевого колеса и угол поворота управляемого колеса	142
4.1.2. Изменение передаточного числа при реечном рулевом механизме	144
4.1.3. Изменение передаточного числа при рулевом механизме с вращательным движением на выходе	147
4.1.4. Требования к передаточному числу	150
4.1.5. Рулевое управление с усилителем, передаточное число при нейтральном положении колес	151
4.1.6. Рулевое управление без усилителя, передаточное число при нейтральном положении колес	152
4.1.7. Влияние зубчатого зацепления и диаметра шестерни	157
4.2. Измерение общего передаточного числа	157
4.3. Податливость и жесткость рулевого управления	164
4.3.1. Измерение характеристик рулевого управления легковых автомобилей	164
4.3.2. Общая податливость рулевого управления переднеприводных автомобилей	165
4.3.3. Податливость поворотных цапф	166
4.3.4. Податливость всего рулевого управления легковых автомобилей классической компоновки	171
4.3.5. Угол поворота колеса как функция момента на нем	172
4.3.6. Жесткость рулевого управления	173
4.4. Динамическое передаточное число рулевого управления	174
4.5. Остаточный угол поворота рулевого колеса	177
5. КИНЕМАТИКА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРИ ЗАВИСИМОЙ ПЕРЕДНЕЙ ПОДВЕСКЕ	181
5.1. Расчет рулевой трапеции	181
5.1.1. Геометрические соотношения	181
5.1.2. Отсутствие продольного наклона шкворневой оси	182
5.1.3. Вертикальное расположение шарниров поворотных цапф	183
5.1.4. Влияние угла поперечного наклона шарниров поворотных цапф	187
5.1.5. Угол между поперечной тягой и рычагом рулевой трапеции	189
5.2. Пример расчета	190
5.3. Положение продольной тяги	193
6. КИНЕМАТИКА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРИ НЕЗАВИСИМОЙ ПЕРЕДНЕЙ ПОДВЕСКЕ	195
6.1. Кинематика рулевого управления и конструкция рулевого механизма	195
6.2. Рулевой четырехзвенник и рулевой трехзвенник	197

6.3. Влияющие факторы	199
6.4. Дляна и положение боковых тяг	200
6.4.1. Подвеска на двойных поперечных рычагах	201
6.4.2. Подвеска Макферсон	203
6.4.3. Подвеска на продольных и поперечных рычагах	205
6.4.4. Влияние боковой тяги на угол поворота рычага рулевой тра- педия	205
6.5. Расчет рулевого трехзвенника	206
6.5.1. Вертикальное положение шкворневой оси	206
6.5.2. Влияние поперечного наклона шкворневых осей	211
6.5.3. Влияние продольного наклона шкворневых осей	214
6.5.4. Пример расчета	215
6.6. Расчет рулевого четырехзвенника	218
6.6.1. Прямой рулевой четырехзвенник	218
6.6.2. Обратный рулевой четырехзвенник	222
6.6.3. Влияние поперечного и продольного наклонов шкворневых осей	224
Список литературы	227

ПРЕДИСЛОВИЕ РЕДАКТОРА ПЕРЕВОДА*

Автор книги, профессор Мюнхенской высшей автомобильной школы Йорнсен Раймпель знаком отечественным специалистам по ранее (1983 г.) вышедшей книге «Шасси автомобиля».

В связи с особой ответственностью системы рулевого управления автор в данной работе отдельно и специально рассматривает значительный круг вопросов и проблем, относящихся к теории и практике работы рулевого управления главным образом легкового автомобиля.

Следует иметь в виду, что в настоящее время одной из основных задач в этой области является необходимость обеспечить еще на стадии проектирования такие характеристики управляемости и устойчивости автомобиля, которые гарантировали бы необходимый уровень безопасности в условиях современного плотного и динамичного транспортного потока.

Особенно интенсивно эта проблема изучается последнее двадцатилетие. Проблема разрабатывается в широком плане применительно к движению по прямой, на повороте, в установившихся и неустановившихся условиях.

Отечественными исследовательскими школами НАМИ, МАДИ, МАМИ и других институтов разработан ряд математических моделей, описывающих движение автомобиля. Эти модели являются, как правило, нелинейными и весьма сложными и в сегодняшнем своем виде дают лишь более или менее приближенные и не всегда удовлетворительные результаты. Разрабатывается также ряд проблем, связанных с устойчивостью движения при применении гидроусилителей рулевого управления, элементов автоматизации управления на базе микропроцессорной техники и некоторые другие. В целом все это знаменует собой определенный этап развития теории и совершенствования на этой основе инженерной практики.

Этими конструкторскими работами характеризуется современный уровень отечественных теоретических разработок и инженерных исследований в области автомобильной техники.

Оценивая книгу Й. Раймпеля с этих позиций, ее следует охарактеризовать как пособие весьма квалифицированного инженерного уровня.

Автор иллюстрирует изложение значительным экспериментальным и статистическим материалом, относящимся к исследованию

* © «Машиностроение», 1986.

механики и управления движением главным образом одиночного автомобиля. Исследованные и систематизированные автором эмпирические зависимости представят несомненный интерес для инженеров-конструкторов и исследователей.

В книге анализируются преимущества и недостатки различных схем компоновок рулевого управления, приводится подробный кинематический расчет многозвенников рулевого привода с конкретными конструктивными рекомендациями и примерами решений.

Вместе с тем некоторые заключения автора представляются дискуссионными. Например, утверждение об отсутствии влияния плеча обкатки на усилие поворота или требование полного устранения люфтов в рулевом управлении без оговорок, что это может привести к ухудшению стабилизации, к увеличенной работе рулевого колеса, к ухудшению условий, необходимых для автоматической стабилизации управляемых колес в пределах малых перемещений без вмешательства водителя, без обратного сигнала на рулевое колесо.

Основательный кинематический анализ, широко иллюстрированный экспериментальным и статистическим материалом, — вот что, пожалуй, является профилирующим в данной книге.

Представлялось бы полезным дополнить приведенный автором материал последними достижениями в области теории и инженерной практики, более детальным анализом устойчивости движения автомобиля в стабильном и динамическом режимах, а также роли прямого и обратного КПД и вообще трения при этом.

Все это увеличило бы, по моему мнению, информационную ценность в целом несомненно положительного, представляющего значительный интерес материала, содержащегося в предлагаемой читателю новой книге Й. Раймпеля.

А. А. Гальбрейх

ПРЕДИСЛОВИЕ

Рулевое управление включает элементы от рулевого колеса до рычага рулевой трапеции, т. е. от точки, в которой водитель прикладывает усилие для управления автомобилем, до точки, в которой система рулевых тяг и рычагов связана с поворотной цапфой. Зачастую к характеристикам рулевого управления относят и углы установки передних колес, однако эти углы характеризуют регулировку передней подвески. Этому вопросу посвящен специальный раздел «Кинематика шасси» в первом томе книги *Fahrwerktechnik 1* [1], первое издание которой появилось в 1970 г. Третий том вышел с дополнениями, касающимися этой области. 200 страниц здесь занимают хотя и не взаимосвязанные, но объединенные последовательностью изложения разделы «Амортизаторы» и «Рулевое управление». В 1983 г. первая часть, посвященная амортизаторам, была издана отдельным полностью переработанным и в большой мере дополненным изданием [2] *. Данная книга представляет собой вторую часть, также в значительной мере дополненную.

За последнее десятилетие автомобилестроители внесли значительные усовершенствования в конструкцию автомобиля, появилось большое число совершенно новых конструктивных решений. Все новое нашло отражение в предлагаемом специалистам издании, объем которого со 136 страниц всего третьего тома увеличился почти до 300.

Крупные иллюстрации с подробным описанием функций и технических особенностей узлов рулевого управления вместе с текстом призваны оказать помощь специалистам по конструированию рулевого управления, расчету управляемости и динамики движения автомобиля: конструкторам, инженерам-испытателям, экспертам, а также работникам службы автосервиса и спортсменам, участвующим в авторалли. Книга будет полезна также учащимся высших и средних учебных заведений, изучающим автомобилестроение.

Я благодарю все фирмы, любезно предоставившие мне техническую документацию.

Кёльн

ЙОРНСЕН РАЙМПЕЛЬ

* В 1986 г. в издательстве «Машиностроение» вышел в свет перевод этой книги, включенной в издание под общим названием «Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса» — Прим. редакции.

ПЕРЕЧЕНЬ ОБОЗНАЧЕНИЙ В ФОРМУЛАХ И ЕДИНИЦЫ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

Термины, обозначения в формулах, единицы физических величин и нанесение размеров соответствуют требованиям следующих стандартов ФРГ:

ДИН 406 (изд. 04.80) «Нанесение размеров на чертежах»;

ДИН 50145 (изд. 05.75) «Испытания металлов; испытание на растяжение»;

ДИН 70000 (изд. 01.83) «Дорожные транспортные средства, понятия динамики движения»;

ДИН 74250 (изд. 07.79) «Обозначения в формулах, единицы физических величин и индексы для описания тормозного оборудования».

Стандарт ДИН 74250 не мог включать в себя все обозначения в формулах, охваченных ДИН 1314, тем более что они предназначены в основном только для расчета тормозных устройств любых транспортных средств. ДИН 74250 в п. 5.3 определяет обозначения осей цифрами от 1 до 4. Например, для легкового и классического грузового автомобиля тормозная сила передних колес обозначалась бы $F_{В, 1}$, задних колес — $F_{В, 2}$.

Цифры в качестве индексов воспринимаются с трудом; к тому же, учитывая большое разнообразие обозначений, использование цифр создает дополнительные трудности, поскольку теряется наглядность формул. Поэтому были сохранены прежние буквенные индексы: u для передних и h для задних колес. Так, нагрузка на переднюю ось обозначается m_u , на заднюю — m_h . Для обозначения состояния нагрузки применяются индексы по ДИН 74250.

Основным используемым в серии книг «Шасси автомобиля» является стандарт ДИН 70000, первое издание которого появилось в 1983 г. Поэтому данная книга первой в упомянутой серии построена на стандартизированных в ДИН 70000 обозначениях в формулах, которые перечислены ниже:

a_L — ускорение обода рулевого колеса, м/с²

A_s — относительное удлинение при разрыве, %

b_0 — колея передняя, мм

C_H — жесткость управления, приведенная к рулевому колесу, Н·м/градус

C_S — жесткость управления, приведенная к управляемому колесу, Н × м/градус

D — диаметр, мм

D_S — диаметр разворота по колею, мм

F — сила, Н

F_a — тяговая сила, действующая на одно колесо в точке его контакта с дорогой, Н

F'_a — тяговая сила, действующая в центре колеса, Н

F''_a — тяговая сила, действующая на колесо и смещенная перпендикулярно к оси его поворота, Н

F_A — тяговые силы, действующие на оба колеса в точках их контакта с дорогой, Н

F_B — тормозная сила, действующая на одно колесо (F' и F'' , как и F'_a и F''_a), Н

F_B — тормозные силы, действующие на оба колеса в точках их контакта с дорогой, Н

F_H — сила, прикладываемая к рулевому колесу, Н

F_N — нормальная, вертикальная сила, Н

F_T — сила трения, Н

- F_R — сила сопротивления качению, Н
- F_x — продольная сила, Н
- F_y — поперечная сила, Н
- F_z — вертикальная сила, Н
- G_D — нагрузка на переднюю ось, Н
- h — высота шарнира поперечной тяги, мм
- i_D — динамическое передаточное число рулевого управления
- i_L — передаточное число рулевого механизма
- i_{L_a} — отношение нагрузок по осям (или распределение нагрузок по осям), %
- i_B — общее передаточное число рулевого управления
- Δi_B — уменьшение передаточного числа при повороте управляемых колес на максимальный угол
- $i_{B_{min}}$ — минимальное общее передаточное число рулевого управления (в большинстве случаев при максимальном угле поворота управляемых колес)
- i_{B0} — общее передаточное число рулевого управления при нейтральном положении колес
- i_T — передаточное число рулевого привода
- l — расстояние в плоскости дороги между следами шкворневых осей
- K_H — число оборотов рулевого колеса
- k_R — коэффициент сопротивления качению
- k_S — коэффициент, характеризующий легкость рулевого управления
- l — база, мм
- L — длина, мм
- m_g — полная масса автомобиля, кг
- M_H — момент на рулевом колесе, Н·м
- M_S — поворотный момент на колесе, Н·м
- M_{Sx} — стабилизирующий момент, вызванный продольной силой (в направлении x), Н·м
- M_{Sy} — стабилизирующий момент, вызванный поперечной силой (в направлении y), Н·м
- M_{Sz} — стабилизирующий момент, вызванный вертикальной силой (в направлении z), Н·м
- M'_{Sz} — поворотный момент, вызванный совместно вертикальной силой и углом наклона шкворневой оси назад, Н·м
- m_D — нагрузка на переднюю ось, кг
- n — частота вращения, мин⁻¹
- n_a — расстояние в плоскости дороги между вертикалью, проходящей через центр колеса, и следом шкворневой оси на опорной поверхности, мм
- $+n_\tau$ — вынос колеса назад относительно шкворневой оси, мм
- $-n_\tau$ — вынос колеса вперед относительно шкворневой оси, мм
- r — длина рычага рулевой трапеции, мм
- r_a — длина сошки и маятникового рычага, мм
- r_{dyn} — динамический радиус шины, мм
- r_H — радиус управляемого колеса, мм
- r_S — плечо обкатки, мм
- R_1 — плечо тормозной силы, мм
- R_2 — плечо продольной силы, мм
- R_3 — плечо вертикальной силы, мм
- R_4 — расстояние между центром колеса и мгновенной осью его поворота, мм
- R_c — предел текучести, МПа
- $R_{p.e.s}$ — условный предел текучести, МПа
- s — путь, ход, мм
- s_1 — ход сжатия, мм
- s_2 — ход отбоя, мм
- t — время, мин

- l' — расстояние в поперечном направлении между внешним и внутренним шарнирами поперечной тяги, мм
 l_a — длина средней тяги, м
 l_0 — длина поперечной тяги, мм
 l_1 — длина поперечной тяги при виде сзади, мм
 l_2 — длина поперечной тяги при виде сверху, мм
 v — скорость, м/с
 V — схождение колес, мм
 α — угол между осью колеса и полуосью при виде сзади; угол между поперечным рычагом и поперечной тягой; полюсный угол, характеризующий положение поперечной тяги; угол бокового увода шины; угол отклонения шарового пальца в поперечной плоскости, градус
 β — угол отклонения шарнира в продольной плоскости, градус
 γ — угол развала колес, градус
 $\Delta\delta$ — разность углов поворота управляемых колес, градус
 $\delta_{a, i}$ — фактический угол поворота наружного, внутреннего управляемого колеса, градус
 δ_A — угол Аккермана: средний угол поворота управляемых колес с учетом углов их увода относительно центра передней оси, градус
 δ_{Aa} — заданный угол поворота наружного колеса по Аккерману, градус
 $\Delta\delta_a$ — отклонение угла поворота наружного колеса от заданного значения, градус
 $\Delta\delta_A$ — разность углов поворота управляемых колес по Аккерману (заданное значение $\Delta\delta_A = \delta_i - \delta_{Aa}$), градус
 $\Delta\delta_e$ — доля угла поворота колеса вследствие податливости, градус
 $\Delta\delta_F$ — ошибка угла поворота колес ($\Delta\delta_F = \delta_a - \delta_{Aa} = \Delta\delta - \Delta\delta_A$), градус
 δ_H — угол поворота рулевого колеса, градус
 $\Delta\delta_{He}$ — доля угла поворота рулевого колеса вследствие податливости, градус
 $\Delta\delta_{Hh}$ — доля угла поворота рулевого колеса вследствие управления, градус
 $\Delta\delta_{HR}$ — остаточный угол поворота рулевого колеса, градус
 $\Delta\delta_{HS}$ — доля среднего угла поворота обонх колес вследствие управления, градус
 δ_m — средний угол поворота колес [фактическое значение $\delta_m = (\delta_a + \delta_i)/2$], градус
 $\Delta\delta_m$ — область средних углов поворота колес при определении i_D , градус
 $\Delta\delta_R$ — средний остаточный угол поворота обонх колес, градус
 δ_o — угол схождения колес, градус
 η — пространственный угол поворота шкворневой оси колеса ($\text{tg } \eta = \text{tg}^2\sigma + \text{tg}^2\tau$), градус
 λ — фактический угол поворота рычага рулевой трапеции, градус
 λ' — проекция угла поворота рычага рулевой трапеции на шкворневую ось, повернутую в вертикальное положение ($\sin \lambda' = \sin \lambda \cos \sigma_0$), градус
 ξ — угол стреловидности полуоси при виде сверху; угол между поперечной тягой и поперечным рычагом при виде сверху, градус
 σ — начальный угол наклона сошки маятникового рычага, градус
 σ — угол поперечного наклона шкворневой оси, градус
 σ_B — предел прочности, МПа
 $\sigma_{b\omega}$ — предел выносливости, МПа
 μ_s — коэффициент поперечного сцепления шины с дорогой
 κ — угол поворота поперечной рулевой тяги, градус
 τ — угол продольного наклона шкворневой оси, градус

Индексы:

- А — по Аккерману
 С, D, E, G, U, T — центры сочленений
 a — наружный
 g — полный
 h — задний

- i* — внутренний
- l* — левый
- r* — правый
- v* — передний
- x, y, z* — направления
- доп — допустимый
- м — «мертвый»
- нагр — с нагрузкой (три человека массой по 68 кг каждый)
- ненагр — без нагрузки
- 0 — на стоянке
- 1 — в движении

ПЕРЕЧЕНЬ НАЗВАНИЙ ИНОСТРАННЫХ ФИРМ И АВТОМОБИЛЕЙ, ПРИВЕДЕННЫХ В КНИГЕ В РУССКОЙ ТРАНСКРИПЦИИ

Русское написание	Оригинальное написание	Русское написание	Оригинальное написание
Альфа-Ромео	Alfa-Romeo	Оризон	Horizon
Альфетта	Alfetta	Пассат	Passat
Аргента	Argenta	Пежо	Peugeot
Аскона	Ascona	Поло	Polo
Ауди-кватро	Audi Quattro	Порше	Porsche
Ауди-НСУ ауто-	Audi NSU Auto	Прелюд	Prelude
унион	Union	Рекорд	Rekord
БМВ	BMW	Рено	Renault
Богe	Boge	Ро-80	Ro-80
Виза	Visa	Ритмо	Ritmo
Вольво	Volvo	Ровер	Rover
Гетце	Goetze	Сенатор-монца	Senator-Monza
Гольф	Golf	Сирокко	Scirocco
Гранада	Granada	Сити-Ластер	City-Laster
Даймлер-Бенц	Daimler-Benz	Ситроен	Citroen
Дерби	Derby	Стабилус	Stabilus
Джулна	Gulia	Станца	Stanza
ЗГФ	SGF	Стар	Star
ИНА	INA	Старион	Starion
Кадет	Kadett	Тагора	Tagora
Камаро	Camaro	Тальбо	Talbot
Капри	Capri	Тойота	Toyota
Кампаньола	Campagnola	Транспортер	Transporter
Корса	Corsa	Унимог	Unimog
Лейланд	Leyland	ФАГ	FAG
Лемфердер ме-	Lemförder Metall-	Фиат	Fiat
талльварен	waren	Фиеста	Fiesta
Лянчия	Lancia	Фольксваген	Volkswagen
МАН	MAN	Форд	Ford
Мазда	Mazda	Хонда	Honda
Манта	Manta	Цанрадфабрик	Zahnradfabrik
Метро	Metro	Целика	Celica
Мицубиси	Mitsubishi	Шевроле	Chevrolet
Наделла	Nadella	Эренрайх	Ehrenreich
Наделлок	Nadellok	Эскорт	Escort
Ниссан	Nissan	Ягуар	Jaguar
Опель	Opel		

1. ТРЕБОВАНИЯ К РУЛЕВОМУ УПРАВЛЕНИЮ

Водитель как легкового, так и грузового автомобиля должен выбрать угол поворота рулевого колеса так, чтобы отклонение автомобиля от заданного направления движения было или оставалось минимальным. Однако между выполняемым при этом поворотом рулевого колеса и требуемым изменением направления движения однозначная функциональная взаимосвязь отсутствует, так как цепочка «поворот рулевого колеса — изменение угла поворота передних колес — формирование боковых сил — изменение направления движения» нелинейна вследствие ограниченной жесткости элементов рулевого управления. Поэтому во время езды взаимосвязь между углом поворота рулевого колеса и вызванным им изменением направления движения постоянно изменяется. В результате водитель вынужден перерабатывать большой объем информации, которая выходит далеко за рамки чисто визуальной (отклонение автомобиля от заданного направления движения). Сюда следует также отнести, например, вынужденный наклон водителя под воздействием поперечного ускорения и стабилизирующий момент на рулевом колесе, ощущаемый водителем.

Задачей рулевого управления является возможно более однозначное преобразование угла поворота рулевого колеса в угол поворота колес и передача водителю через рулевое колесо информации о состоянии движения автомобиля.

1.1. ТРЕБОВАНИЯ К НАДЕЖНОСТИ

При блокировке рулевого управления, при разрушении или ослаблении какой-либо из его деталей автомобиль становится неуправляемым, а авария почти неизбежной. Вот почему надежность всех деталей рулевого управления играет исключительную роль и является причиной того, что тип и качество исполнения рулевого управления должны быть точно определены в акте «Разрешение на эксплуатацию». Конструкторы, а также работники ремонтных предприятий особенно должны учитывать следующее:

надежность всех резьбовых соединений должна быть обеспечена контргайками, шплинтами, стопорными шайбами или (для ускорения сборки) самостопорящимися гайками (рис. 1.1). В особых случаях допустима чеканка. С этой же целью необходимо выдерживание требуемого момента затяжки;

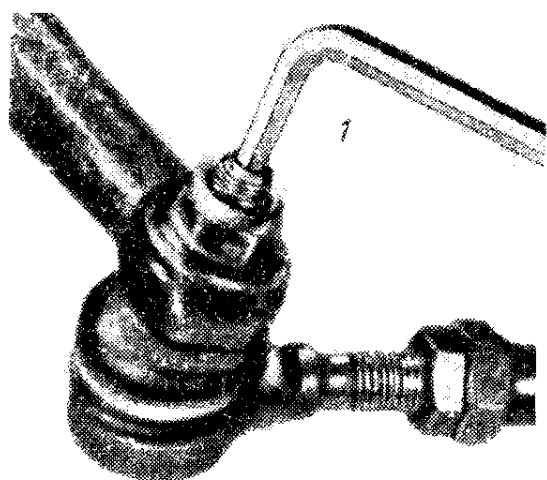


Рис. 1.1. При затягивании самосто-
пящейся гайки шаровой палец, входя-
щий в конусное отверстие, может про-
кручиваться. Для предотвращения это-
го на шаровых пальцах в автомобилях
фирмы «Даймлер-Бенц» мод. 190/190 E
предусмотрено углубление под шести-
гранный ключ 1

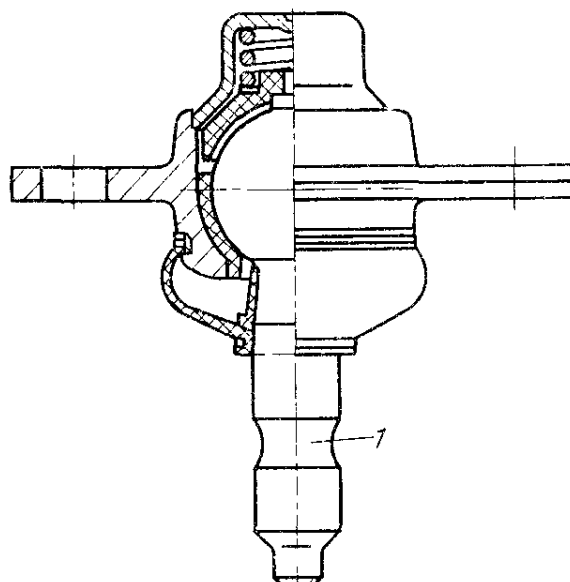


Рис. 1.2. Шаровой шарнир фирмы
«Эренрайх», способный воспринимать
силы, действующие в боковых и про-
дольных направлениях:
1 — канавка для фиксирующего винта

посадка шарового пальца
в отверстие с конусностью
1 : 10 (см. табл. 6) или в от-
верстие, выполненное с определенным допуском, должна фиксироваться винтом, расположенным перпендикулярно к пальцу и входящим в канавку в нем, как это показано на рис. 1.2. Корпус шарового шарнира здесь выполнен из стали С 35 V (σ_B от 600 до 750 МПа), палец — из стали 41Cr4V (σ_B от 900 до 1050 МПа). Поверхности упрочнены давлением и отполированы накатыванием ($R_z = 5$ мкм);

материалы для всех передающих усилия деталей, таких, как рычаги рулевой трапеции, поворотные рычаги, поперечная тяга, шаровые шарниры и т. д., должны обладать достаточно большим относительным удлинением ($A_5 = 12$ %). При перегрузке эти детали должны пластически деформироваться, но не разрушаться (см. рис. 3.61). Детали из материалов с малым относительным удлинением, например из чугуна или алюминия, должны быть соответственно толще.

Кроме того, для обеспечения безопасности должно быть предусмотрено следующее:

вал рулевого колеса должен изгибаться или расцепляться при аварии, труба рулевой колонки и ее крепление не должны препятствовать этому процессу. Эти требования уже реализуются в автомобилестроении в виде травмобезопасных рулевых колонок (рис. 1.3—1.6; см. также п. 3.5);

рулевое колесо должно деформироваться при аварии и поглощать передаваемую на него энергию. При этом оно не должно разрушаться, образовывать осколки и острые кромки (рис. 1.7);

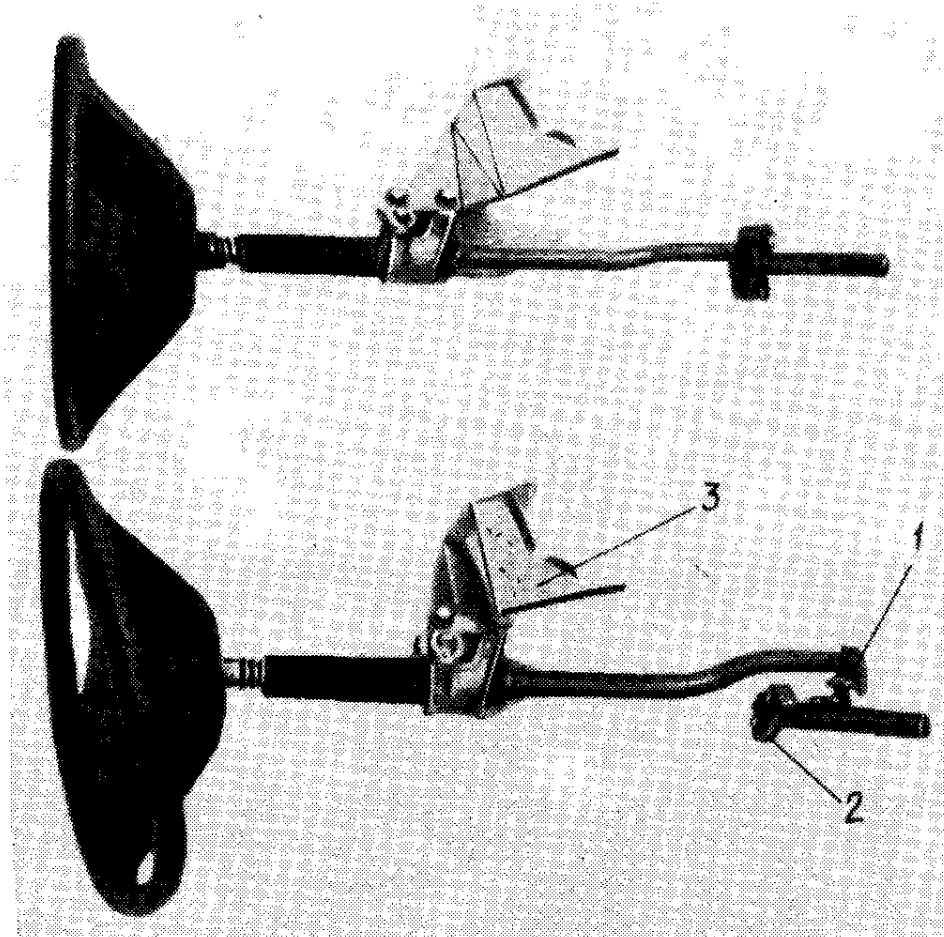


Рис. 1.3. Травмобезопасная рулевая колонка автомобиля «Ауди-100» мод. 83 в нормальном состоянии (вверху) и в состоянии после удара (внизу). При деформации передней части автомобиля или при ударе водителя о рулевое колесо штифт 1 выскакивает из втулки 2, расцепляя звенья вала рулевого колеса и позволяя им смещаться относительно друг друга. Энергия, воспринимаемая трубой рулевой колонки, поглощается консолью 3, связывающей эту трубу с приборной панелью

ограничители поворота передних колес на поворотных рычагах или на корпусе рулевого механизма должны сохранять жесткость даже при больших нагрузках. Это предотвращает перекручивание тормозных шлангов, трение шин о брызговик крыла и повреждения деталей передней подвески и рулевого управления. Особенно опасны эти явления при наличии цепей противоскольжения [5];

люфты в рулевом механизме должны компенсироваться автоматически или должна быть предусмотрена возможность их легкого устранения. Наличие «мертвого хода» в нейтральном положении ведет к снижению безопасности езды и уменьшает точность выдерживания направления движения (см. табл. 2—4). Однако выбор люфтов требует определенной профессиональной подготовки.

Переделки рулевого управления не должны угрожать безопасности не только пассажиров, но и других участников дорожного движения. Поэтому такие переделки, а также замена деталей, которая может повлечь за собой уменьшение безопасности, запре-

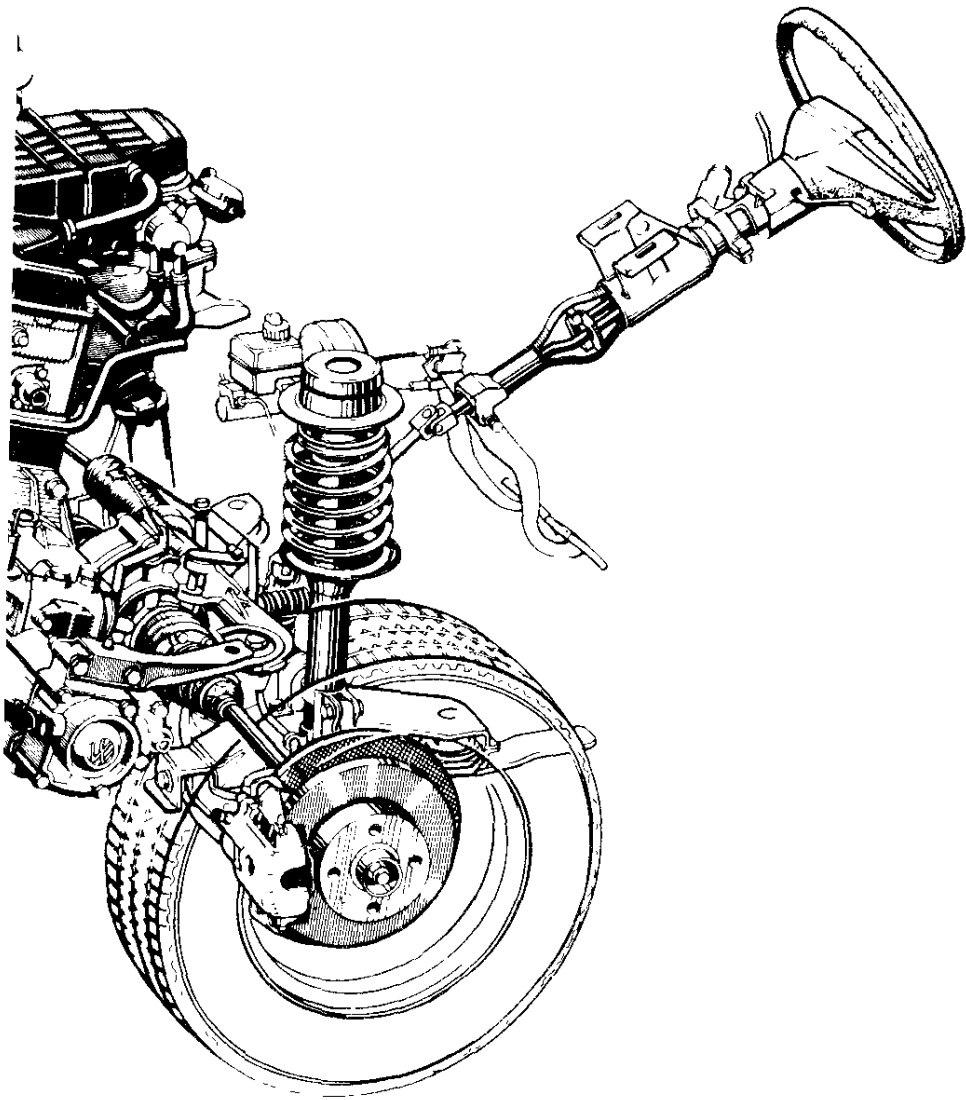


Рис. 1.4. Передняя подвеска автомобиля «Гольф II» (мод. 1984 г.) фирмы «Фольксваген». В середине рулевой колонки предусмотрена расцепляющая муфта, настолько жесткая на изгиб, что, как и прежде, два подшипника обеспечивают крепление вала рулевого колеса (см. рис. 3.85). Труба рулевой колонки имеет прорези, причем оставшиеся перемычки изогнуты, обеспечивая податливость колонки при ударе водителя о рулевое колесо (см. рис. 3.110)

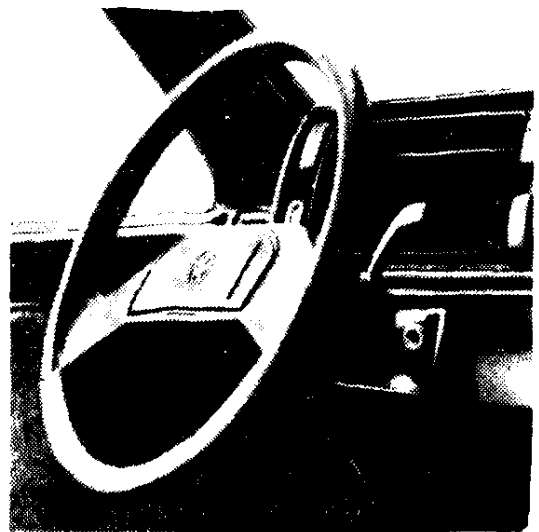


Рис. 1.5. Травмобезопасное рулевое колесо автомобиля «Гольф II» (мод. 1984 г.) фирмы «Фольксваген» с двумя спицами обеспечивает хороший обзор приборной панели. Клавиша звукового сигнала расположена в центре рулевого колеса

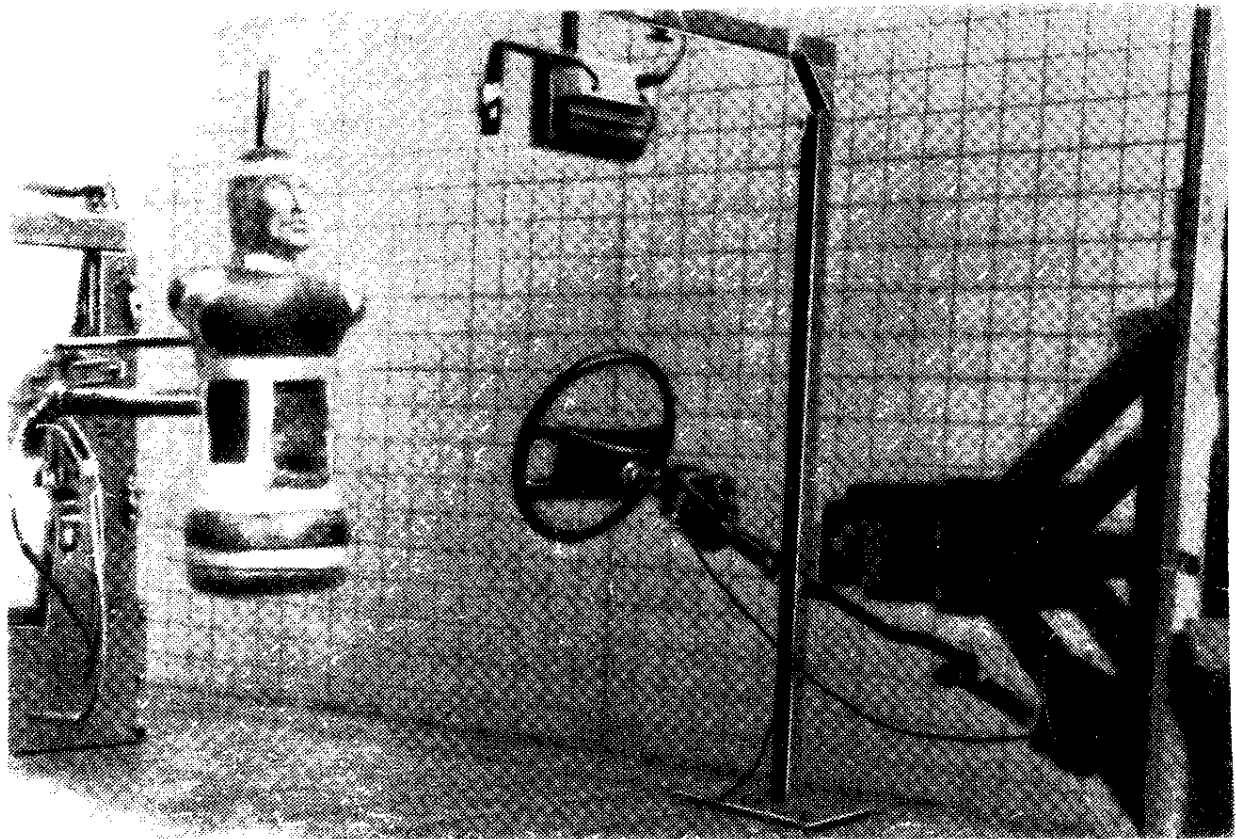


Рис. 1.6. Стенд фирмы «Ауди-НСУ ауто-унион» для испытаний рулевого колеса в рулевой колонке на их безопасность. На снимке представлен момент испытания деталей автомобиля «Ауди-100» мод. 83

цены § 19 (2) «Правил допуска к эксплуатации». Если же в рулевое управление вносятся какие-либо изменения без согласия завода-изготовителя, то «Разрешение на эксплуатацию» автомобиля теряет силу, т. е. такой автомобиль запрещено эксплуатировать на дорогах общего пользования. В этом случае также аннулируется страховой договор, вследствие чего при аварии автомобиля, имеющего недопустимые переделки, его водитель несет ответственность за весь нанесенный при аварии ущерб.

В августе 1973 г. Министерство транспорта и связи ФРГ выпустило подробное описание недопустимых изменений рулевого управления. Оно было опубликовано в виде брошюры [8]. Некоторые из таких изменений приведены в табл. 1.

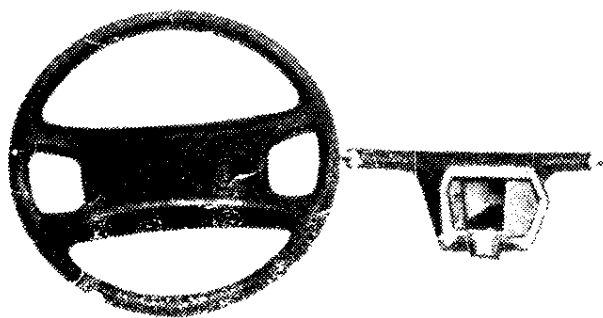


Рис. 1.7. Покрытое толстым слоем губчатой резины травмобезопасное рулевое колесо автомобиля «Ауди-100» мод. 83 (слева). На макете сечения этого колеса (справа) видна клавиша звукового сигнала, которую можно нажать с любой стороны, и зубчатый профиль для крепления ступицы рулевого колеса к его валу

1. Примеры изменений рулевого управления автомобиля, влекущих за собой аннулирование «Разрешения на эксплуатацию» этого автомобиля [8]

Часть автомобиля	Вид и объем изменения	Примечания
1.1. Рулевое управление	<p>11.1. Изменение рулевого управления (даже рычага), в частности:</p> <p>11.2. Замена серийного рычага на рычаг другой конструкции (например, поворотного рычага)</p> <p>11.3. Замена серийного рулевого колеса на рулевое колесо с таким же или другим числом спиц и/или такого же или другого диаметра</p>	<p>Такая замена, однако, допустима, если она учтена заводом-изготовителем в «Разрешении на эксплуатацию» (§ 20) или если новый рычаг подпадает под действие § 22 «Разрешения»</p> <p>Такая замена, однако, допустима, если новое рулевое колесо подпадает под действие § 22 «Разрешения»</p> <p>Последующая установка рулевого колеса иного диаметра влечет за собой аннулирование «Разрешения»</p>

1.2. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

К этим требованиям относятся: сокращение числа деталей рулевого управления, упрощение технологии его изготовления, уменьшение габаритов, предотвращение необходимости в регулировке во время эксплуатации и в уходе за всеми подвижными деталями.

Этим требованиям, а также тем, которые предписывают возможность прогиба передней части автомобиля при столкновении, в наибольшей степени удовлетворяет рулевое управление с реечным механизмом при креплении боковых тяг к концам зубчатой рейки (см. рис. 3.9).

1.3. ТРЕБОВАНИЯ, ОПРЕДЕЛЯЕМЫЕ УСЛОВИЯМИ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕМ

Рулевое управление, обеспечивающее хорошую управляемость автомобиля, должно характеризоваться следующим.

Поворотный момент на колесе не должен быть слишком большим, однако автоматический возврат рулевого управления в нейтральное положение должен быть обеспечен даже при небольших скоростях движения. Установка шин иного размера или иной геометрии по сравнению с шинами, указанными в техническом паспорте автомобиля, может непредсказуемо изменить значение стабилизирующего момента [4]. Также опасно уменьшение развала колес (и связанное с этим увеличение угла поперечного наклона осей поворота колес), а также увеличение колес (см. рис. 2.9 и 2.10).

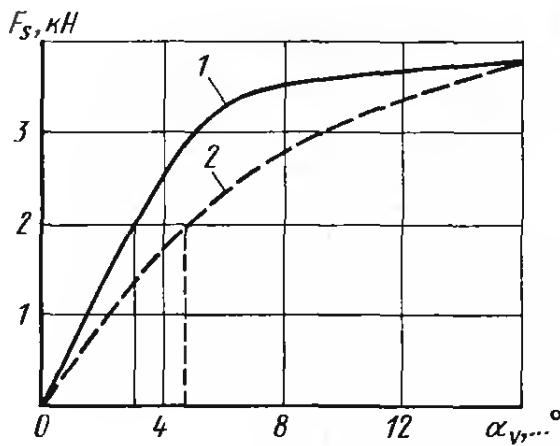


Рис. 1.8. Изменение боковой силы F_s , передаваемой радиальной шиной 175 SR 14 со стальным кордом (1) и сравнимой с нею диагональной шиной 6.40 S 13 4 (2) в зависимости от угла бокового увода α_v при нагрузке на колесо $m_v/2 = 475$ кг

Рулевое управление должно быть легким, что обеспечивается повышением КПД этого управления в целом и правильным выбором его передаточного числа при достаточно быстрой «реакции» шин. Например, на рис. 1.8 можно видеть, что при угле бокового увода $\alpha_v = 3^\circ$ радиальная шина со стальным кордом передает такую же боковую силу (2 кН), как и диагональная шина при $\alpha_v = 4,8^\circ$. Благодаря этому водитель легкового автомобиля с радиальными шинами при движении на повороте или для его начала должен поворачивать рулевое колесо на меньший угол. Кроме того, автомобиль быстрее реагирует на поворот этого колеса. Большое влияние на легкость рулевого управления оказывает также нагрузка на переднюю ось. При заднем и среднем расположении двигателя она меньше, вследствие чего управление таких автомобилей легко даже без использования гидроусилителя (см. п. 4.1.6). Тяжелее всего колеса поворачиваются при стоящем автомобиле. При этом требуемое для поворота усилие зависит от передаточного числа рулевого управления, давления воздуха в шинах и площади пятна контакта колеса с дорогой. Широкие плоские беговые дорожки, такие, как, например, у шин серий «50», «55» и «60», увеличивают момент сопротивления повороту (см. табл. 14). Плечо обкатки практически не оказывает влияния на легкость управления.

Угол поворота управляемых колес должен быть достаточно большим, чтобы диаметр разворота автомобиля по габариту был возможно меньше [5].

Рулевое управление должно быть достаточно плавным, т. е. удары вследствие неровностей дороги и колебаний колес должны максимально демпфироваться (см. п. 2.8). Для этого могут специально предусматриваться упругие элементы в соответствующих местах рулевого управления (см. рис. 3.55, 3.59, 3.114), и напротив, податливые опоры передней подвески снижают плавность этого управления. Они должны иметь определенную жесткость, чтобы удары, вызванные обкатыванием радиальными шинами со стальным кордом неровностей дороги, не передавались на рулевое управление (см. рис. 3.2 и начало п. 2.7). Кроме того, необходимо учитывать изменение схождения колес, используемое для наклона передних колес в сторону недостаточной поворачиваемости автомобиля вследствие крена (см. рис. 3.16). Во многих случаях проще установить амортизаторы рулевого управления (см. п. 3.4).

Передняя подвеска также должна хорошо воспринимать поперечные силы. Вследствие параллельности обоих управляемых колес при углах их поворота примерно до 5° и большего поворота наружного колеса при больших диаметрах разворота автомобиля шина этого колеса, более нагруженная при движении на повороте, должна испытывать более высокий боковой увод (см. рис. 4.2; [5]). Важную роль также играет развал колес: чем меньше наружное колесо наклоняется в сторону положительных углов развала, а внутреннее — в сторону отрицательных, тем меньше потеря боковой силы ΔF_s (см. рис. 2.18).

1.4. РЕАКЦИЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ НА ПОВОРОТ ПОСЛЕ ДВИЖЕНИЯ ПО ПРЯМОЙ

В первом издании книги *Fahrwerktechnik 3* (Шасси автомобиля), вышедшем в 1973 г., этот раздел назывался «Скорость реакции рулевого управления», что было оправдано, учитывая тогда еще применявшиеся сверхбаллоны диагональной конструкции ($H/B = 0,95$; [4]). Однако в последующем на автомобилях, эксплуатирующихся в ФРГ, стали устанавливаться исключительно радиальные шины со стальным кордом, которые не только лучше «идут» по прямой, но и даже при небольших углах поворота могут воспринимать значительно большие боковые силы (см. рис. 1.8). Это преимущество становится еще более явным при высоких скоростях движения, так как более тяжелый стальной корд дополнительно напрягается центробежной силой, что способствует более быстрому возникновению боковых сил. При этом рулевое управление с малым передаточным числом и очень малой податливостью может сделать автомобиль несколько «опасным» для неопытного водителя. Это особенно заметно при установке на спортивном легковом автомобиле более плоских шин серии «60» или даже «50». В таких случаях даже самого малого поворота передних колес достаточно, чтобы движущийся с большой скоростью автомобиль резко изменил направление движения, т. е. чувствительность рулевого управления здесь слишком велика. Для начинающего водителя определенные трудности при этом представляет также овладение автомобилем после смены полосы движения.

Со стороны ходовой части этот недостаток может быть устранен обеспечением недостаточной поворачиваемости, что при повышенных углах поворота передних колес требует больших углов бокового увода передних шин, чем задних ($\alpha_v \approx \alpha_h$ [4]; более подробно этот вопрос рассмотрен в работе [5]). На рис. 1.9 представлены результаты резкого поворота передних колес при скорости движения 100 км/ч. При этом водитель поворачивал рулевое колесо на 100° за 0,2 с. Шины обоих передних колес получили угол бокового увода около 5° , причем этот угол для задних колес все время сохраняет меньшее значение и стабилизируется несколько позже, чем для передних. Это говорит о недостаточной поворачиваемости подвергнутого этому испытанию автомобиля.

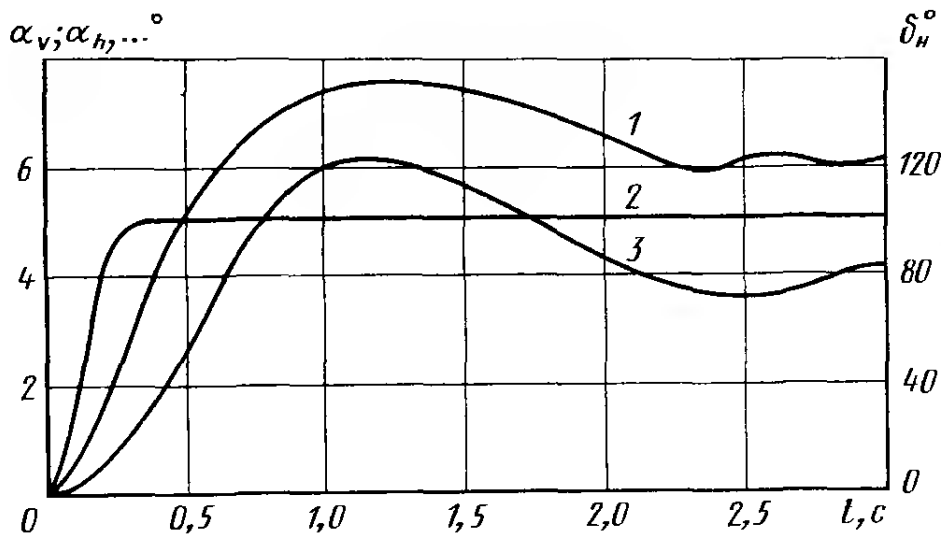


Рис. 1.9. Изменение угла бокового увода α_v и угла поворота рулевого колеса δ_H при резком повороте этого колеса на автомобиле фирмы «Даймлер-Бенц»:
 1 — боковой увод переднего правого колеса; 2 — угол поворота рулевого колеса влево;
 3 — боковой увод заднего правого колеса

Отрицательным свойством автомобиля с недостаточной поворачиваемостью является ухудшение удобства управления, особенно тогда, когда из-за высокой нагрузки на переднюю ось рулевое управление должно иметь также очень большое передаточное число (например, $i_s = 24,6$, см. табл. 16). Выходом здесь может быть применение усилителя рулевого управления при снижении передаточного числа до 16—18. Тогда при ограничении усилий на рулевом колесе автомобиль становится более безопасным, более удобным в управлении и более точно выдерживает направленные движения (см. п. 4.1.5).

Резкость поворота, обусловленная шинами, может быть скомпенсирована оптимальным выбором характеристик рулевого управления, т. е. оптимизацией его податливости относительно нейтрального положения. Речь при этом идет ни о люфтах в сочленениях (которые отрицательно повлияли бы на выдерживание автомобилем заданного направления движения), ни об упругом сопротивлении рулевого управления, соответствующем напряжению торсиона, который высвобождая запасенную в нем в этом случае энергию, непредсказуемо увеличивал бы угол поворота передних колес. В результате передняя подвеска внезапно вызвала бы избыточную поворачиваемость. Как сказано в п. 3.6.1, между рулевой колонкой и рулевым механизмом или в конструкции крепления рулевого управления с реечным механизмом предусматриваются резиновые элементы, допускающие его точно определенный ход (или угол поворота), пока момент на колесе не достигнет определенного значения. В таких случаях свободный ход рулевого колеса, как правило, отсутствует. У автомобиля на стоянке передние колеса реагируют на небольшой поворот рулевого колеса. Однако при этом оба колеса должны быть жестко связаны между собой независимо от того, находятся ли они в нейтральном поло-

жении или повернуты. Более благоприятными при этом оказались амортизаторы с прогрессивной характеристикой, так как уже при небольшом ходе они развивают большое усилие демпфирования [8]. Благодаря этому на повороте уменьшается крен кузова, а также изменение развала колес.

1.5. НЕИСПРАВНОСТИ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ И ИХ ВОЗМОЖНЫЕ ПОСЛЕДСТВИЯ

Все автомобили и прицепы с индивидуальным официальным отличительным знаком, эксплуатирующиеся в ФРГ, в соответствии с § 29 «Правил допуска к эксплуатации» через определенные промежутки времени должны проходить проверку на надежность и соответствие «правилам». Проверки проводятся согласно единым инструкциям, изданным Союзом работников технического контроля (TÜV) в отдельных землях ФРГ, соответствующими ведомствами в Гамбурге и Бремене (TÜA), а также Государственным управлением технического контроля в Гессене (TÜH). Эти инструкции являются основой для отчета о проверке; 11 пунктов в нем касаются неисправностей рулевого управления.

1.5.1. Легковые и грузопассажирские автомобили

Кёльнское издательство *TUV Rheinland* ежегодно публикует отчеты, которые позволяют оценить возможные неисправности автомобиля. Так, в отчете за 1983 г. [7] опубликованы результаты примерно 60 млн. проверок автомобилей 74 моделей, строящихся как в ФРГ, так и за ее пределами. Из 11 пунктов проверки относящихся к рулевому управлению, в отчете упоминаются только три, касающиеся наиболее часто встречающихся неисправностей: свободного хода рулевого колеса, нарушения уплотнения рулевого механизма и люфта рычага рулевой трапеции.

Пункты 306 «Уплотнение рулевого механизма» и 307 «Защитные манжеты», которые содержат все отчеты об испытаниях, были объединены в один — «Рулевой механизм». Табл. 2 показывает, какая доля от общего числа легковых и грузопассажирских автомобилей различных сроков службы, проверенных в 1982 г., была неисправна. Здесь же указаны виды неисправностей и их возможные последствия.

Примерно 75 % исследованных автомобилей были оборудованы реечным рулевым управлением, около 25 % — рулевым управлением с винтовой передачей и зубчатой парой, а также рулевым управлением с механизмом типа «червяк — ролик» (см. п. 3.2). Как видно из табл. 2, из каждых 1000 проверенных легковых и грузопассажирских автомобилей примерно только 10 имели слишком большой люфт в реечном рулевом управлении; для 20 из 1000 автомобилей эта неисправность отмечена в отношении рулевого управления двух других типов. Однако люфт в рулевом управле-

2. Выдержка из отчета [7] с точным описанием неисправностей автомобилей, находящихся в эксплуатации 2, 4, 6 и 8 лет, и указанием возможных последствий этих неисправностей

Номер пункта	Объект проверки	Неисправность	Для неисправных автомобилей при сроке эксплуатации, %				Возможные последствия
			2 года	4 года	6 лет	8 лет	
303	Свободный ход рулевого колеса	Люфт в отдельных шарнирах, свободный ход рулевого механизма	0,2	0,5	1,0	1,7	Колебания рулевого управления, неточность выдерживания направления движения. Слишком медленная передача сил реакции и коррекции направления движения. Снижение устойчивости прямолинейного движения. Повышенное ощущение водителем бокового ветра и рельсов при их переезде
306 и 307	Рулевой механизм: уплотнение и защитные манжеты	Потеря защитной манжетой уплотняющих свойств, появление в ней пор или повреждение	0,4	1,2	2,3	2,6	Повышенное изнашивание. Появление больших зазоров, трудность управления. При ослаблении крепления манжеты — потеря управляемости, снижение точности управления
310	Рычаги и тяги рулевой трапеции	Изгиб или повреждение. Значительный вертикальный люфт рычага рулевой трапеции. Повреждение защитных манжет на шарнирах. Стопорные элементы на соединительных деталях отсутствуют или не соответствуют требованиям	0,4	1,4	2,5	4,1	Схождение колес становится неправильным, вследствие чего повышается износ шин, нарушается движение по прямой. Возможно освобождение или разрушение рычага рулевой трапеции и шарниров, что влечет за собой полный выход из строя рулевого управления. Дефекты манжет повышают изнашивание. При слишком большом люфте — колебания и неточности рулевого управления, а также склонность к «влянию» колес

**3. Пункты проверки, из-за своей незначительности
не вошедшие в отчет [7]**

Номер пункта	Объект проверки	Неисправность	Доля неисправных автомобилей при соответствующем сроке службы, %				Возможные последствия
			2 года	4 года	6 лет	8 лет	
301	Ограничители поворота колес	Слишком позднее или слишком раннее ограничение поворота колес	0,0	0,0	0,0	0,2	Слишком большой поворот колес влечет за собой их касание о брызговики, повышение нагрузки на шарниры полуосей при переднем расположении двигателя, а также грозит перекручиванием тормозных шлангов и увеличением диаметра разворота по габариту
302	Трудность управления	Затруднение хода рулевого механизма, маятниковых рычагов и/или вала рулевого колеса	0,1	0,2	0,3	0,6	Замедление реакции управления, недостаточное ощущение водителем бокового ветра, воды на дороге и гололеда
304	Рулевое колесо	Недопустимое или дефектное рулевое колесо	0,1	0,2	0,3	0,5	Аннулирование акта «Разрешение на эксплуатацию», опасность аварии
305	Рулевая колонка, подшипники вала рулевого колеса	Ослабление крепления рулевой колонки, люфт подшипников вала рулевого колеса	0,0	0,2	0,3	0,7	Колебания рулевого управления, неточность выдерживания направления движения, повышенный люфт рулевого управления
308	Крепление рулевого механизма	Ослабление винтов крепления рулевого механизма или их отсутствие	0,1	0,1	0,2	0,4	Повышение люфта, появление «мертвого хода» рулевого управления при полном ослаблении крепления
309	Шарниры рулевых тяг и рычагов	Недопустимый люфт в шарнирах боковых и средней тяг, повреждение защитных колпачков, отсутствие или непригодность стопорных элементов на резьбовых соединениях	0,3	1,0	1,9	3,2	Полный выход рулевого управления из строя при потере или разрушении одной из деталей, износ шарнирных сочленений, опасность выхода цапфы из шарового подпятника. Прочие последствия неисправности см. в табл. 2

Номер пункта	Объект проверки	Неисправность	Доля неисправных автомобилей при соответствующем сроке службы, %				Возможные последствия
			2 года	4 года	6 лет	8 лет	
311	Амортизаторы рулевого управления или усилителя этого управления	Потеря работоспособности, повреждение или ослабление амортизатора. Полный или частичный выход из строя усилителя рулевого управления	0,0	0,0	0,1	0,3	Колебания рулевого управления, неточность выдерживания направления движения, склонность колес к «вилянию». Управление очень затруднено

нии, как показано ниже (см. рис. 3.32 и 3.37), может быть легко устранен. В современных рулевых механизмах хотя и предусматривается возможность регулирования люфта, однако они, как правило, не требуют ухода (см. рис. 3.33 и 3.34). Иное дело — уплотнения. Примерно у 45 из каждых 1000 проверенных автомобилей была обнаружена неисправность по меньшей мере одного из уплотнений защитных манжет, охватывающих зубчатую рейку (см. рис. 3.22, поз. 7). По сравнению с этим только в 15 из каждых 1000 случаев отмечена утечка смазочного материала в рулевых механизмах с вращательным движением на выходе, что можно объяснить наличием уплотнительного кольца на валу сошки (см. рис. 3.32, поз. 8)

Как сказано выше, из 11 пунктов проверки, относящихся к рулевому управлению, в отчете приведены только три, причем один из них — объединенный из двух пунктов. Претензии проверяющих по остальным семи пунктам были настолько редки, что их не имело смысла публиковать. В табл. 3 приведены результаты дополнительной проверки рулевого управления, в которой также указана средняя доля автомобилей, имеющих определенную неисправность, и ее возможные последствия. Однако для автомобилей отдельных типов частота появления неисправностей по какому-либо пункту проверки могла и превышать среднее значение. Если при этом превышение лежало выше 5 %-ной границы, то эту неисправность относили в графу «Прочие случайные неисправности» общего пункта «Рулевое управление» для соответствующего автомобиля. В 1979 г., например, узлами с такими неисправностями у автомобилей после 6 лет эксплуатации были:

- передние колеса автомобиля «Мини»;
- тяжелое рулевое управление автомобиля «Фиат-126»;

рулевая колонка автомобилей «Фнат-132» и «Форд-капри»; амортизаторы рулевого управления автомобилей мод. 1302/1303 и 1600 фирмы «Фольксваген».

У 4,7 % автомобилей «Мини» четырех- и у 6,2 % шестилетнего срока службы было обнаружено недопустимое, установленное после покупки автомобиля рулевое колесо. В 1973 г. эти цифры возросли до 14 и 16 % соответственно. Как видно из пункта «Рулевое колесо» табл. 3, акт «Разрешение на эксплуатацию» для этих автомобилей потерял силу (см. также конец п. 1.1).

1.5.2. Грузовые автомобили

В 1977 г. были опубликованы данные о неисправностях, выявленных в грузовых автомобилях различных сроков службы [9]. В соответствии с конструктивными и технологическими особенностями эти автомобили были разбиты на четыре класса, а именно, в зависимости от допустимой полной массы:

- малой грузоподъемности (до 3,5 т);
- средней грузоподъемности (свыше 3,5 до 7,5 т);
- большой грузоподъемности (свыше 7,5 до 16 т);
- особо большой грузоподъемности (свыше 16 т).

Согласно ДИН 70010 грузовые автомобили, как и автобусы, автомобили специального назначения, относятся к группе безрельсовых транспортных средств для перевозки грузов, пассажиров и для нетранспортных работ. В табл. 4 указаны доли от общего числа автомобилей после 2, 4, 6 и 8 лет эксплуатации, признанных неисправными по различным пунктам проверки.

Описание неисправностей этих автомобилей и их возможные последствия можно найти в табл. 2 и 3. В последней из этих таблиц отсутствуют пункты 306 и 307 «Рулевой механизм», но добавлен пункт 309 «Шарниры рулевых тяг и рычагов». За исключением нескольких грузовых автомобилей малой грузоподъемности с независимой подвеской передних колес рулевые механизмы автомобилей всех других типов имеют на выходе вращательное движение. Появление неплотностей у этих механизмов, как сказано выше, маловероятно. В классической рулевой трапеции кроме поперечной тяги имеется еще продольная (см. рис. 3.4, поз. 6 и 3). Четыре шаровых шарнира этих тяг испытывают гораздо более высокие нагрузки и более интенсивно загрязняются, чем у легковых автомобилей. Как видно из табл. 3, только примерно 1,9 % легковых автомобилей, находящихся в эксплуатации в течение 6 лет, имели неисправные шарниры рулевых тяг и рычагов (пункт 309); этот же недостаток имели в среднем 6 % грузовых автомобилей. Сказанное справедливо в отношении пункта 310 в табл. 2 и 4. Только 2,5 % легковых автомобилей были признаны неисправными по этому пункту, для грузовых автомобилей малой грузоподъемности это число составило 7,5 %. Поскольку кабина у них часто расположена над двигателем или перед ним, передние

4. Неисправности рулевого управления и частота их появления в зависимости от массы грузового автомобиля и срока его службы [9]. Возможные последствия см. в табл. 2 и 3

Номер пункта	Объект проверки	Неисправность	Доля неисправных автомобилей соответствующей полной массы и срока службы, %																			
			До 3,5 т				Свыше 3,5 до 7,5 т				Свыше 7,5 т до 16 т				Свыше 16 т							
			До 2 лет	До 4 лет	До 6 лет	Свыше 6 лет	До 2 лет	До 4 лет	До 6 лет	Свыше 6 лет	До 2 лет	До 4 лет	До 6 лет	Свыше 6 лет	До 2 лет	До 4 лет	До 6 лет	Свыше 6 лет				
303	Свободный ход рулевого колеса	Люфт в рулевом механизме и/или в отдельных сочленениях	1,1	2,2	3,3	4,1	0,8	1,3	2,2	3,2	Данные отсутствуют											
309	Шарниры рулевых тяг и рычагов	Недопустимый люфт в шарнирах боковых и средней тяг, повреждение защитных колпачков, отсутствие или негодность стопорных элементов на резьбовых сочленениях	4,5	6,3	6,7	7,8	0,8	1,4	2,3	4,7	2,7	4,2	5,2	6,4	4,9	7,4	9,7	9,9				
310	Рычаги и тяги рулевой трапеции	Изгиб или повреждение, значительный вертикальный люфт поворотного рычага	5,3	6,9	7,5	10,1	0,5	0,8	1,2	2,5	Данные отсутствуют											

колеса этих автомобилей имеют независимую подвеску и, следовательно, рулевая трапеция выполняется с составной поперечной тягой, образуя с каждой стороны рулевой четырехзвенник. Тогда кроме двух боковых и одной средней тяг необходима еще продольная тяга (см. рис. 3.2 и 3.44). При этом число шарниров увеличивается до восьми.

Только 1,2 % грузовых автомобилей средней грузоподъемности с рулевой трапецией, имеющей составную рулевую тягу, были неисправны. Соответствующие данные о грузовых автомобилях большой и особо большой грузоподъемности не приведены из-за слишком малого числа неисправных среди них. Это же касается и свободного хода рулевого колеса; с увеличением полной массы автомобиля число неисправностей уменьшается. Поэтому данные о них отсутствуют.

1.5.3. Неисправности вследствие неправильной установки схождения колес

При регулировании схождения колес или при установке рулевого колеса в положение, при котором его спицы расположены горизонтально, может оказаться, что оба рулевых четырехзвенника или трехзвенника смещены в одну сторону. Эта ошибка может быть не замечена в мастерской, она может быть обнаружена только сравнением длин боковых тяг. При этой неисправности середина зубчатой рейки или средней тяги не лежит в продольной плоскости симметрии автомобиля. Если упоры, как это обычно бывает у реечных рулевых управлений, расположены на корпусе рулевого механизма (см. п. 1.1), то углы максимального поворота колес влево и вправо могут быть отрегулированы по-разному, вследствие чего диаметры разворота также становятся разными. В таких случаях шарнир с одной стороны слишком далеко вывернут из средней трубы поперечной тяги, с другой — слишком глубоко ввернут. Другими словами, с одной стороны поперечная тяга удлинена, с другой — укорочена. В результате кинематическое изменение схождения колес при повороте и возврате происходит различным образом.

1.5.4. Неисправности вследствие опускания передней части автомобиля

Для улучшения поворачиваемости и устойчивости у спортивных легковых автомобилей часто возможно ниже опускают кузов и устанавливают широкопрофильные шины. Такие изменения должны производиться по специальному разрешению Союза работников технического надзора ФРГ (TÜV), в ином случае — как об этом сказано в конце п. 1.1 — акт «Разрешение на эксплуатацию» потерял бы силу. Эксперты должны проверить выполнение требований безопасности движения, а также свободного вращения шин.

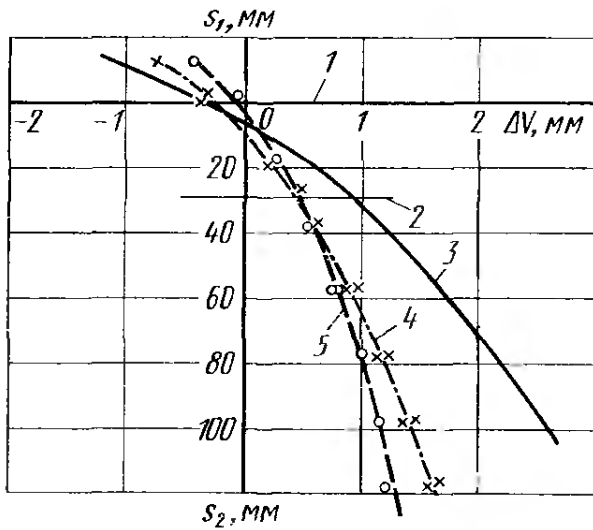


Рис. 1.10. Изменение схождения колес ΔV у автомобиля «Гольф ЖТи» при опускании его передней части на высоту s (изменение схождения на 6 мм соответствует изменению угла схождения на 1°):

1 — расчетное значение, передняя часть опущена; 2 — нормальное положение, отрегулированное на заводе; 3 — общее схождение двух колес; 4 — правое колесо; 5 — левое колесо

Однако они не всегда производят кинематические измерения на стенде для испытаний ходовой части, которые могут выявить и другие недостатки. В книге *Labor für Fahrwerktechnik* («Лаборатория для испытаний ходовой части»), выпущенной Кёльнским специальным высшим учебным заведением, описаны результаты испытаний автомобиля «Гольф ЖТи» мод. 81 фирмы «Фольксваген», у которого на 30 мм опускали переднюю и заднюю части. На рис. 1.10 видно более сильно выраженное (относительно вновь отрегулированного нормального положения) изменение схождения колес, увеличивающее износ шин и ухудшающее устойчивость движения по прямой. Это можно хорошо видеть по касательным к кривым при нулевом и первоначальном нормальном серийном положениях (т. е. при ходе сжатия 30 мм). Кроме того, обусловленная передней подвеской недостаточная поворачиваемость

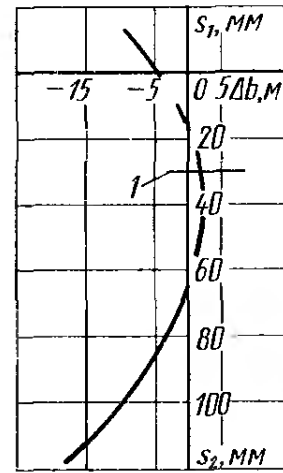


Рис. 1.11. Изменение колес Δb обонх колес у автомобиля «Гольф ЖТи» в зависимости от хода сжатия s_1 , или отбоя s_2 подвески. При нормальном положении (при выходе автомобиля с завода) центр крена лежит на высоте дороги. При опускании передней части на 30 мм этот центр смещается на 115 мм ниже дороги, вследствие чего увеличивается плечо крена и теоретически повышается склонность к крену. Однако практически еще имеющийся ход амортизаторов уменьшает ее:

1 — нормальное положение, отрегулированное на заводе

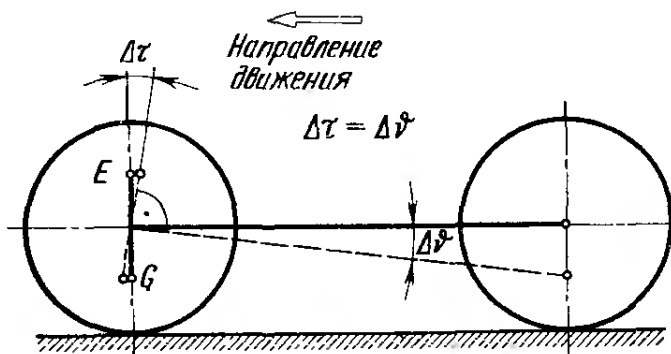


Рис. 1.12. При нагрузке задняя часть автомобиля опускается янже передней. При этом угол продольного наклона шкворневых осей назад увеличивается ва угол $\Delta\tau$, равный изменению угла продольного наклона $\Delta\phi$

вследствие крена еще более уменьшается (по сравнению с отрегулированной на заводе), в результате чего и без того уже обладающий недостаточной поворачиваемостью переднеприводной автомобиль может стать еще менее удобным в управлении. Кроме того, как можно видеть на рис. 1.11, устойчивость движения по прямой снижается: при ходе сжатия и отбоя подвески колес 20 мм колея изменяется примерно на 12 мм, в то время как при нормальном положении, предусмотренном изготовителем автомобиля, изменение колес составляло бы лишь 5 мм.

1.5.5. Неисправности вследствие опускания задней части автомобиля

Для снижения центра тяжести, а также для увеличения колес и отрицательного развала при подвеске на косых рычагах часто заднюю часть автомобиля опускают. При этом угол продольного наклона шкворневой оси назад возрастает на $\Delta\vartheta$ (рис. 1.12). В результате затрудняется управление, ускоряется возврат передних колес (за счет боковых сил) в нейтральное положение после движения на повороте, повышается чувствительность к различию углов установки левого и правого передних колес.

2. УПРАВЛЯЕМОСТЬ

Установочные параметры подвески передних колес, а именно развал колес γ , поперечный σ и продольный τ наклоны шкворневой оси, плечо обкатки r_s и схождение колес δ_o обеспечивают как возвращение рулевого управления в нейтральное положение после движения на повороте, так и устойчивость движения автомобиля по прямой [5]. Еще одной величиной, влияющей на управляемость, является стабилизирующий момент шины (о котором более подробно сказано в [4]). Ниже кратко описано влияние этих параметров на управляемость.

2.1. УВОД АВТОМОБИЛЯ В СТОРОНУ

2.1.1. Понятия

При езде без помех по ровной дороге к рулевому колесу необходимо прилагать лишь незначительные усилия для сохранения прямолинейного движения автомобиля. Если же рулевое колесо отпустить, то это направление движения начнет медленно изменяться: автомобиль «уводит» в ту или другую сторону. В случае переднеприводного автомобиля это может быть объяснено различным наклоном полуосей (см. п. 2.5.1). Однако независимо от вида привода увод может быть вызван целым рядом других причин.

2.1.2. Шины

Увод под влиянием шин может быть вызван различием сил сопротивления качению

$$F_R = k_R F_n \quad (1)$$

левого и правого передних колес. Причинами этого различия могут быть:

разность давлений воздуха в обеих шинах. При снижении этого давления в шине коэффициент сопротивления качению k_R повышается [4], т. е. продольная сила, воздействующая на колесо, и соответственно момент $M_{Sx} = F_R R_2$ относительно оси поворота колеса увеличиваются при уменьшении давления (рис. 2.1 и 2.2);

различие степени износа шин или различие рисунков протектора шин передних колес. Зимние шины фирмы M&S имеют бо-

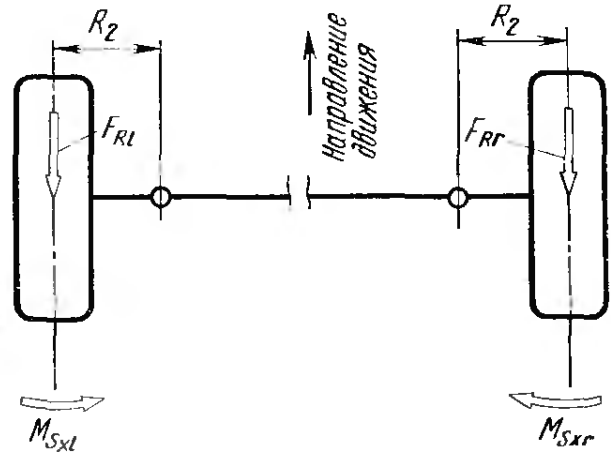
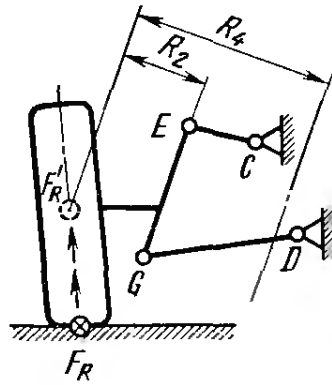
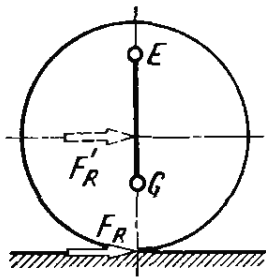


Рис. 2.1. Сила сопротивления качению F_R колеса, катящегося по прямой, может считаться приложенной в его центре F'_R . Плечом этой силы является ее расстояние до шкворневой оси R_2 . Штрих-пунктирной линией обозначена мгновенная ось поворота колеса, обусловленная упругостью шарниров рычагов при его колебаниях. R_4 — мгновенное плечо поворота

Рис. 2.2. Сила сопротивления качению F_R отжимает колесо назад, развивая при этом момент M на плече R_2 . Для предотвращения отрицательного схождения силы F_R обоих колес должны восприниматься поперечной рулевой тягой

различие конструкций шин или различное число слоев корда в них (шины типа 4 PR или 6 PR). От этого также зависит сопротивление качению.

лее высокое сопротивление качению, чем шины со стандартным дорожным рисунком протектора;

Однако последняя причина должна быть исключена для ФРГ, так как там законодательно предписано устанавливать на всех четырех колесах шины только одной конструкции. Влияние здесь может оказывать только различный износ шин.

Если шкворневые оси не имеют продольного наклона, то момент M_{Sx} , отжимающий колеса назад, равен произведению силы F_R сопротивления качению, перемещаемой в центр колеса, и плеча R_2 продольной силы

$$R_2 = [r_s \cos \sigma_0 + r_{dyn} \sin (\sigma_0 + \gamma_0)]. \quad (2)$$

Таким образом,

$$M_{Sx} = F_R R_2. \quad (3)$$

Радиус r_{dyn} определен уравнением (16). При значениях k_R , различных для левой и правой шин, по их разности $k_R = k_{Rl} - k_{Rr}$ можно рассчитать величину уводящего момента.

Плечо обкатки r_s принято положительным, при отрицательном его значении следовало бы записать $-r_s$. Индекс «нуль» в обозначении углов указывает на определенное положение автомобиля, чаще всего на конструктивное или нулевое положение (т. е. при нагрузке из трех человек массой по 68 кг [3]).

При наличии продольного наклона шкворневой оси необходим учет угла τ_0 при виде сбоку (рис. 2.3):

$$R_{2\tau} = R_2 \cos \tau_0, \quad M'_{Sx} = k_R F_R R_2 \cos \tau_0. \quad (4)$$

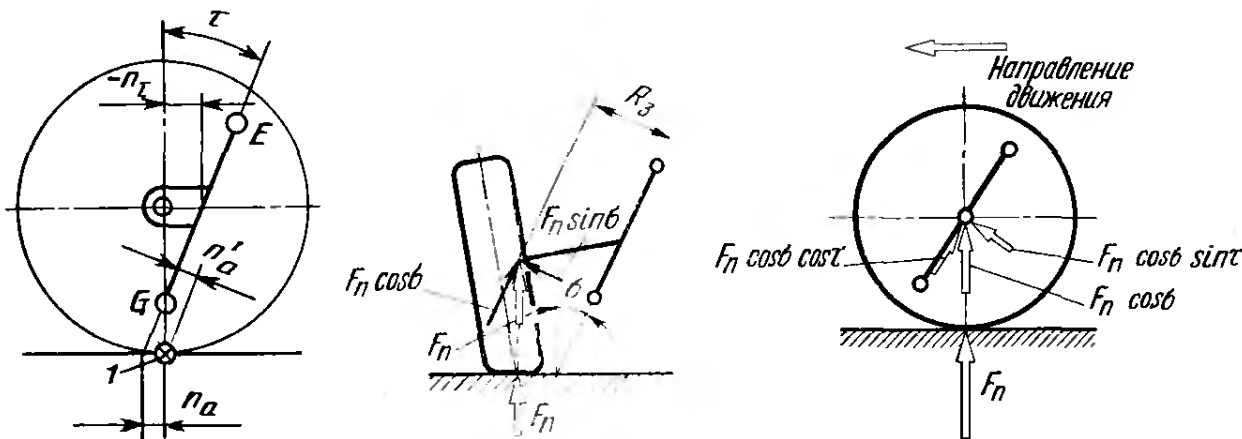


Рис. 2.3. Горизонтальный след шкворневой оси EG на расстоянии n_a перед вертикальной осью колеса определяет плечо n'_a момента боковой силы. Значение n_a зависит от угла τ продольного наклона оси поворота колеса назад и величины выноса колеса назад n_τ относительно оси его поворота [5]. При движении на повороте необходимо учитывать только смещение точки приложения боковой силы (1) назад за счет деформации шины в пятне контакта [4]

Рис. 2.4. В статических условиях вертикальная сила F_n должна быть перенесена к оси колеса и здесь разложена на составляющие. Ее расстояние до шкворневой оси соответствует плечу R_3 действия этой силы

Рис. 2.5. Если при виде сбоку шкворневая ось наклонена в продольном направлении на угол τ , то составляющая $F_n \cos \sigma$ вертикальной силы, найденная на виде сзади, должна быть дополнительно разложена с учетом этого угла

Коэффициент k_R безразмерен; вертикальная сила F_n равна половине произведения нагрузки на переднюю ось в конструктивном положении автомобиля на ускорение свободного падения g :

$$F_n = 0,5m_v \text{ нагр} g.$$

Для получения результата в [Н·м] расстояния r_S и r_{dyn} следует подставлять в метрах.

2.1.3. Различие углов продольного наклона шкворневых осей

По сравнению с продольными силами плечо R_3 действия вертикальной силы F_n относительно шкворневой оси без продольного наклона этой оси назад равно (рис. 2.4):

$$R_3 = (r_S + r_{dyn} \text{tg } \sigma_0) \cos \sigma_0, \tag{5}$$

при наличии такого наклона:

$$R_{3\tau} = (r_S + r_{dyn} \text{tg } \sigma_0) \cos \sigma_0 \cos \tau_0. \tag{6}$$

Составляющая $F_n \cos \sigma_0$ вертикальной силы при виде сзади должна быть дополнительно разложена с учетом угла τ_0 при виде сбоку (рис. 2.5). В результате колеса сжимаются вперед значительно меньшими силами

$$F'_x \approx F_n \cos \sigma_0 \sin \tau_0. \tag{7}$$

Если при этом продольные наклоны шкворневых осей левого и правого колес заметно отличаются друг от друга, то может воз-

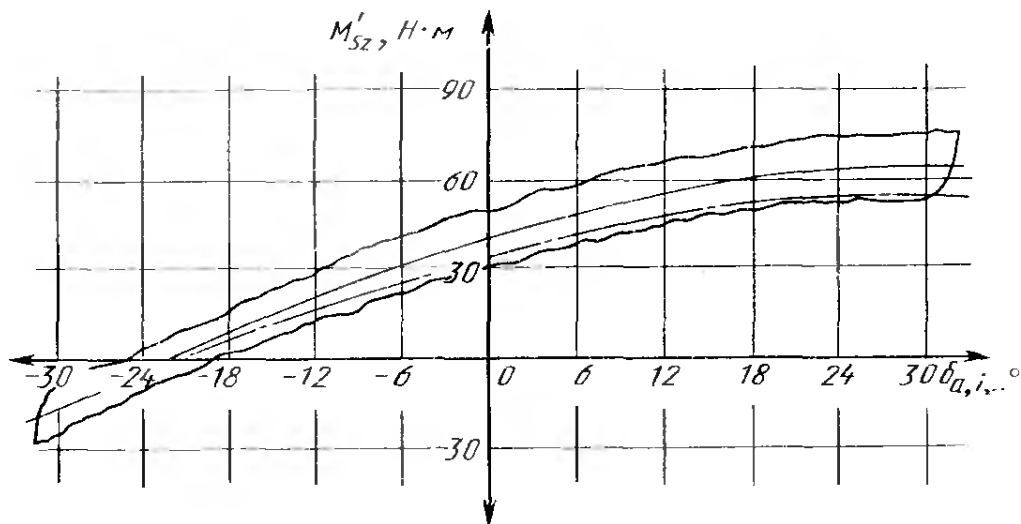


Рис. 2.6. Поворотный момент на левом переднем колесе M'_{Sz} , вызываемый вертикальной силой и найденный измерениями и расчетом при равномерном повороте колеса на угол $\delta_{a,i} = \pm 30^\circ$ (плавная сплошная линия — средние измеренные значения, штрих-пунктирная — рассчитанные)

никнуть увод автомобиля в одну сторону, так как моменты M'_{Sz} , воздействующие на оба колеса, различны. Соответствующий момент равен

$$M'_{Sz} = F_n \cos \sigma_0 \sin \tau_0 R_{3r}. \quad (8)$$

Если, кроме того, ось вынесена назад относительно оси поворота на расстояние $-n_\tau$, то в этой формуле прибавляется член с отрицательным знаком, описывающий направленную в противоположную сторону составляющую момента:

$$M'_{Sz} = F_n \left(\cos \sigma_0 \sin \tau_0 R_3 - \sin \sigma_0 \frac{n_\tau}{\cos \tau_0} \right). \quad (9)$$

На автомобиле «БМВ-323и» мод. 1981 г. при снятых рулевых тягах были измерены моменты, вызывающие сходжение передних колес. На рис. 2.6 приведены результаты этих измерений для левого колеса. Ширина гистерезиса измеренных кривых указывает на момент трения, равный примерно $M_r = 19 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Расхождение кривых справа объясняется увеличением трения при повышении моментов. Исследуемый автомобиль в конструктивном положении имел следующие характеристики: вертикальная сила $F_n = 3620 \text{ Н}$, шины типа 185/70 HR 13, $r_{dyn} = 32,5 \text{ мм}$, $r_B = 56 \text{ мм}$, $n_\tau = -32,5 \text{ мм}$, $\gamma_0 = +20'$, $\sigma_0 = 11^\circ 5'$ и $\tau_0 = 8^\circ 20'$. При движении по прямой измеренный момент поворота на колесе составлял $40,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, расчетный — $34,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$; момент увеличивался на $1,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ на каждый градус поворота колес. Как показали измерения и расчеты, моменты уравниваются при $\delta_a = 22^\circ 30'$, что соответствовало бы углу сходжения δ_0 такой же величины.

Дополнительно на рис. 2.6 приведены результаты расчета момента M'_{Sz} по уравнению (9). Незначительные отклонения рас-

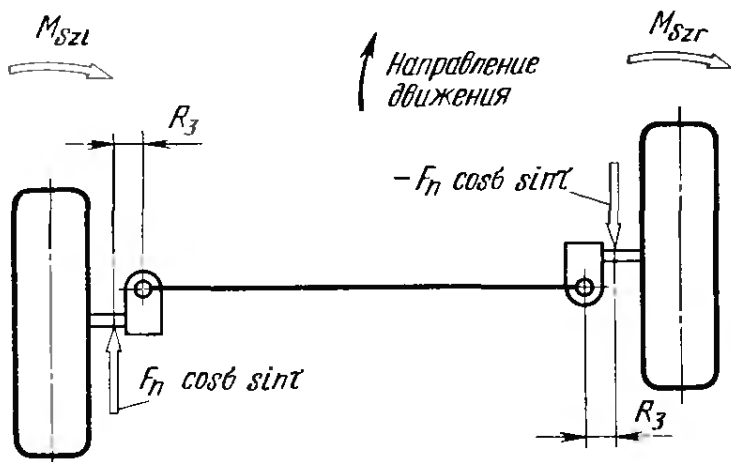


Рис. 2.7. Продольный наклон оси поворота левого колеса назад, а правого вперед обуславливает увод автомобиля вправо при движении по прямой без помех, что объясняется противоположным действием составляющих вертикальных сил F_n

четной кривой от средних значений, полученных в результате измерений, объясняются податливо-

стью опор. Несовпадение углов продольного наклона шкворневых осей оказывает влияние на моменты M'_{Sz} на колесах. Если, например, для переднеприводного автомобиля этот угол устанавливается на заводе равным $\tau_0 = 0 \pm 1^\circ$, то шкворневая ось левого колеса может иметь продольный наклон назад 1° , а правое колесо может быть на такой же угол наклонено вперед. При нагрузке на переднюю ось $m_{v \text{ нагр}} = 700$ кг, а также при $\sigma_0 = 8^\circ$, $r_s = 52$ мм на оба колеса действовали бы равнонаправленные поворотные моменты $M'_{Sz} \cong 5,4$ Н·м, которые могли бы вызвать увод автомобиля вправо (рис. 2.7). Тогда при движении по прямой к рулевому колесу необходимо прилагать усилие F_H около 2,9 Н. Такое же воздействие на рулевое управление может оказать и слишком большая разность углов продольного наклона шкворневых осей обоих колес. Если, например, при заводской установке эти углы могут составлять $\tau_0 = 2^\circ \pm 1^\circ$, то левое колесо может иметь угол $\tau_l = 1^\circ$, правое — $\tau_r = 3^\circ$. В этом случае появляется увод влево, так как момент на правом колесе больше, чем на левом. К сожалению, еще в 1983 г. у некоторых легковых автомобилей допуск на продольный наклон шкворневой оси составлял $\Delta\tau = 2^\circ 30'$, т. е. разность углов этого наклона фактически могла быть равна указанным выше значениям. В таких случаях необходимо дополнительное регулирование углов наклона шкворневых осей для уменьшения разности между ними. На чертежах и в справочниках для авторемонтных мастерских угол продольного наклона шкворневой оси должен быть записан в виде:

$$\tau_0 = 4^\circ 30'_{-1^\circ 30'}^{+1^\circ} \quad (10)$$

Допустимое отклонение между углами продольного наклона осей поворота обоих колес не должно превышать 1° .

2.1.4. Различие углов поперечного наклона шкворневых осей

В уравнения (5) и (6) входит тангенс угла поперечного наклона шкворневой оси. Если эти углы различны для осей поворота правого и левого колес, то различны и плечи R_3 действия составляю-

щих $F'_x = F_n \cos \sigma_0 \sin \tau_0$. При наличии, кроме того, продольного наклона шкворневой оси колеса или появлении его при нагрузке (см. рис. 1.12) может появиться увод автомобиля в сторону.

За небольшими исключениями продольный наклон шкворневых осей и развал колес непосредственно связаны с технологией изготовления и сборки рулевого управления. Развал может быть довольно просто и точно измерен на автомобиле, поэтому его требуемые значения и допустимые отклонения указываются во всех справочниках по ремонту автомобилей и руководствах по эксплуатации. Если по условиям производства ширина допуска увеличена или допустимое отклонение углов развала левого и правого колес не предписано, то может случиться, что при $\gamma_0 = 30' \mp 30'$ угол развала одного (например, левого) колеса может составлять $\gamma_l = +1^\circ$, другого (правого) — $\gamma_r = 0^\circ$. При угле поперечного наклона оси поворота колеса σ , относительно среднего значения угла развала $\gamma_0 = 30'$ равном $\sigma_0 = 8^\circ$, поперечный наклон одного колеса может быть равен $\sigma_l = 7^\circ 30'$, другого $\sigma_r = 8^\circ 30'$. В результате этого плечи R_s на обоих колесах различны, т. е. различны и моменты M'_{sz} . В таких случаях справочники по ремонту автомобилей должны содержать следующее требование относительно угла развала колес:

$$\gamma_0 = 30' \pm 30' \quad (11)$$

при допустимом отклонении между этими углами для обоих колес $30'$.

Вылет шкворневой оси может быть получен также смещением центра колеса на расстояние n_τ вперед или назад относительно оси поворота колеса (см. рис. 2.3); тогда угол τ мог бы быть равен 0° . В этом случае составляющие $F_n \sin \sigma_0$ сжимают колеса спереди моментом [5]

$$M'_{sy} = F_n \sin \sigma_0 n'_a \quad (12)$$

Расстояние n'_a можно рассчитать по уравнению (20). Развалы обоих колес здесь также должны быть возможно более близки друг другу. Их различие вызывает разность моментов M'_{sy} , действующих на правое и левое колеса. У большинства легковых автомобилей как с подвеской на двойных поперечных рычагах, так и с подвеской Макферсон центр колеса расположен перед шкворневой осью для увеличения развала колес при их повороте за счет большого угла продольного наклона шкворневых осей поворота колес, но без увеличения усилия на рулевом колесе. Такой вынос колеса вперед относительно оси его поворота ($-n_\tau$ на рис. 2.3) укорачивает n_a .

Углы поперечного и продольного наклонов шкворневых осей обоих колес необходимо выдерживать равными с возможно большей точностью.

2.1.5. Различие нагрузок на колеса

При посадке в легковой автомобиль, отличающийся мягкой подвеской и нежестким стабилизатором, водителя с большой массой разность углов развала и поперечного наклона шкворневых осей поворота обоих колес уже может составить 1° . Автомобиль несколько накреняется; при этом наклоняются и колеса с независимой подвеской, угол поперечного наклона шкворневой оси левого колеса становится меньше, чем правого (рис. 2.8). Несмотря на это в большинстве случаев увода автомобиля не происходит, так как различие вертикальных сил компенсируется изменением поперечного наклона шкворневых осей: $F_{nl} > F_{nr}$ при $\text{tg } \sigma_l < < \text{tg } \sigma_r$. Уравнения (6) и (8) хорошо иллюстрируют эту взаимосвязь. Однако для такой компенсации необходим соответствующий выбор продольного наклона осей поворота колес. Исключением являются переднеприводные автомобили, у которых вследствие односторонней нагрузки различный наклон полуосей может вызвать увод в одну сторону (см. рис. 2.17).

2.1.6. Выводы

Для оптимизации управляемости и предотвращения увода автомобиля кроме установки одинаковых шин и равенства давления воздуха в них необходимо выполнение следующих условий:

развал передних колес должен быть близок к 0° , что способствует быстрому возникновению боковых сил, воздействующих на шины при входе в поворот, уменьшению сопротивления качению и повышению равномерности изнашивания шин. Разность углов развала обоих колес не должна превышать $30'$, даже $20'$;

разность углов продольного наклона шкворневых осей левого и правого колес должна составлять максимум 1° ;

при повышенном вылете n_a колеса развал колес должен быть отрегулирован с особой точностью, чтобы углы поперечного наклона осей поворота колес были равными. Важным условием этого должно быть точное указание их допустимых значений на чертежах и в справочниках;

при раздельном исполнении поворотных цапф и амортизационных стоек [5, 8] кроме углов развала должен указываться

также допуск на углы поперечного наклона шкворневых осей. Эти углы требуют допол-

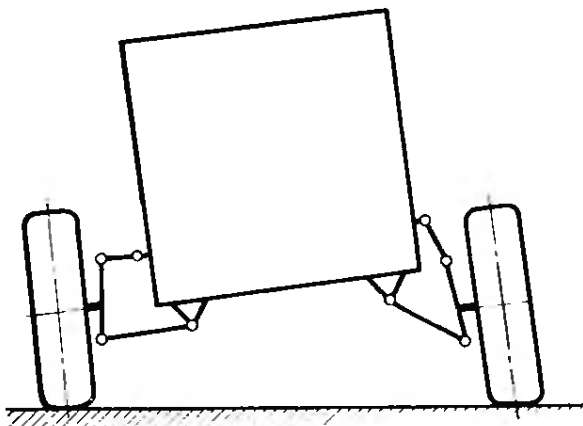


Рис. 2.8. Положительный слева и отрицательный справа развал передних колес, вызванный только посадкой водителя с большой массой тела, даже при имеющемся продольном наклоне осей поворота колес не должен вызывать увода автомобиля

нительных проверок. Вследствие возможного зазора между крепежными винтами и отверстиями для них сумма обоих углов $\gamma_0 + \sigma_0$ может отличаться от требуемого значения.

2.2. УПРАВЛЯЕМОСТЬ ПОСЛЕ ИЗМЕНЕНИЙ КОНСТРУКЦИИ ПЕРЕДНЕГО МОСТА

С учетом параметров шин, устанавливаемых на серийно выпускающиеся автомобили, изготовитель автомобиля рассчитывает момент в рулевом управлении так, чтобы при возможно более легком управлении был обеспечен достаточный стабилизирующий момент при выходе из поворота, а также высокая устойчивость движения по прямой. Установка более широких шин, например с зимним рисунком протектора, или снижение давления воздуха в шинах ведет к изменению стабилизирующего момента [4]. Однако более резко проявляется изменение установочных параметров подвески.

2.2.1. Увеличение колеи

Увеличение колеи за счет подкладывания проставок между ступицей и колесом или применения колес с меньшим вылетом влечет за собой повышение плеча обкатки с r_s до r_{sb} (рис. 2.9). Одновременно это означает удлинение плеч продольных сил R_1 и R_2 , а также плеча R_3 действия вертикальной силы (см. рис. 2.1, 2.4 и 2.22). Следствиями этого являются затруднение рулевого управления, повышение стабилизирующего момента при выходе из поворота, повышение чувствительности как к радиальному биению шин, так и к различию углов установки левого и правого колес, ухудшение управляемости за счет заносов при торможении, а также более раннее появление колебаний рулевого управления.

Если, как сказано в п. 2.6.1, контуры тормозного привода включены по диагональной схеме, то недопустимо никакое изменение плеча обкатки r_s . Проиллюстрированный на рис. 2.24 эффект обратного поворота колес, т. е. в сторону, противоположную заносу автомобиля, требует отрицательного плеча обкатки определенной величины. При увеличении же колеи плечо обкатки уменьшается или даже становится положительным. Если конструктивно податливость рулевого управления предусмотрена в направлении схождения колес при торможении (см. рис. 2.31), то увеличение плеча обкатки недопустимо.

2.2.2. Уменьшение развала колес

Отрицательное воздействие на возврат рулевого управления, подобное увеличению колеи, оказывает и уменьшение развала. Его охотно используют для повышения способности шин переда-

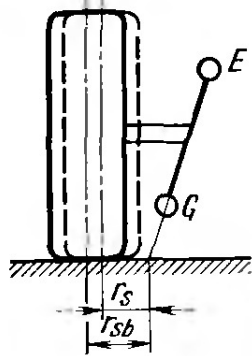


Рис. 2.9. Увеличение колеи в результате установки про- ставок ведет к возрастанию плеча обкатки с r_s до r_{sb}

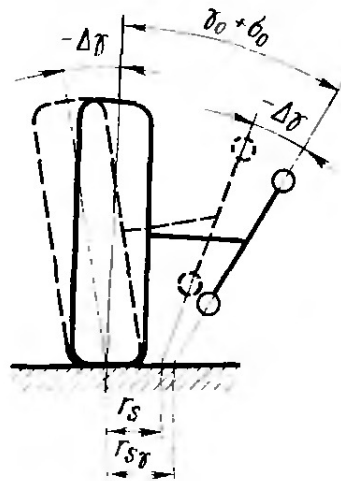
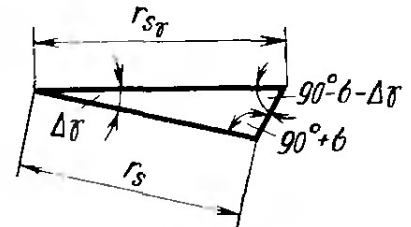


Рис. 2.10. Уменьшение угла развала колес на $\Delta\gamma$ влечет за собой увеличение угла поперечного наклона шкворневых осей на такую же величину. При этом плечо обкатки r_s увеличивается лишь незначительно, но сильно возрастает плечо R_3 вертикальной силы и, следовательно, затрудняется управление



вать боковые нагрузки (рис. 2.10). Положительное плечо обкатки $+r_s$ увеличивается при этом очень незначительно с r_s до $r_{s\gamma}$:

$$r_{s\gamma} = r_s \frac{\cos \sigma'_0}{\cos (\sigma'_0 + \Delta\gamma)}. \quad (13)$$

Иначе обстоит дело с плечом R_3 вертикальной силы:

$$R'_3 = (r_{s\gamma} + r_{dyn} \operatorname{tg} \sigma'_0) \cos \sigma'_0. \quad (5, 6)$$

Угол поперечного наклона шкворневых осей колес σ_0 в этом уравнении должен быть увеличен на $\Delta\gamma$:

$$\sigma'_0 = \sigma_0 + \Delta\gamma.$$

Угол σ'_0 следует также учитывать при разложении вертикальной силы по оси поворота колеса и по направлению, перпендикулярному к этой оси (см. рис. 2.5). Уравнение стабилизирующего момента — при малых углах поворота колес и при небольшом продольном наклоне шкворневых осей упрощается до выражения

$$M_{sz} = F_n \sin \sigma_0 R_{3\tau} \cos \tau_0 \sin \delta. \quad (14)$$

Как видно из этого уравнения, возврат рулевого управления ускоряется как за счет увеличения σ'_0 , так и удлинения плеча R'_3 . Оба других плеча — R_1 тормозной и R_2 продольной силы — в этом случае увеличиваются незначительно. Здесь возможно нежелательное изменение разности углов поворота и схождения колес за счет податливости рулевого управления (см. рис. 3.16). При этом боковые тяги иногда необходимо удлинять или укорачивать, их угловое положение также изменяется.

2.3. МОМЕНТ ПОВОРОТА КОЛЕСА, УГОЛ ПОПЕРЕЧНОГО НАКЛОНА ШКВОРНЕВОЙ ОСИ И ПЛЕЧО ОБКАТКИ

Если для эффективного предотвращения воздействия неравномерных тормозных сил на рулевое управление плечо обкатки уменьшить или сделать отрицательным, то угол поперечного наклона шкворневой оси необходимо увеличить с σ_0 до σ_1 . Если этого не сделать, то, как показывает уравнение (6), плечо R_s укорачивается в такой же мере, в результате чего поворотный момент на колесе уменьшается. Кроме того, оставшийся тем же самым угол σ_0 может вызвать конструктивные трудности при установке нижнего направляющего шарнира около тормозного диска (точка G на рис. 2.1). При условии неизменности поворотного момента на колесе M_{Sz} решением двух уравнений (14) — одного для r_s , другого для r_s'' — можно рассчитать угол σ_1 :

$$\operatorname{tg} \sigma_1 = -\frac{r_s''}{2b} + \sqrt{\left[\frac{r_s''}{2b}\right]^2 + \frac{a}{b}}. \quad (15)$$

Здесь r_s и r_s'' — имеющееся и вновь заданное плечи обкатки, $a = (r_s + r_{dyn} \operatorname{tg} \sigma_0) \sin \sigma_0 \cos \sigma_0$, $b = r_{dyn} - a$. Второй (отрицательный) результат решения квадратного уравнения отбрасывается как не имеющий практического смысла.

Динамический радиус шины r_{dyn} может быть рассчитан по отрезку пути, проходимого ею за один оборот U :

$$r_{dyn} = U/(2\pi). \quad (16)$$

Этот радиус можно найти в соответствующих справочниках [4]. Например, на автомобиле «Форд-гранادا» установлены шины типа 185 SR 14, значение U у которых равно 1965 мм. Установочные параметры подвески этого автомобиля мод. 80 равны: $\sigma_0 = 5^\circ 54'$, $r_s = 73$ мм. Угол поперечного наклона осей поворота колес при отрицательном радиусе $r_s'' = -18$ мм определяем по уравнению (15), предварительно рассчитав $r_{dyn} = 313$ мм, $a = 11$ мм и $b = 302$ мм: $\operatorname{tg} \sigma_1 = 0,221$, $\sigma_1 = 12^\circ 28'$.

На чертежах и в справочниках для угла поперечного наклона шкворневых осей при отрицательном плече обкатки обычным является значение $12^\circ 30'$. Допуск, также важный для этого угла, для этого автомобиля соответствовал бы допуску для угла развала колес [см. уравнение (1)].

Так как точность результата требуется только в пределах $10'$, в качестве решения здесь можно использовать также метод приравнивания. После расчета a в уравнение (17) подставляются различные значения σ_1 до получения равенства:

$$(r_s'' + r_{dyn} \operatorname{tg} \sigma_1) \sin \sigma_1 \cos \sigma_1 = a. \quad (17)$$

Этот способ особенно удобен, если уравнение (15) не может быть использовано. Значение r_s'' может быть легко определено как

функция измененного угла поперечного наклона оси поворота колеса:

$$r'_s = \frac{a}{\sin \sigma_1 \cos \sigma_1} - r_{dyn} \operatorname{tg} \sigma_1. \quad (18)$$

2.4. ПОДВЕСКА ПЕРЕДНИХ КОЛЕС ФИРМЫ «СИТРОЕН»

При переднем расположении двигателя теоретически необходимы небольшие усилия для поддержания направления движения по прямой и для возвращения рулевого управления в нейтральное положение при выходе из поворота. Однако недостатком такого расположения двигателя является возможность влияния тяговых сил на рулевое управление. Если, например, продольная сила действует на плече R_2 , то различные (вследствие неровностей дороги) силы в пятнах контакта передних колес с дорогой могут вызвать различные поворотные моменты на колесах. Для предотвращения этого нежелательного эффекта R_2 должно быть нулевым.

Этот эффект был конструктивно реализован фирмой «Ситроен» еще в 1953 г. на автомобилях мод. «Д», в настоящее время на мод. «ЖС» и «ЖСА» (рис. 2.11). У этих автомобилей тормоза расположены на главной передаче, что дало возможность установить на-

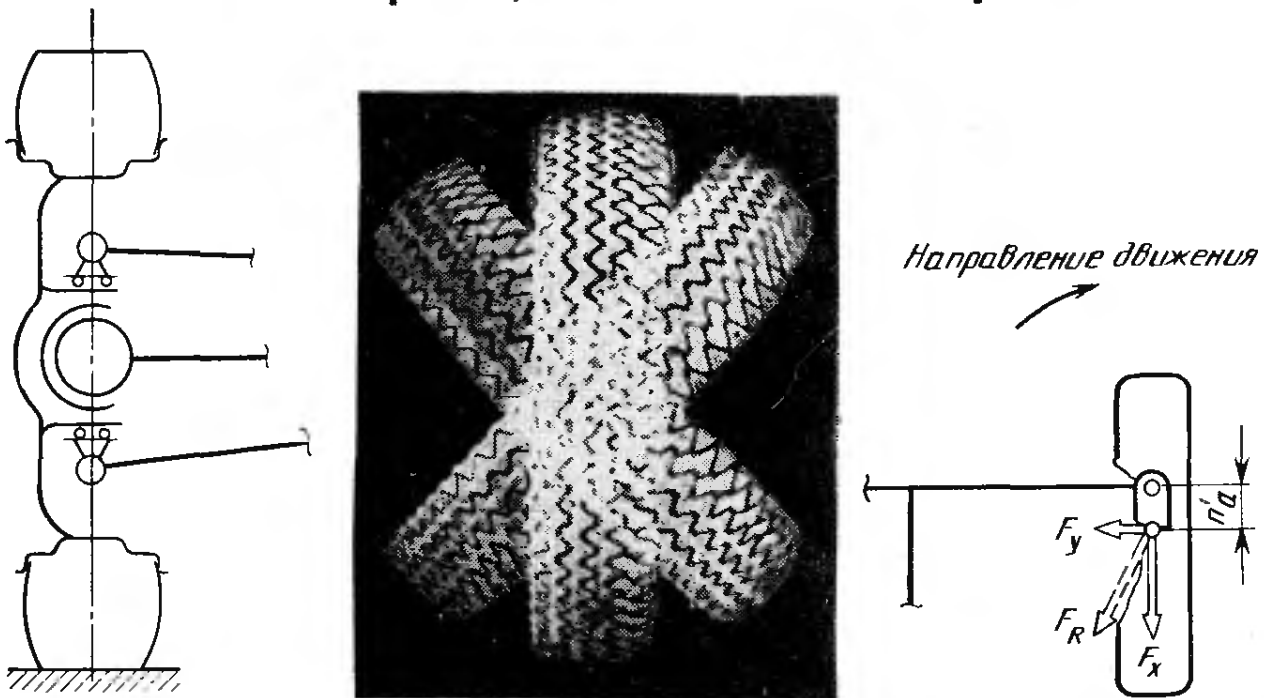


Рис. 2.11. Сумма углов развала колес и поперечного наклона шкворневых осей, а также плечо обкатки в передней подвеске автомобиля «Ситроен ЖСА» равны нулю

Рис. 2.12. Вид сверху на левое переднее колесо автомобиля «Ситроен» мод. «Д», выпускавшегося до 1975 г. Колесо показано в нейтральном положении и в положениях максимального поворота. Поворот осуществляется вокруг оси, лежащей в центральной плоскости вращения колеса. Хорошо виден профиль радиальной шины со стальным кордом «Мишлен икс-АС»

Рис. 2.13. Разложение силы сопротивления качению F_R при направлении движения, отличающемся от прямолинейного. Сила F_x перенесена в центр колеса и обозначена F'_x (см. рис. 2.15). F_y приложена в точке контакта колеса с дорогой

правляющий и несущий шарниры в центральной плоскости вращения колеса. При этом плечо обкатки r_B , а также сумма углов развала колес и поперечного наклона шкворневых осей $\varphi_0 + \sigma_0$ равны нулю.

Такая конструкция передней подвески позволяет поворот колеса, при котором шкворневая ось лежит в центральной плоскости вращения колеса (рис. 2.12). Автомобиль с такой передней подвеской очень устойчив: глубокие лужи, снежная каша, неровности дорожного полотна, попадающие под колеса с одной стороны автомобиля, практически не ощущаются рулевым управлением и не оказывают почти никакого влияния на движение по прямой. Фирма «Ситроен», по-видимому, из технологических условий, принимает здесь довольно большие допуски на размеры, удешевляющие производство и, вероятно, не ухудшающие характеристики езды. Эта подвеска имеет следующие установочные параметры: развал колес $\gamma = 0 \pm 1^\circ$, поперечный наклон шкворневых осей $\sigma = 0 \pm 1^\circ 15'$, продольный их наклон

$$\varphi = 1^\circ 15' \begin{matrix} +1^\circ 25' \\ -1^\circ 15' \end{matrix}.$$

Система регулирования уровня кузова обеспечивает постоянство продольного наклона осей поворота колес при различной нагрузке.

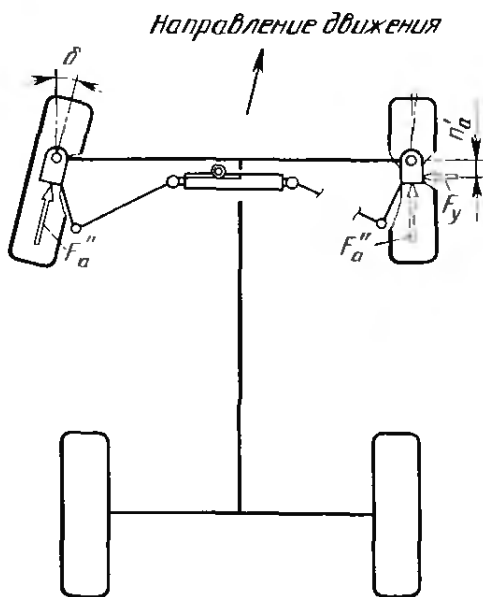


Рис. 2.14. Сила сопротивления качению, действующая в направлении качения отклоненного (левого) переднего колеса и приложенная в его центре, вызывает образование составляющей F_y , действующей в точке контакта колеса с дорогой. Эта составляющая через плечо l'_a поворачивает несвязанное с рулевым механизмом (правое) колесо в направлении движения. Благодаря этому при выходе из строя боковой тяги опасность аварии не велика, если скорость движения не слишком высока

Как видно на рис. 2.13, шкворневая ось, проходящая через его центр, расположена перед точкой контакта колеса с дорогой, благодаря чему возникает «эффект роульной ножки» [5].

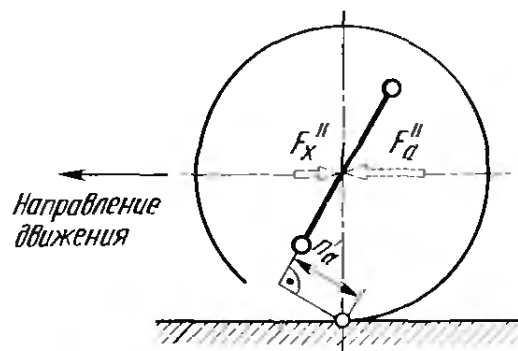


Рис. 2.15. Тяговую силу F_a и составляющую F_x силы сопротивления качению при рулевом управлении, обеспечивающем поворот колеса, при котором ось его поворота лежит в центральной плоскости вращения, можно рассматривать как F_a'' и F_x'' , приложенные в центре колеса. Обе эти силы имеют нулевые плечи их действия относительно центра колеса и поэтому не создают поворачивающего момента

Если в подвеске такой конструкции с рулевым механизмом связано только одно колесо, которое повернуто на угол δ , то при движении на повороте происходит автоматический поворот и второго колеса, не связанного с рулевым механизмом (рис. 2.14, правое переднее колесо). При эгом на второе колесо действуют боковая сила $F_y = F_R \sin \delta$, приложенная в точке его контакта с дорогой, и составляющая силы сопротивления качению $F_R = k_R F_n$ [см. уравнение (1)]. Тяговую силу F_a , всегда имеющуюся при движении, следует рассматривать приложенной в центре колеса (F_a на рис. 2.15). Шкворневая ось при виде сбоку также проходит через этот центр. При движении на повороте или по прямой с малой скоростью плечо действия силы F_a равно нулю, следовательно, и на колесо не воздействует поворачивающий его момент. Сила F_R на рис. 2.14 до тех пор изменяла бы боковую силу F_y , пока колесо не установилось бы под углом δ .

2.5. ВЛИЯНИЕ ПОЛУОСЕЙ ПЕРЕДНИХ КОЛЕС ПРИ ПЕРЕДНЕМ РАСПОЛОЖЕНИИ ДВИГАТЕЛЯ

2.5.1. Движение по прямой

При поперечном расположении двигателя дифференциал должен быть смещен из средней плоскости автомобиля к установленной сбоку коробке передач [3]. Поэтому полуоси передних колес у таких автомобилей имеют различную длину. Например, у автомобиля «Форд-фиеста» левая полуось короче правой (см. рис. 3.15); при невозмущенном движении по прямой они лежат почти горизонтально. Однако при резком разгоне на низких передачах передняя часть автомобиля может приподняться и более короткая левая полуось наклонится к оси колеса под большим углом α , чем правая (рис. 2.16). В результате появляются моменты относительно шкворневых осей, которые вследствие вращения полуосей стремятся повернуть оба колеса в направлении их схождения. Так как наклон левой полуоси несколько больше наклона правой, момент на правом колесе может быть несколько большим, что может вести к уводу автомобиля вправо. Если водитель отпустит педаль акселератора, то возникнет тормозной момент, опускающий переднюю часть автомобиля, но это не всегда может предотвратить склонность к повороту колес в противоположные стороны. У нескольких исследованных автомобилей «Фиеста» угол развала левого колеса оказался примерно на 1° больше, чем правого. Вследствие этого при отбое более короткая полуось получает более выгодный угол α .

Фирма «Форд» для автомобиля мод. 83 в ненагруженном состоянии задает угол развала в пределах от $0^\circ 49'$ до $2^\circ 49'$. То есть здесь возможно отклонение развалов левого и правого колес 2° [см. уравнение (11)]. Переднеприводные автомобили с поперечно расположенным мощным двигателем оснащаются промежуточным валом, позволяющим выполнить полуоси равными по длине и,

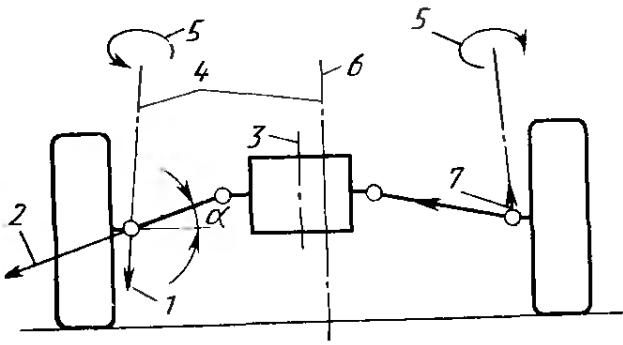


Рис. 2.16. При поперечном расположении двигателя дифференциал не может быть установлен в средней плоскости автомобиля, вследствие чего необходимо применение промежуточного вала или разновеликих полуосей. При наклоне полуосей под различными углами α могут возникнуть различные моменты относительно осей поворота колес, уводящие автомобиль в одну сторону:

1 — повышенный поворотный момент; 2 — тяговый момент; 3 — средняя плоскость двигателя; 4 — ось шкворневая; 5 — направление поворота; 6 — средняя плоскость автомобиля; 7 — сниженный поворотный момент

кузова во время движения на повороте полуось внутреннего колеса устанавливается под большим углом α , чем наружного (рис. 2.17), что влечет за собой повышение полного стабилизирующего момента. Основной причиной этого является почти параллельность колес кузову при его наклоне благодаря отсутствию кинематического изменения развала колес.

У автомобилей с передним расположением двигателя большой мощности для предотвращения колебаний рулевого управления стремятся при ходе сжатия обеспечить небольшое изменение развала колес в сторону отрицательных углов, а при ходе отбоя — в сторону положительных. Это хорошо можно видеть на примере автомобилей «Ауди-200 5Т» и «Рено-20 Т-икс» (рис. 2.18). При этом уже в расчетном состоянии оба автомобиля имеют отрицательный развал колес. По данным завода, измеренный развал в ненагруженном состоянии первого из этих автомобилей равен $-30' \pm 30'$, второго $-0' \pm 30'$, т. е. пределы этого угла установки колес лежат в заданном поле допуска.

2.5.3. Поворот колес

Равный примерно 45° угол изгиба шарнира полуоси, расположенного рядом с колесом (рис. 2.19), ограничивает угол поворота δ_i внутреннего колеса. Как сказано в п. 4.1.1. (см. также рис. 4.3 и 6.36), угол δ_i на $\Delta\delta$ больше угла поворота наружного колеса. Если теперь сместить двигатель вперед так, чтобы угол стрело-

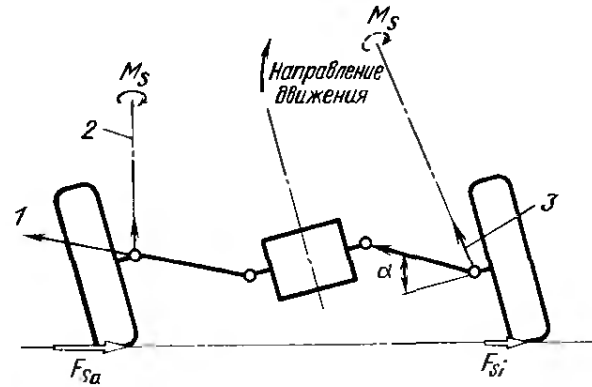


Рис. 2.17. Чем больше угол α между осью колеса и полуосью при движении на повороте, тем больше стабилизирующий момент

таким образом, предотвратить появление описанных выше нежелательных явлений («Ситроен Ц-икс», «Лянчия-дельта» и др. [3]).

2.5.2. Движение на повороте

При полуосях как одной, так и различной длины при крене

и различной длины при крене

При полуосях как одной, так и различной длины при крене

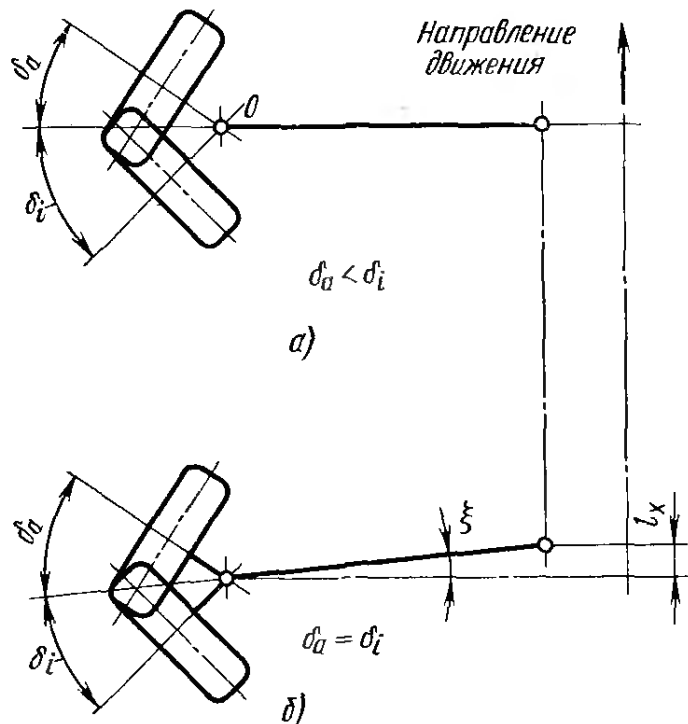
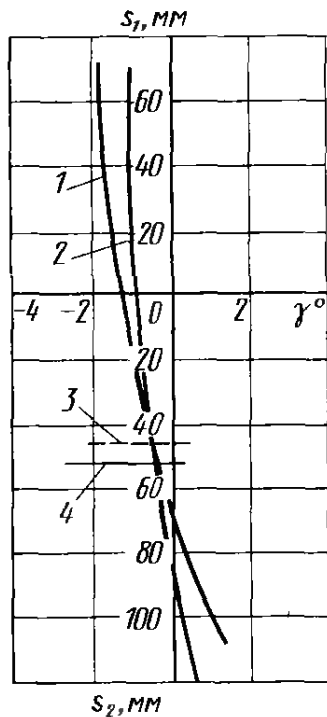


Рис. 2.18. Кинематика изменения развала γ передних колес автомобилей «Ауди-200 5Т» и «Рено-20 Т-икс» в зависимости от хода их сжатия s_1 и отбоя s_2 . Для предотвращения колебаний рулевого управления это изменение сохраняется малым при небольших ходах колес. Хорошо видно, что общий ход колес у автомобиля «Ауди» с подвеской Макферсон превышает 170 мм, у автомобиля «Рено» с подвеской на двойных поперечных рычагах он равен примерно 200 мм. Горизонтальная ось соответствует расчетному состоянию автомобиля при посадке в салон трех человек массой по 68 кг каждый:

1 — «Ауди-200 5Т»; 2 — «Рено-20 Т-икс»; 3 — ход колес автомобиля «Ауди-200 5Т»; 4 — ход колес автомобиля «Рено-20 Т-икс» в ненагруженном состоянии

Рис. 2.19. Наклоном полуоси вперед на угол $\xi = \Delta\delta/2$ можно увеличить угол поворота δ_i внутреннего колеса для уменьшения диаметра разворота автомобиля: а — полуось лежит в поперечной плоскости автомобиля; б — полуось наклонена под углом

видности ξ полуоси соответствовал половине угла $\Delta\delta$, то угол δ_i и, следовательно, диаметр разворота уменьшаются. Но вследствие увеличения нагрузки на переднюю ось и удлинения свеса появляются определенные трудности, если рядный двигатель расположен вдоль автомобиля перед передней осью [3]. Поэтому скорее необходим сдвиг двигателя назад, чем вперед.

2.6. УПРАВЛЯЕМОСТЬ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

2.6.1. Влияние плеча обкатки

В рулевом управлении, в котором шкворневая ось лежит в центральной плоскости его вращения, тормоз расположен на главной передаче. Поэтому возникающие при торможении силы F_{bv} следует рассматривать приложенными в центре колеса, обозначив их F_{bv} (ср. силы F_R и F'_R на рис. 2.1). У автомобиля «Ситроен ЖСА» плечо $R_2 = 0$, т. е. любые усилия на левом и правом коле-

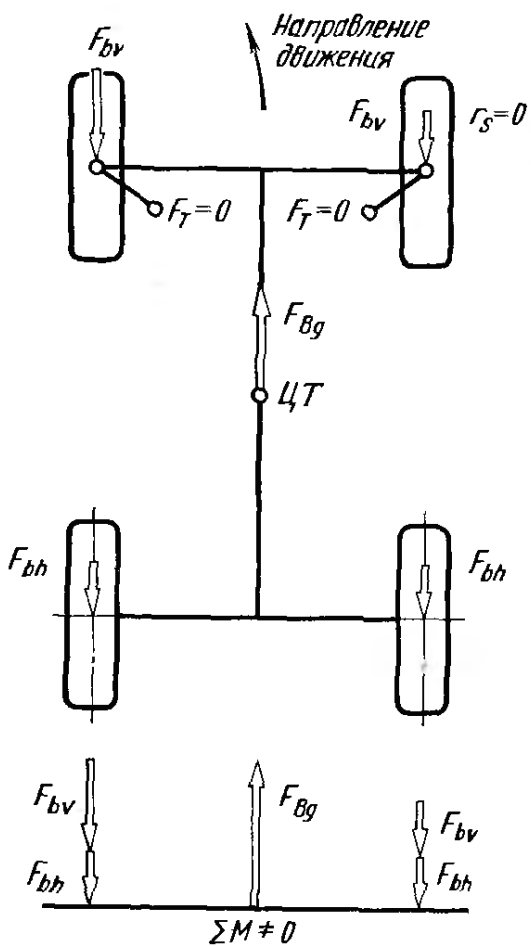


Рис. 2.20. Если при установке тормоза на главной передаче плечо продольной силы $R_2 = 0$ или при установке его на колесе плечо обкатки $r_s = 0$, то различные тормозные силы F_{bv} на передних колесах практически не отражаются на рулевом управлении. Силы F_T , воздействующие на поперечную тягу, остаются нулевыми

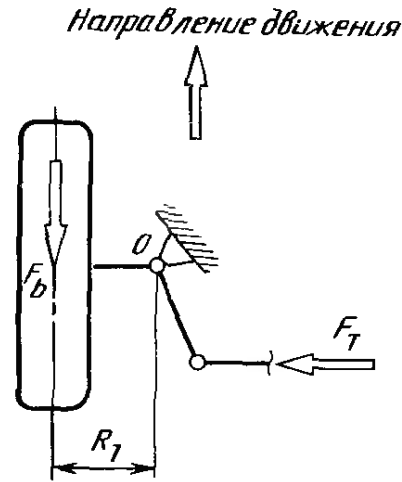
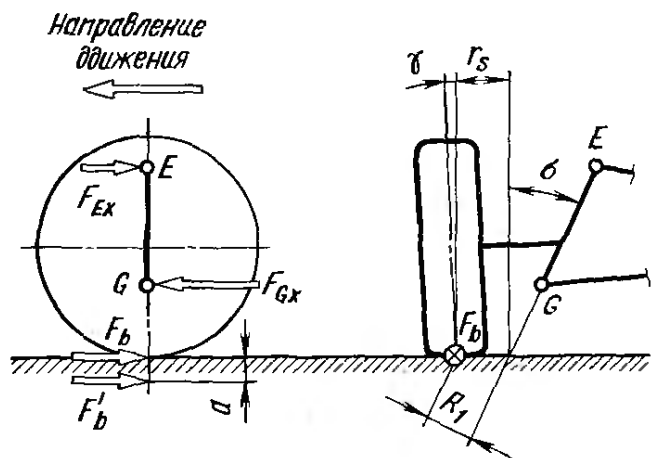


Рис. 2.21. При положительном плече обкатки r_s тормозная сила F_b , действующая через плечо R_1 , отжимает переднее колесо в направлении его отрицательного схождения. Момент $M_b = F_b R_1$ вызывает в поперечной тяге силу F_T

сах не отражаются на рулевом управлении (рис. 2.20). Как видно на рисунке, большее значение тормозной силы с одной стороны, обусловленное различием коэффициентов сцепления обоих колес с дорогой или коэффициентов трения тормозных дисков и колодок, вызывает появление момента относительно вертикальной оси. Вследствие этого автомобиль разворачивается в направлении большей силы. Кроме того, в случае расположения тормоза на колесе и положительного плеча обкатки появляется поворотный момент на колесе, усиливающий этот разворот (рис. 2.21—2.23). Если же плечо обкатки отрицательно, то обратный поворот колес может полностью устранить его (рис. 2.24). При этом оба колеса отжимаются в сторону увеличения их схождения, этот эффект усиливается еще более повышенными силами F_{bv} (на рис. 2.24, справа).

Рис. 2.22. Тормозная сила F_b воздействует через плечо $R_1 = r_s \cos \sigma$ относительно шворневой оси $E-G$. Большая сила F_{Gx} действует в точке G выше по вертикали по отношению к точке приложения F_b



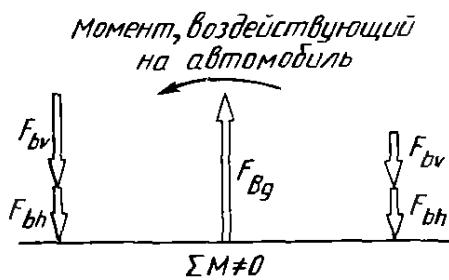
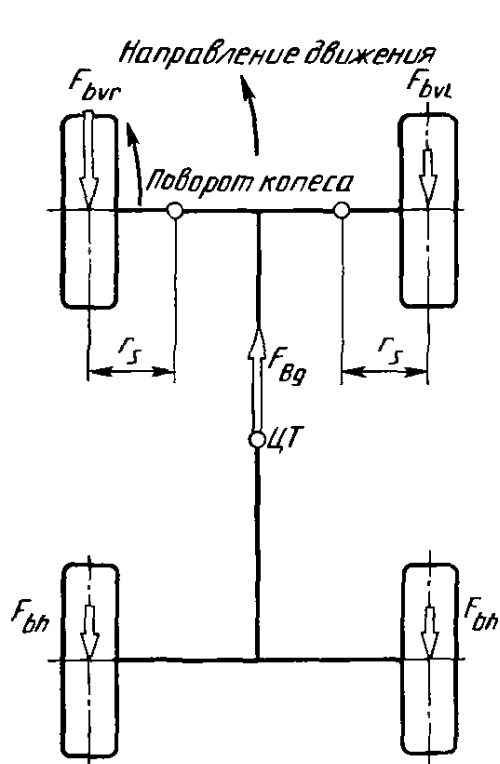


Рис. 2.23. Неравные тормозные силы F_{bv} и F_{bv} , действующие в точках контакта передних колес с дорогой, как можно видеть на схеме сил, разворачивают автомобиль вокруг вертикальной оси. При положительном плече обкатки, кроме того, возникает поворот колес в том же направлении

2.6.2. Влияние различия коэффициентов сцепления

По сравнению с передними колесами различие коэффициентов сцепления правого и левого задних колес (или между барабаном и колодкой их тормозных механизмов) почти не влияет на управляемость автомобиля. Задний мост передает всего около 25 % общей тормозной силы; кроме того, неравные силы F_{bh} действуют за центром тяжести ЦТ (рис. 2.25).

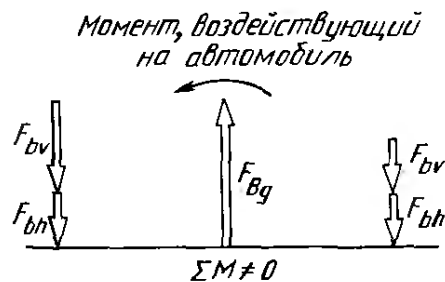
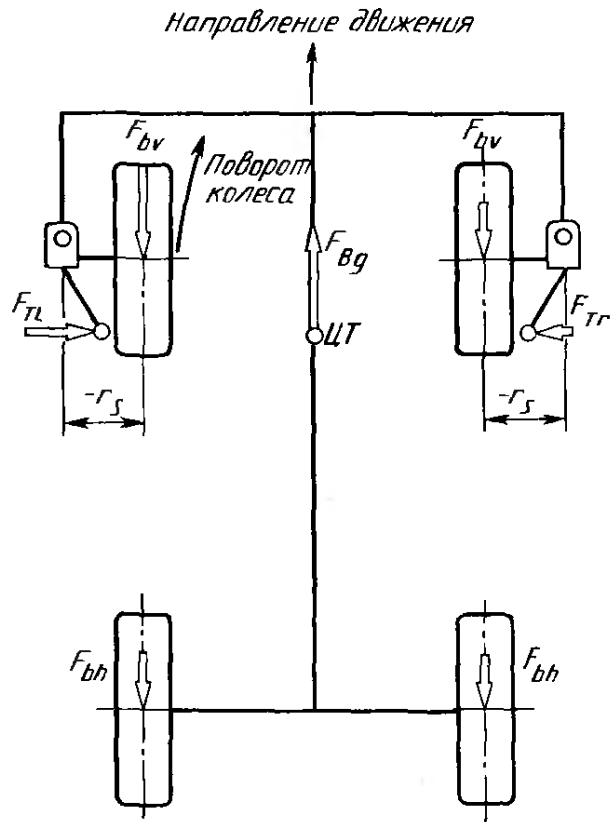


Рис. 2.24. При отрицательном плече обкатки рулевое управление передним (левым) колесом, передающим большую тормозную силу F_{bv} , поворачивается в направлении, противоположном направлению разворота автомобиля под воздействием внешнего момента. Как видно из схемы сил, даже при различии тормозных сил на передних колесах, отрицательное плечо обкатки ведет к эффективному предотвращению отклонения от выбранного направления движения

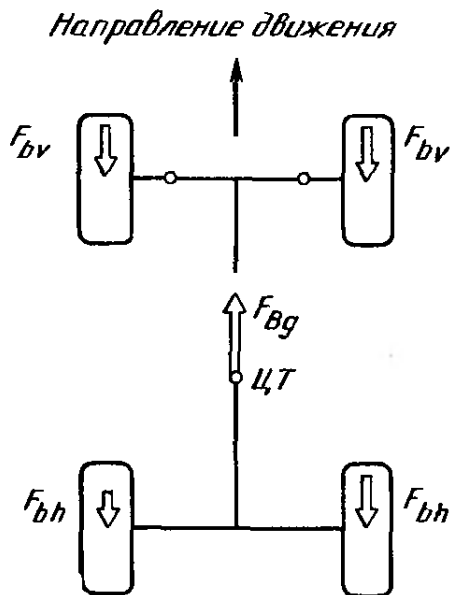


Рис. 2.25. Торможение задних колес, ведущее к уводу автомобиля в одну сторону, почти не оказывает влияния на его управляемость

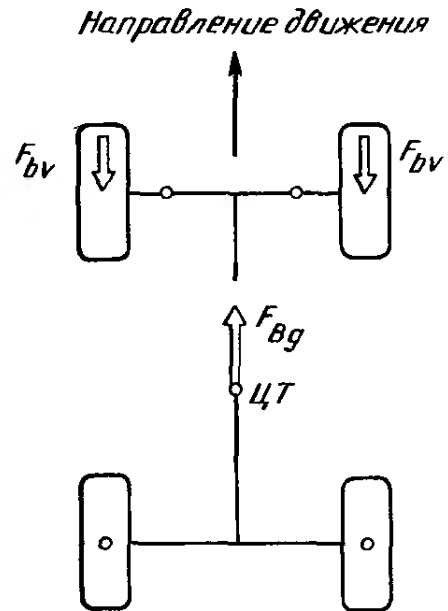


Рис. 2.26. Блокировка задних колес дестабилизирует движение автомобиля

2.6.3. Влияние блокировки колес

Иначе ведет себя автомобиль при блокировке обоих колес одного моста при движении по прямой. При этом колеса скользят по дороге, причем их трение в продольном направлении снижено, а в боковом очень мало [4]. Если задние колеса заблокировать, то, как видно на рис. 2.26, на катящиеся передние колеса воздей-

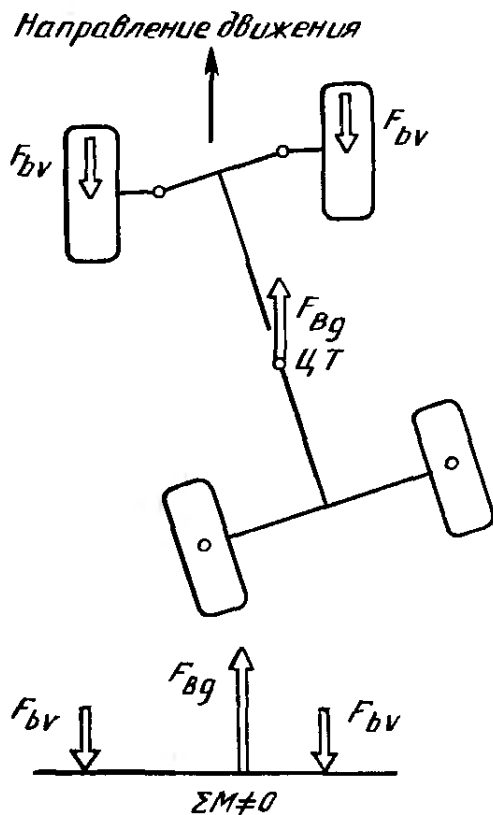


Рис. 2.27. При блокировке задних колес момент, действующий на автомобиль, увеличивается даже тогда, когда автомобиль лишь незначительно изменяет направление своего движения

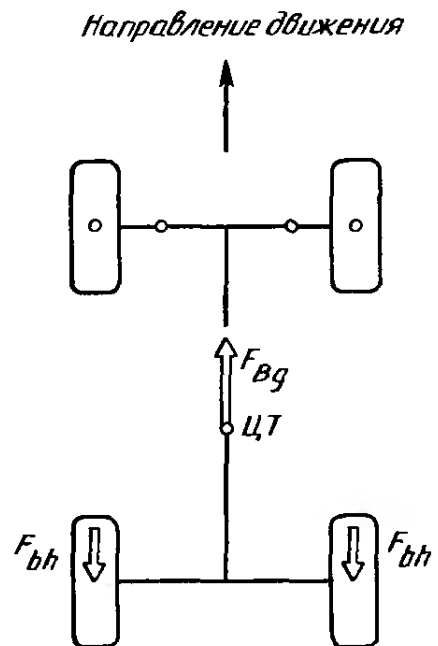


Рис. 2.28. При блокировке передних колес движение автомобиля остается устойчивым, однако управление им больше невозможно

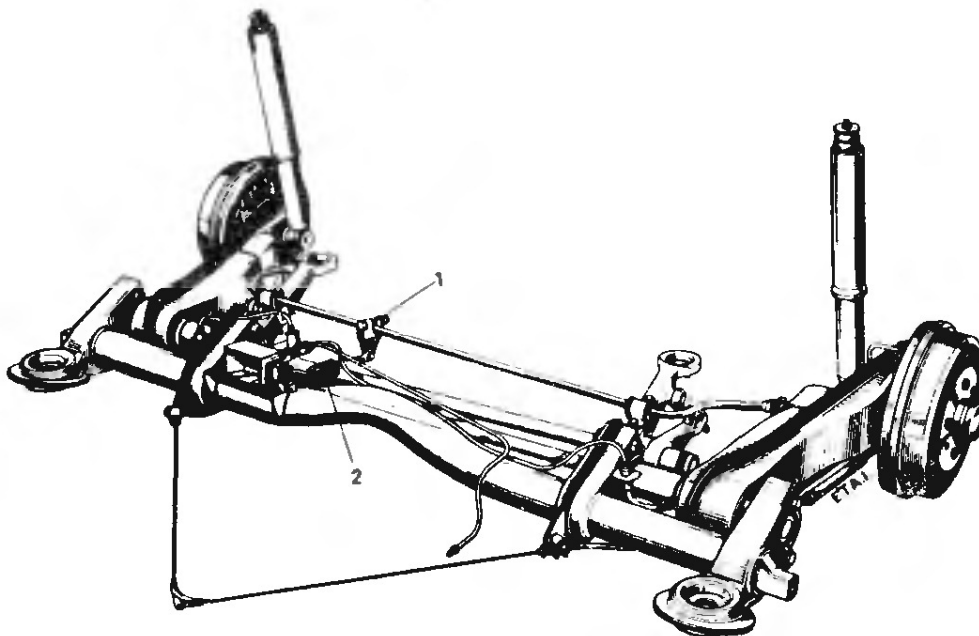


Рис. 2.29. Подвеска на продольных рычагах с перекрещивающимися поперечными стержнями автомобиля «Сити-Ластер» фирмы «Тальбо». Примерно в середине стабилизатора закреплен клеммовый зажим 1, через пружину 2 приводящий в действие регулятор тормозных сил

ствуют относительно большие тормозные силы $F_{b\phi}$, приложенные перед тормозной силой F_{Bg} , действующей в центре тяжести $ЦТ$ автомобиля. Это делает движение автомобиля неустойчивым. Боковые силы, воздействующие на кузов, или неровности дороги могут вывести автомобиль из состояния движения по прямой, вследствие чего увеличивается момент, стремящийся развернуть автомобиль вокруг вертикальной оси, т. е. поперек к предыдущему направлению движения (рис. 2.27). Возникает опасность опрокидывания. Если же, напротив, блокируются передние колеса, то задние колеса (в этом случае еще катящиеся) обеспечивают устойчивость движения автомобиля (рис. 2.28), так как тормозные силы $F_{b\phi}$ действуют за центром тяжести $ЦТ$. Автомобиль сохраняет направление своего движения, но становится неуправляемым.

Подобное происходит и при торможении во время движения на повороте. Заблокированный передний мост может вызвать увеличение радиуса его разворота, т. е. может привести к появлению внезапной недостаточности поворачиваемости. Блокировка задних колес вызывает занос задней части автомобиля наружу, т. е. появляется опасная избыточная поворачиваемость. К такому состоянию может привести также регулирование тормозной силы с одной стороны автомобиля с зависимой или независимой подвеской задних колес. Например, при торможении правым колесом при левом повороте оно совершает ход сжатия, что вызывает повышение давления в тормозных гидросистемах обоих колес. При более сильном торможении разгруженное внутреннее колесо (например, левое) заблокировалось бы и больше не могло бы передавать никаких боковых сил. Это должно происходить внезапно при еще вращающемся наружном колесе. Здесь образуется большой угол

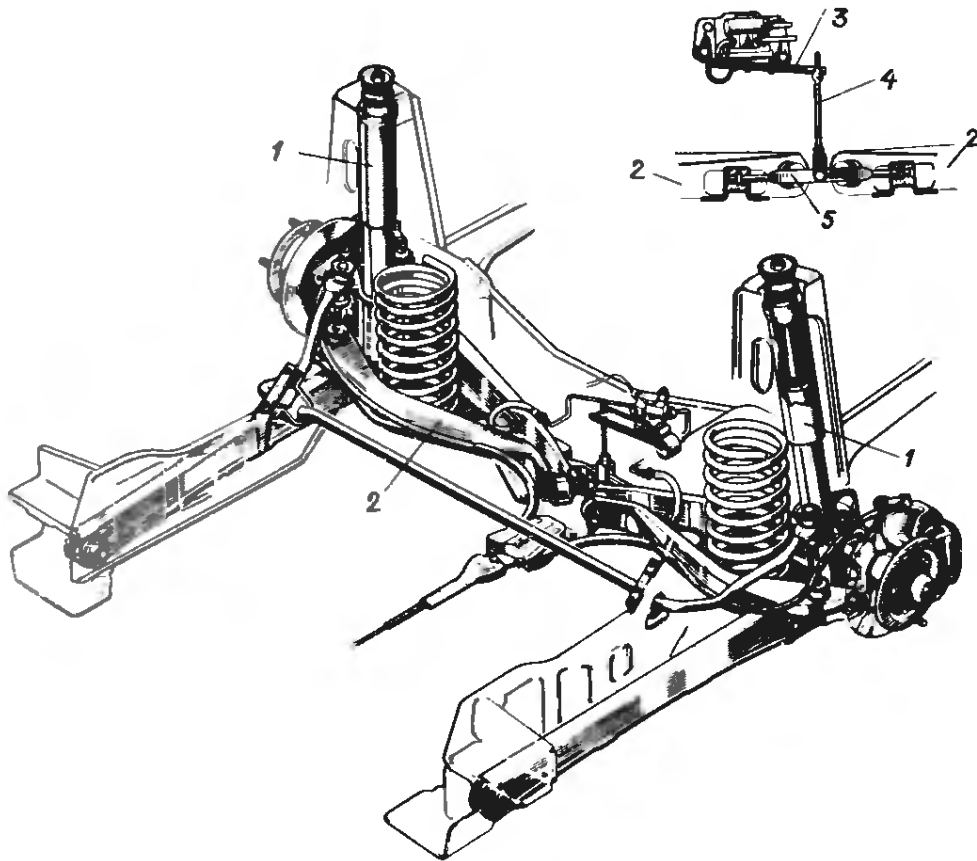


Рис. 2.30. Задняя подвеска Макферсон 1 автомобилей мод. 20/30 фирмы «Рено». Поперечные рычаги 2 связаны планкой 5 через резиновые опоры. При ходе сжатия колес (и, следовательно, рычагов 2) под нагрузкой рычаг 4 перемещается вверх и через рычаг 3 повышает давление в тормозной системе равномерно для обоих колес

бокового увода и довольно быстро возникает небезопасная склонность к избыточной поворачиваемости.

Обычно при независимой подвеске колес обе задние полуоси связаны через стабилизатор, к середине которого может быть подключен регулятор тормозных сил (рис. 2.29). Возможна также связь поперечных рычагов планкой (рис. 2.30).

2.7. ЖЕСТКОСТЬ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Для снижения шума в кузове, обусловленного движением по неровностям дороги, необходима установка изолирующих резиновых или пластмассовых элементов во всех местах связи подвесок колес и рулевого управления с кузовом. Более трудна шумоизоляция при использовании радиальных шин со стальным кордом, отличающихся повышенной жесткостью качения. В подвеске каждого колеса предусматривается опора, воспринимающая продольные перемещения колес, вызванные неровностями дороги (см. рис. 3.2). Такие опоры вблизи их ненагруженного положения позволяют перемещения колес в пределах примерно ± 2 мм при относительно низких усилиях, однако при повышении нагрузки их жесткость прогрессивно возрастает [5].

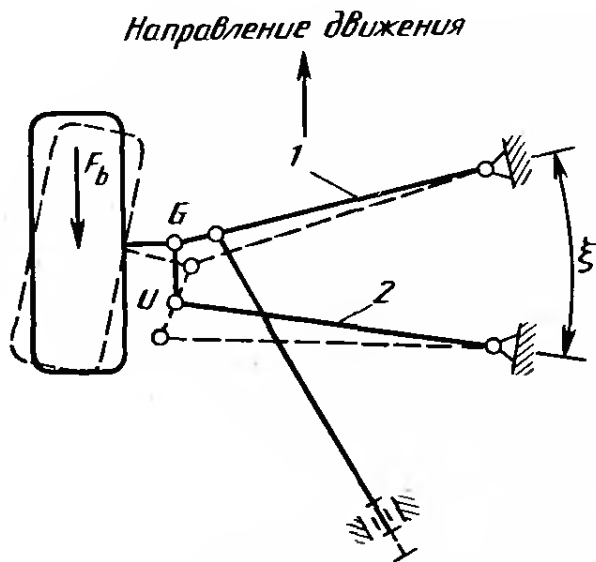


Рис. 2.31. Положительный угол ξ между поперечной тягой 2 и расположенным близко к нему поперечным рычагом 1 может вызывать изменение схождения колес под воздействием тормозных сил [схема передней подвески автомобилей мод. 220 Д/280 Е (В 123) фирмы «Даймлер-Бенц»]

2.7.1. Влияние тормозных сил

Податливость* колеса в продольном направлении может отрицательно сказаться на управляемости автомобиля, однако эту податливость мож-

но использовать и для получения определенных преимуществ. При невозмущенном прямолинейном движении продольные колебания ни в коем случае не должны приводить к изменению схождения колес. И напротив, в процессе торможения или равномерного ускорения появляются значительно бóльшие силы, которые при повышенной в этом случае податливости могут привести к необходимости обратного поворота колес.

В литературе уже рассматривался вопрос податливости рулевого управления, обусловленной воздействием тормозных сил [5]. Наличие угла ξ между нижним поперечным рычагом и поперечной тягой (рис. 2.31) даже при небольших положительных плечах обкатки еще позволяет поворот передних колес в сторону положительного схождения. Например, хотя у автомобилей мод. 200 Д/280 Е фирмы «Даймлер-Бенц» плечо обкатки $r_s = 0$ при коэффициенте торможения 80 % ($\mu_K = 0,8$) угол схождения каждого колеса достигает $+35'$. По сравнению с описанными ниже тяговыми силами при торможении в точке G развиваются значительно бóльшие силы $F_{Gx} = F_b + F_{Ex}$ (см. рис. 2.22), которые увеличивают податливость подвески.

2.7.2. Влияние тяговых сил

Как и в случае сопротивления качению F_R , действующую в противоположном направлении тяговую силу F_a будем рассматривать приложенной в центре колеса, обозначив ее F'_a (см. рис. 2.1). В подвеске Макферсон автомобиля «Ауди-100» выпуска 1982 г. поперечный рычаг 1 может упруго перемещаться по плечу 4 стабилизатора (рис. 2.32, см. также 6.14). Тяговые силы F'_a отжимают колеса (и, следовательно, направляющие шарниры G) вперед,

* Автор по тексту часто, особенно в пп. 2.7 и 4.3, употребляет термин «Elastizität», переведенный здесь и далее как «податливость». В то же время термин «упругие перемещения» содержательнее определяет характер движения и широко применяется в отечественной технической литературе. — Прим. ред. перевода.

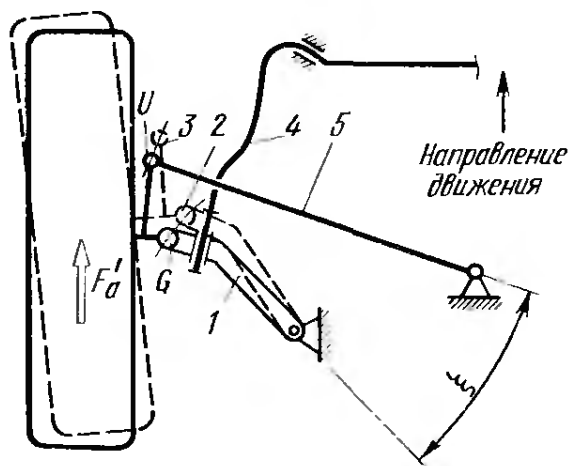


Рис. 2.32. Тяговые силы увеличивают схождение передних колес. Благодаря различной длине нижнего поперечного рычага 1 и поперечной тяги 5, а также углу ξ между ними появляется упругий обратный поворот колес (схема передней подвески автомобиля «Ауди-100» мод. 83)

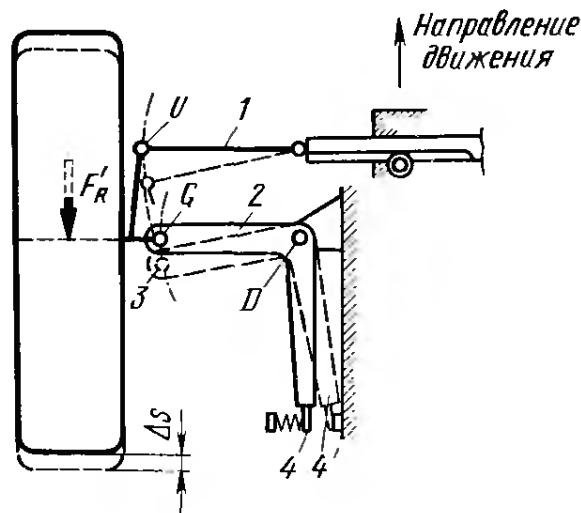


Рис. 2.33. Широкопрофильные шины серии «60», а также шины с уплощенным поперечным сечением в большинстве случаев имеют слабо изогнутую беговую дорожку и более жестки в качении, чем шины обычного профиля. С учетом этого в автомобилях третьей опытной серии фирмы БМВ предусмотрен серповидный нижний рычаг 2. При воздействии продольных сил он поворачивается вокруг шарового шарнира D , отличающегося малой податливостью, и цапфой 4 упирается в резиновую опору большого объема на кузове. В боковом направлении опора имеет вначале небольшую, а затем резко прогрессивно возрастающую жесткость

а также — вследствие наклона рычага 1 — внутрь (точка 2). Поперечные тяги 5 значительно длиннее и расположены под меньшим углом, чем рычаги 1. Кроме того, эти тяги связаны с рычагами рулевой трапеции на гораздо большей высоте, в результате чего точка G проходит более короткий путь по дуге окружности меньшей кривизны с центром в точке T . Точка U перемещается внутрь в точку 3 по меньшему пути, чем точка G в точку 2. Теоретически колеса должны поворачиваться в сторону отрицательного схождения, если бы благодаря положительному плечу R_2 , имеющемуся даже при отрицательном плече обкатки (см. рис. 2.1), они не отжимались в сторону положительного схождения. Путем установки поперечных рычагов и тяг различной длины под углом ξ друг к другу фирма «Ауди», по-видимому, стремилась предотвратить поворот передних колес из-за податливости рулевого управления. В ином случае такой поворот мог бы появиться как при разгоне, так и при торможении двигателем. Сила торможения также приложена в центре колеса, но направлена в противоположную сторону.

2.7.3. Влияние сил сопротивления качению

В начале п. 2.7 было сказано, что при установке на автомобиле радиальных шин со стальным кордом упругие опоры должны допускать продольные перемещения колес. Но важно, чтобы при

этих небольших перемещениях сходжение колес не изменялось. Это нарушало бы движение по прямой, а рулевое управление казалось бы «плавающим».

Чем шире и более плоски шины и чем меньше радиус скругления их боковых поверхностей, тем более чувствительны они к неровностям дороги и тем труднее компенсировать жесткость их качения. На автомобилях фирмы БМВ мод. 320и и 323и, выпуск которых начат в 1982 г., а также на автомобиле «Сиерра Икс-Р4» фирмы «Форд» установлены шины серии «60». Передние подвески этих автомобилей показаны на рис. 3.18 и 3.94, на которых видно, что поперечные тяги расположены примерно на высоте нижних поперечных рычагов и примерно параллельно им. В автомобиле фирмы БМВ серповидный нижний рычаг 2 под воздействием силы сопротивления качению F'_R поворачивается вокруг точки D (рис. 2.33). Цапфа 4 направленного назад плеча рычага 2 упруго оперта в боковом направлении. При повышении силы F'_R до определенного значения направляющий шарнир G перемещается в точку 3, а цапфа 4 в положение 4'. При этом колесо может сместиться назад на ход Δs . Внешний шарнир U поперечной тяги 1 смещается на такой же ход назад, вследствие чего сходжение колес не изменяется.

2.8. КОЛЕБАНИЯ РУЛЕВОГО КОЛЕСА И РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Рулевое колесо может совершать вертикальные и боковые колебания, а также вращательные. Эти колебания вызываются неровностями дороги, неточностями формы шин и колес; обычно они называются колебаниями рулевого управления. Чем выше их частота и чем больше амплитуда колебаний обода рулевого колеса, тем больше отвлекается и устает водитель. Еще одной причиной этого явления может быть неравномерный износ шин.

2.8.1. Влияние неровностей дороги

При езде по булыжной мостовой или по дороге с выбоинами на левое и правое колеса воздействуют различные силы сопротивления качению F_R . Как видно на рис. 2.1, каждую из этих сил следует рассматривать приложенной в центре колеса и действующей на плече R_2 относительно оси его поворота $E-G$. Чем больше плечо обкатки r_S (и, следовательно, R_2), тем больше неравномерность сил сопротивления качению в случае автомобилей классической компоновки и с задним расположением двигателя или тяговых сил F_a в случае переднеприводных автомобилей.

Подобный эффект оказывает и продольный наклон шкворневых осей [5]. Чем больше отрезок n_a на рис. 2.3, тем больше плечо действия боковой силы

$$n'_a = n_a / \cos \tau. \quad (19)$$

Если же предусмотрен положительный или отрицательный вынос $\pm n_{\tau}$ колеса относительно его шкворневой оси, то это плечо составляет

$$n'_a = (n_a \pm n_{\tau})/\cos \tau. \quad (20)$$

На этом плече действуют боковые силы, обусловленные неровностями дороги. Поэтому рекомендуется выдерживать малым угол продольного наклона шкворневой оси τ или предусматривать отрицательный вынос $-n_{\tau}$ (см. рис. 2.3). Во всех случаях установка амортизатора рулевого управления уменьшает его колебания (см. п. 3.4.1).

2.8.2. Вертикальные колебания

Если при скорости езды свыше 80 км/ч по ровной дороге появляются колебания рулевого колеса только по вертикали, то причиной этого могут быть как передние, так и задние колеса. Рекомендуется проверить шины на дисбаланс и радиальное биение.

2.8.3. Вращательные колебания

У автомобиля с небольшим пробегом при движении по ровной дороге в определенных диапазонах более высоких скоростей могут периодически возникать вращательные колебания. Они вызываются жестко связанными друг с другом передним колесом и тормозным диском. Ниже перечислены возможные причины этого явления.

Дисбаланс шины. При балансировке необходимо особое внимание уделять креплению колеса в зажимном устройстве балансировочного станка.

Неравномерность жесткости шины по ее окружности. Эта причина, называемая также колебаниями радиальной силы, уже описана в литературе [4]. Этот недостаток можно обнаружить измерениями радиальной силы во время медленного качения шины по ролику. При этом расстояние между осями колеса и ролика должно сохраняться постоянным.

Радиальное биение шины. Большинство балансировочных станков имеют устройство для определения радиального биения шины при медленном ее вращении. Это биение может быть устранено двумя способами: во-первых, установкой места шины с наибольшим биением против места обода с наименьшим биением и, во-вторых, сошлифовкой беговой дорожки шины, что применяется только в крайних случаях.

Колебания боковой силы шины. Это явление объясняется тем, что стальной корд лежит по центру не по всему периметру шины. Вследствие этого при быстром обкатывании появляются небольшие углы бокового увода шины, которые, в свою очередь, вызывают появление боковых сил. При этом вследствие плеча n'_a боковой силы, обусловленного продольным наклоном шкворневой оси,

эти боковые силы ведут к колебаниям соответствующего колеса вокруг этой оси.

Торцовое биение обода. Все стандарты ДИН, касающиеся ободов колес, определяют допуски на их торцовое биение, которые не должны быть превышены у готовых колес. Например, для ободов колес легковых автомобилей этот допуск составляет $\Delta s_y = 1,25$ мм. Торцовое биение может быть измерено при вращении обода.

Радиальное биение обода можно измерить по посадочной полке обода, для ободов легковых автомобилей оно не должно превышать $\Delta d_1 = 1,25$ мм. К сожалению, только колеса для грузовых автомобилей, а также колеса немногочисленных скоростных легковых автомобилей центрируются при креплении их за центральное отверстие обода. У большинства же автомобилей колеса крепятся тремя, четырьмя или пятью гайками. В результате отбалансированное на станке колесо при установке на автомобиль может иметь не только радиальное биение (за счет возможного смещения его центра), но и дисбаланс. У легковых и грузовых автомобилей классической компоновки, а также с задним расположением двигателя этот недостаток, а также дисбаланс шины и рассматриваемый ниже дисбаланс тормозного диска или барабана может быть устранен балансировкой колеса на автомобиле.

Указанные выше автомобили в большей степени нечувствительны к допускам на параметры колес и шин, чем переднеприводные, для которых такой способ балансировки вряд ли применим. Если бы у переднеприводного автомобиля одно из колес с помощью электродвигателя раскрутить с большей частотой, то дифференциал выровнял бы частоты вращения обоих колес. При этом можно ожидать разрушения дифференциала, так как конические сателлиты и конические зубчатые колеса полуосей, образующие контактные пары «сталь по стали», рассчитаны лишь на кратковременную работу с повышенными окружными скоростями. Если несмотря на это балансировка производится на автомобиле, то она возможна только при свободно вывешенных колесах, вращаемых двигателем, причем обе цапфы из-за особенностей расположения полуосей (см. рис. 2.16) должны опираться на жесткое основание.

Дисбаланс тормозного диска или барабана, хотя и редко, но встречается. Его причиной может быть искажение геометрии литых деталей тормозного механизма или неправильная обработка.

2.8.4. Повышенный пробег автомобиля

В результате длительной эксплуатации автомобиля могут появиться повышенный износ и повреждения его узлов, ведущие к колебаниям рулевого управления. Причинами таких колебаний могут быть:

неравномерность беговой дорожки шины, требующая замены шины или новой ее балансировки;

повреждение боковой стенки шины, которое может привести к ослаблению каркаса с кордом из нитей искусственного волокна, чувствительного к влажности. Влага может проникнуть и через почти невидимое повреждение боковой стенки. Тогда нити корда прогибаются под воздействием внутреннего давления шины, стальной корд смещается в сторону поврежденного места и шина получает радиальное биение;

снижение эффективности амортизатора [8], которая может быть проверена на автомобиле с помощью ударного испытательного устройства;

неисправность амортизатора рулевого управления (см. разд. 3.4);

люфты в рулевом управлении, которые могут появиться во всех его узлах (см. табл. 2—4);

люфт в подшипниках колеса [5];

износ шарниров рычагов.

Три названные последними неисправности могут быть обнаружены на автомобиле, если они уже не были выявлены при плановой проверке, проводимой Союзом работников технического надзора ФРГ.

2.8.5. Возможности снижения колебаний рулевого колеса и рулевого управления

Для обеспечения возврата рулевого колеса в нейтральное положение, а также для повышения устойчивости прямолинейного движения автомобиля параметры установки передних колес должны иметь определенные значения. Как статические, так и динамически изменяемые значения этих параметров могут повысить или уменьшить колебания рулевого управления. При этом за основу может быть взят ход колеса s порядка ± 10 мм, типичный для езды по нормальным автомагистралям.

Вначале следует рассмотреть влияние на колебания рулевого управления его конструктивных особенностей.

Рулевое управление. Чем меньше трение в рулевом управлении, тем больше заметны его колебания. Поэтому реечное рулевое управление более чувствительно к неточностям параметров колеса и шины.

И наоборот, мягкие опоры в рулевом управлении или в упругой дисковой муфте (в рулевой колонке, см. рис. 3.112 и 3.113) гасят появляющиеся колебания, но повышают нежелательную податливость рулевого управления.

Как показали исследования фирмы «Форд», кроме податливости на кручение важную роль играет также момент инерции рулевого колеса. Чем он больше, тем меньше водитель чувствует неприятные колебания колес. Типичным средним значением в настоящее время может считаться $J = 0,05$ кг·м².

На рис. 2.34 показана зависимость углового ускорения a_L обода рулевого колеса от его момента инерции J . Эксперименты

$a_L, \text{м/с}^2$

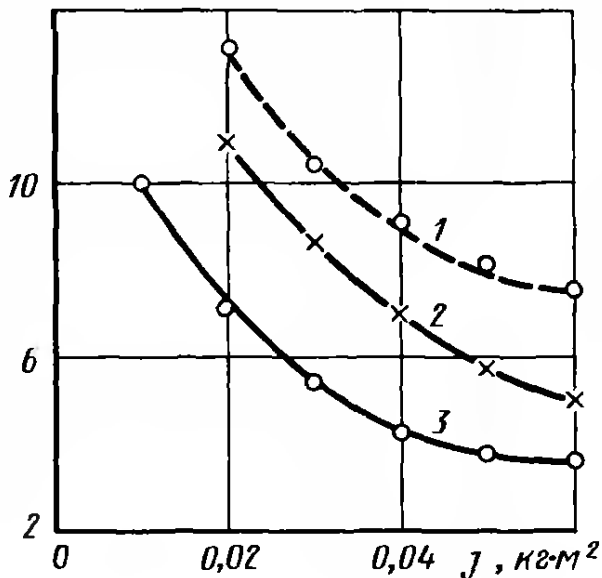


Рис. 2.34. Изменение углового ускорения обода рулевого колеса a_L в зависимости от его момента инерции J и жесткости рулевого управления C_H относительно рулевого колеса (по данным фирмы «Форд»):

1 — $C_H = 120$ Н·м/рад; 2 — $C_H = 100$ Н·м/рад; 3 — $C_H = 40$ Н·м/рад

показали, что угловые ускорения до $1,5 \text{ м/с}^2$ ощущаются хорошо, до 7 м/с^2 — как еще переносимые, выше этого значения — как раздражающие.

Подвеска колес. Только при совершенно жестких опорах в процессе воздействия силы, действующей на беговой дорожке шины, или дисбаланса центр колеса находится точно на плече R_2 (плечо продольной силы, см. рис. 2.1) от оси его поворота $E-G$. Упругие опоры, необходимые для шумоизоляции и компенсации жесткости качения радиальных шин со стальным кордом образуют (подобно центру крена [5]) расположенную в пространстве мгновенную ось поворота, примерно параллельную шкворневой оси. Колесо совершает колебания вокруг этой мгновенной оси. Расстояние R_4 от нее до центра колеса может превысить удвоенное значение R_2 . Значение R_4 зависит в основном от продольной жесткости опор на конце штока амортизационной стойки или на рычагах. Чтобы приблизить мгновенную ось поворота к шкворневой оси, верхние опоры в подвеске на двойных поперечных рычагах должны быть возможно более жесткими. Влияние нижних опор (если оно вообще есть) не имеет большого значения (см. рис. 3.13). По сравнению с этим нижние опоры подвески Макферсон должны иметь большую продольную жесткость. Речь здесь идет о конструктивно трудной проблеме, так как практически только в этом ме-

$\Delta S, \text{мм}$

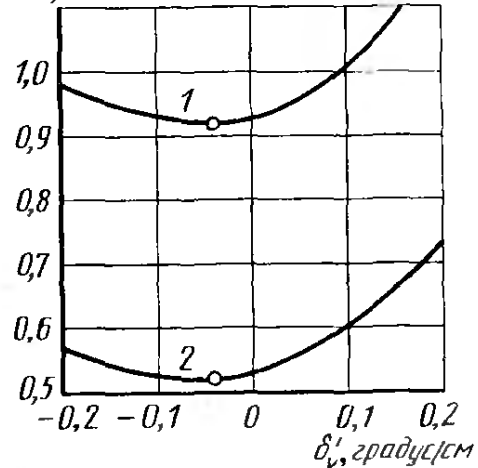


Рис. 2.35. Колебания рулевого управления, зафиксированные фирмой «Даймлер-Бенц» при испытаниях с помощью ролика, имевшего выступ высотой 5 мм. На графике показано изменение бокового хода Δs средней тяги при наличии амортизатора рулевого управления и без него в зависимости от изменения схождения колес γ' во время их подпрыгивания. Положение подвески на двойных поперечных рычагах соответствовало расчетному состоянию легкового автомобиля, т. е. при посадке в него трех человек массой по 68 кг: 1 — с амортизатором; 2 — без амортизатора

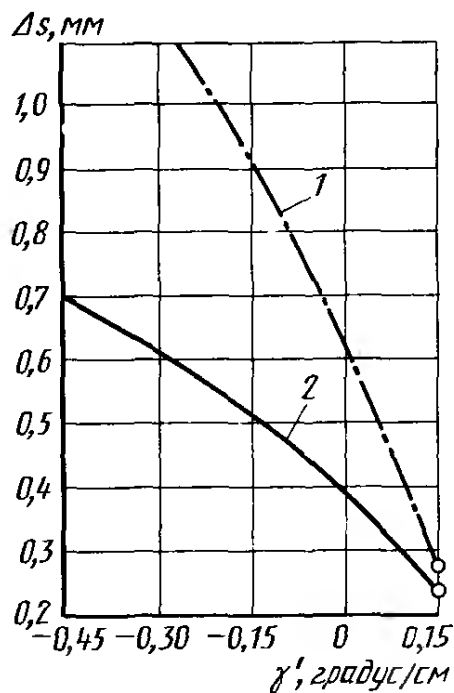


Рис. 2.36. Изменение поперечного хода s_1 средней тяги в зависимости от заданного изменения развала δ_0 при вынужденном ходе колеса (по данным фирмы «Даймлер-Бенц»). Положительный развал при ходе сжатия и отбоя подвески уменьшает появляющиеся колебания рулевого управления. На графике хорошо видно также влияние демпфера рулевого управления. При измеренных поперечный и продольный наклоны осей поворота колес оставались постоянными ($\sigma_0 = 4,5^\circ$, $\tau_0 = 3^\circ$): 1 — без амортизатора; 2 — с амортизатором

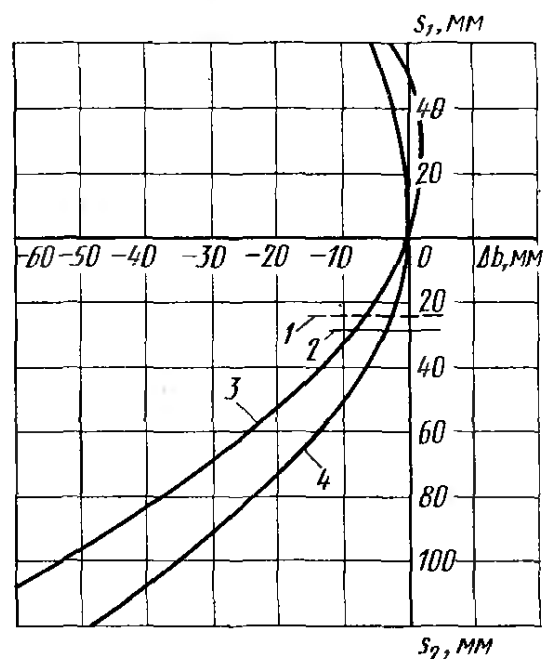


Рис. 2.37. Кинематика изменения колес Δb передних колес в зависимости от хода их сжатия s_1 и отбоя s_2 у автомобилей «Ауди-200 5Т» и «Рено-20 Т-икс». Горизонтальная ось соответствует расчетному состоянию автомобилей. Хорошо видно, что колея у второго из них, имеющего подвеску на двойных поперечных рычагах, изменяется меньше, чем у первого — с подвеской Макферсон:

1, 2 — положения подвески автомобилей «Ауди-200 5Т» и «Рено-20 Т-икс» соответственно при неагруженном состоянии; 3 — «Ауди-200 5Т»; 4 — «Рено-20 Т-икс»

сте может сказаться жесткость качения радиальных шин со стальным кордом. Жесткие опоры передавали бы на кузов «тряску», вызываемую при движении по булыжнику или по другому дорожному покрытию плохого качества. Поэтому резиновые элементы должны обладать определенной продольной податливостью (см. разд. 2.7). Мгновенная ось поворота благодаря этой податливости смещается от центра колеса, а плечо R_4 , от значения которого также зависят колебания рулевого управления, увеличивается. Это объясняет более высокую чувствительность подвески Макферсон к неточностям параметров колес и шин по сравнению с подвеской на двойных поперечных рычагах.

Схождение колес. Значение статического схождения, отрегулированного для езды, не оказывает обратного воздействия на колебания рулевого управления. Если же при ходах сжатия и отбоя колес схождение становится более положительным, то появляющиеся колебания рулевого управления могут даже усиливаться (рис. 2.35).

Развал колес. В конструктивном положении автомобиля развал должен быть отрицательным и при ходе сжатия колес должен изменяться в сторону положительных значений (рис. 2.36). Возникающие гироскопические моменты оказывают, по-видимому, демпфирующее воздействие на колебания рулевого управления. Но перемещающееся таким образом колесо могло бы передавать только небольшие боковые силы при движении на повороте.

В настоящее время еще не всегда используется возможность уменьшения колебаний рулевого управления за счет увеличения отрицательного угла развала колес при ходе их сжатия. Этот эффект проиллюстрирован на рис. 2.18 на примере переднеприводных автомобилей «Ауди-200 Т» и «Рено-20 Т-икс».

Плечо обкатки и поперечный наклон осей поворота колес. Плечо обкатки l_s практически не влияет на колебания рулевого управления, поэтому оно может быть нулевым или даже отрицательным. Для этого необходимо увеличивать поперечный наклон шкворневых осей σ , который, в свою очередь, благоприятствует подавлению колебаний рулевого колеса. Чем больше σ , тем менее чувствительна подвеска к такого типа возмущениям.

Продольный наклон шкворневых осей. Чем он меньше, тем в большей мере можно предотвратить колебания рулевого управления. При этом обусловленное продольным наклоном плечо n_a [см. рис. 2.3; уравнения (19) и (20)] уменьшает боковую силу. Изменение этого наклона оказывает небольшое влияние, но он должен оставаться положительным.

Изменение колеи. При ходе сжатия повернутых колес в точках их контакта с дорогой развиваются боковые силы, которые — только при небольшом вылете колеса назад n_a относительно его шкворневой оси — ведут, по-видимому, к уменьшению колебаний рулевого управления. На рис. 2.37 показаны две кривые изменения колеи относительно ее значения при конструктивном положении автомобиля. При этом на автомобиле «Ауди-200 Т» были установлены шины серии «60». Несмотря на это, фирма «Ауто-унион» допускает более высокие значения колеи, чем фирма «Рено» у автомобиля «20 Т-икс». Более высокое положение центра крена достижимо только при сохранении этого недостатка.

3. КОНСТРУКЦИЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Рулевое колесо через свой вал передает на рулевой механизм 3 (рис. 3.1) вращающий момент, развиваемый водителем, и преобразует его в силы растяжения с одной стороны и силы сжатия с другой, которые через боковые тяги 6 воздействуют на рычаги рулевой трапеции 1. Последние закреплены на поворотных цапфах и поворачивают их на требуемый угол. Поворот цапф производится вокруг шкворневых осей.

Если на выходе рулевого механизма получают вращательное движение, причем оси находящихся в зацеплении деталей (винта и гайки или червяка и ролика; см. п. 3.2) расположены под углом около 90° друг к другу, то при независимой подвеске колес одна из боковых тяг 6 шарнирно связана с сошкой 2, другая — с маятниковым рычагом 4. Сошка 2 и рычаг 4 связаны средней тягой 5. Именно такую схему имеет рулевой привод грузовых автомобилей малой грузоподъемности мод. ЛТ 28/31/35 фирмы «Фольксваген» (рис. 3.2). Рулевой механизм с передачей глобоидный червяк—гребневый ролик фирмы «Цанрадфабрик» в этом приводе имеет передаточное число $i_{L0} = 23,7$. Обратный рулевой четырехзвенник расположен перед осью колес. Продольная тяга связывает сошку рулевого механизма с необходимым в этой передней рулевой трапеции маятниковым рычагом. Рулевая колонка расположена почти вертикально. При лобовом столкновении ее крепежные элементы прогибаются. Жесткое качение радиальных шин со стальным кордом амортизируется резиновыми опорами, установленными на передних концах растяжек.

У рулевых механизмов с возвратно-поступательным движением на выходе (реечные рулевые механизмы) наиболее целесообразным является крепление боковых тяг через внутренние шарниры 1 непосредственно к концам зубчатой рейки 2 (рис. 3.3).

Такой механизм непригоден при зависимой подвеске передних колес. Здесь необходим рулевой механизм только с вращательным движением на выходе. Поворотный рычаг 4 крепится к поворотной цапфе (рис. 3.4). Рычаг 4 связан с сошкой 1 рулевого механизма 2 продольной тягой 3. Колеса через рычаги 5 рулевой трапеции связаны неразрезной поперечной тягой 6. Примером такой конструкции является передняя подвеска грузовых автомобилей средней грузоподъемности мод. ЛТ 40/45/50 фирмы «Фольксваген» (рис. 3.5). У автомобилей этой серии рулевая колонка расположена

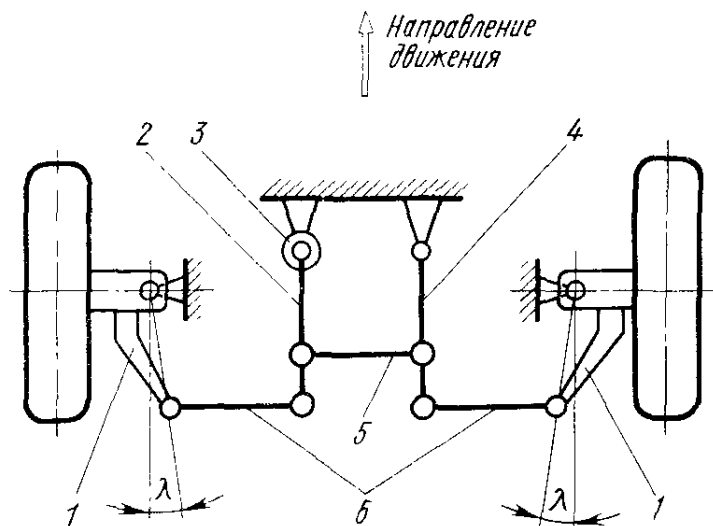


Рис. 3.1. Прямой рулевой четырехзвенник левостороннего рулевого управления у легкового или грузового автомобиля малой грузоподъемности. При расположении рулевого управления справа рулевой механизм *3* соответственно установлен с другой стороны

почти вертикально, при лобовом столкновении консоли ее крепления к приборной панели прогибаются. Кинематика подвески

определяется двухлистовыми параболическими рессорами. Амортизаторы разнесены далеко друг от друга и стоят почти вертикально. Если сошка короче поворотного рычага, то передаточное число рулевого привода больше 1.

Указанные названия элементов рулевого управления соответствуют требованиям ДИН 70000, 70020 и части 70023. Срок действия последнего стандарта закончился в 1979 г.

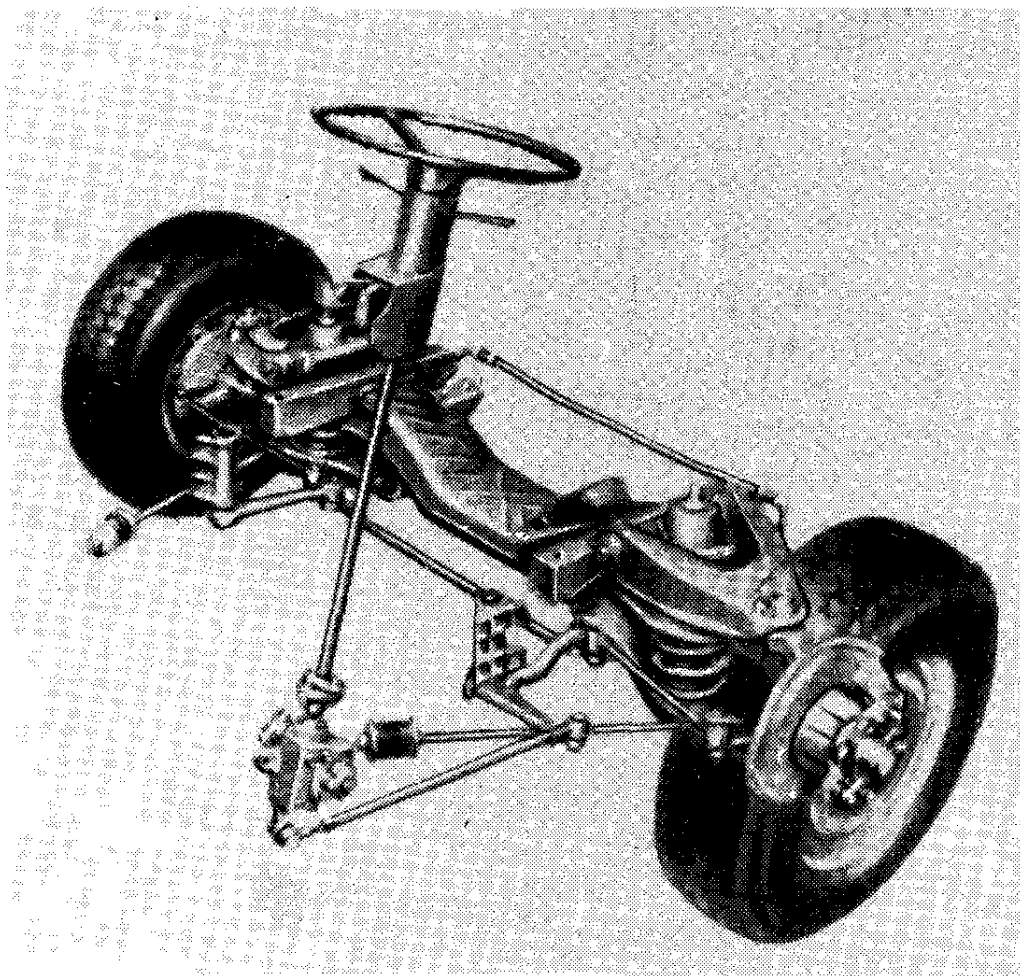


Рис. 3.2. Передняя подвеска на двойных поперечных рычагах грузовых автомобилей малой грузоподъемности мод. ЛТ 28/31/35 фирмы «Фольксваген» выпуска 1983 г.

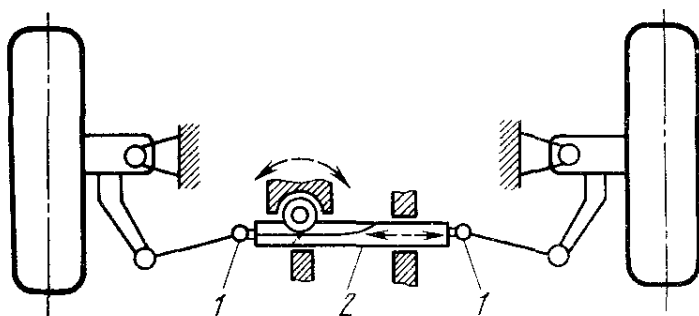


Рис. 3.3. Реечное рулевое управление с задним рулевым трехзвенником. Цапфы внутренних шарниров 1 боковых тяг закреплены на концах зубчатой рейки 2

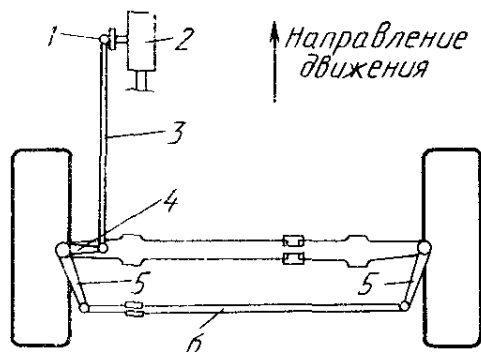


Рис. 3.4. При зависимой подвеске передних колес для их поворота кроме рычагов 5 рулевой трапеции необходимы только одна поперечная тяга 6, поворотный рычаг 4 и продольная тяга 3. Если кинематику подвески определяют листовые рессоры, то они должны быть установлены точно в продольном направлении. При прямолинейном движении автомобиля эти рессоры должны быть перпендикулярны к рычагу 4 (см. также рис. 3.31)

Если кинематику подвески определяют листовые рессоры, то они должны быть установлены точно в продольном направлении. При прямолинейном движении автомобиля эти рессоры должны быть перпендикулярны к рычагу 4 (см. также рис. 3.31)

Содержание пп. 3.1 и 3.2 посвящено описанию конструкций рулевого управления без усилителя. Все конструктивные особенности рулевых управлений с усилителем можно найти в информации, выпускаемых фирмой «Цанрадфабрик».

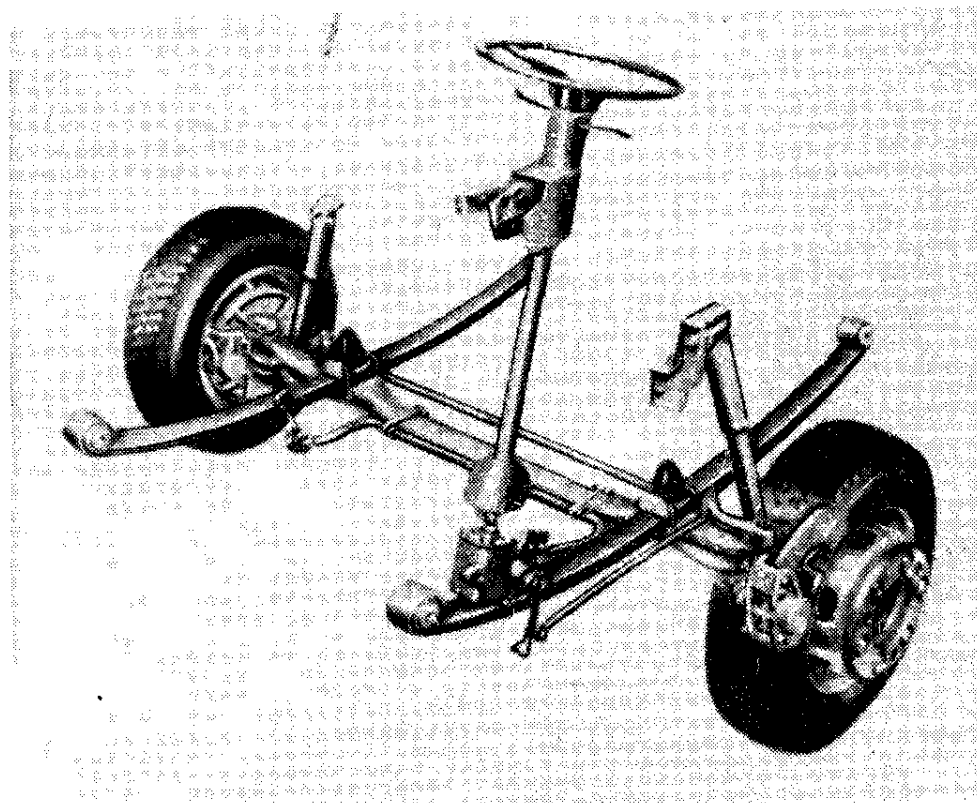


Рис. 3.5. Передняя зависимая подвеска грузовых автомобилей средней грузоподъемности мод. ЛГ 40/45/50 фирмы «Фольксваген», усовершенствованная в 1983 г. Видны рулевой механизм с передачей глобоидный червяк—гребневый ролик фирмы «Цанрадфабрик», сидящая на нем сошка, а также регулируемая продольная тяга и поворотный рычаг, прикрепленный сверху к поворотной цапфе

3.1. РЕЕЧНОЕ РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

3.1.1. Преимущества и недостатки

Реечный рулевой механизм с возвратно-поступательным движением на выходе получает все более широкое распространение не только на легковых автомобилях малого и среднего классов, но и большого класса, а также на спортивных автомобилях, таких, как «Альфа-Ромео альфетта», «Ауди-200», «Форд-гранادا», «Порше-928» и т. д. Сюда же нужно отнести и почти все новые грузовые автомобили малой грузоподъемности с независимой подвеской колес. Преимуществами этого рулевого управления являются:

- простота конструкции;
- малые затраты на изготовление;
- легкость хода благодаря высокому КПД;
- автоматическое устранение зазоров между зубчатой рейкой и шестерней, а также равномерное собственное демпфирование (см. рис. 3.11);

- возможность шарнирного крепления боковых поперечных тяг непосредственно к зубчатой рейке;

- низкая податливость рулевого управления;

- малый объем, требуемый для установки этого рулевого управления (благодаря чему на всех переднеприводных автомобилях, выпускающихся в Западной Европе и Японии, установлено именно оно);

- отсутствие маятникового рычага (включая и его опоры) и средней тяги.

К недостаткам относятся:

- повышенная чувствительность к ударам вследствие малого трения;

- повышенная нагрузка от усилий со стороны боковых тяг;

- повышенная чувствительность к колебаниям рулевого управления;

- ограниченная длина боковых тяг (при их шарнирном креплении к концам зубчатой рейки);

- зависимость угла поворота колес от хода зубчатой рейки;

- повышенные усилия во всем рулевом управлении вследствие иногда слишком коротких рычагов рулевой трапеции;

- уменьшение передаточного числа при увеличении угла поворота колес (см. рис. 4.4 и 4.5), вследствие чего маневрирование на стоянке требует больших усилий;

- невозможность применения этого рулевого управления в автомобиле с зависимой подвеской передних колес.

3.1.2. Варианты крепления рулевого механизма

При установке шумоизолирующих элементов до рулевого механизма или между ним и рулевым колесом его корпус может быть закреплен непосредственно на кузове или на поперечине рамы

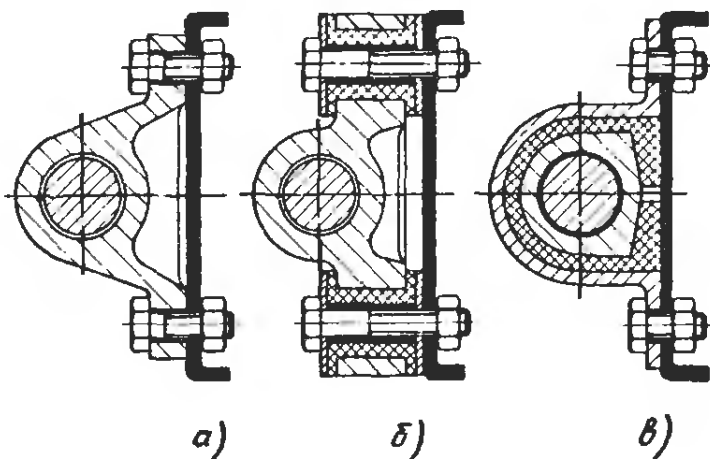


Рис. 3.6. Варианты крепления корпуса рулевого механизма на передней стенке кузова или на передней поперечной балке:

а — жесткое крепление без шумоизоляторов; *б* — шумоизоляция резиновыми втулками, чрезмерное сжатие которых предотвращено распорными втулками; *в* — крепление хомутом через упругую прокладку

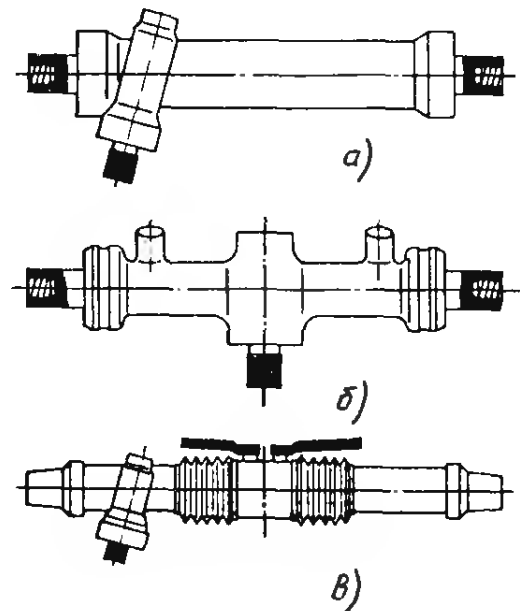


Рис. 3.7. Наиболее широко распространенные виды реечных рулевых механизмов для легковых автомобилей с левосторонним расположением рулевого управления. При правостороннем расположении шестерня на верхнем и нижнем механизмах установлена справа:

а — тип 1; *б* — тип 2; *в* — тип 3

(рис. 3.6). Если же такая шумоизоляция отсутствует, то в корпусе могут быть предусмотрены резиновые втулки или упругие прокладки, через которые производится его крепление. Выбирая жесткость этих шумопоглощающих элементов, можно, кроме того, снизить колебания рулевого управления.

3.1.3. Крепление боковых тяг

На рис. 3.7 и 3.8 показаны нашедшие наиболее широкое применение типы исполнения реечного рулевого управления:

тип 1 — боковое расположение шестерни (слева или справа в зависимости от расположения рулевого колеса) при креплении боковых тяг к концам зубчатой рейки;

тип 2 — среднее расположение шестерни при таком же креплении боковых тяг;

тип 3 — боковое расположение шестерни при креплении боковых тяг к середине зубчатой рейки;

тип 4 — экономичный укороченный вариант: боковое расположение шестерни при креплении обеих боковых тяг к одному концу зубчатой рейки.

3.1.4. Тип 1

Эта конструкция реечного рулевого управления является самой простой и требующей минимума места для его размещения. Шарниры крепления боковых тяг закреплены на концах зубчатой

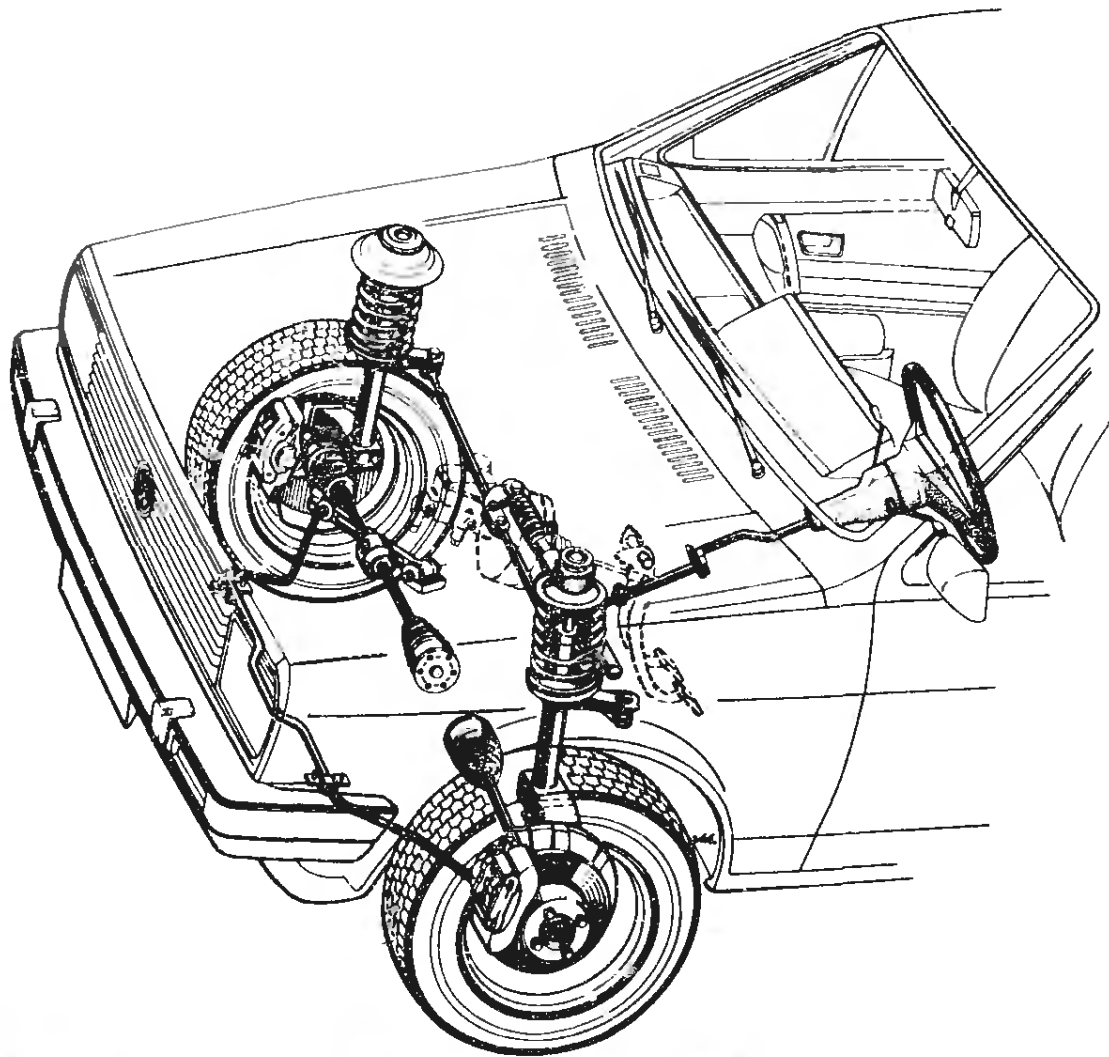


Рис. 3.8. Передняя подвеска Макферсон автомобилей «Поло Ц» и «Дерби» фирмы «Фольксваген». Укороченное рулевое управление отличается длинной поперечной тягой и наличием расцепляющей муфты на валу рулевого колеса. Шестерня закреплена на конце этого вала аажимным хомутом. В местах соединения поперечных рычагов стабилизатора предусмотрены резиновые опоры, препятствующие передаче жесткости качения радиальных шин на кузов. Полые рычаги рулевой трапеции приварены к внешним трубам амортизационных стоек

рейки (рис. 3.9). Ни при повороте, ни при ходе сжатия колес не возникает момент, стремящийся развернуть зубчатую рейку вокруг ее продольной оси (У) (см. также рис. 3.21). В зацепление с зубчатой рейкой входит шестерня, сидящая на конце вала рулевого колеса (рис. 3.10; см. также рис. 3.90), при этом соединение этих обоих элементов рулевого управления не представляет труда. Установка промежуточного вала с двумя карданными шарнирами (см. рис. 3.85, поз. 2 и 3) обеспечивает «переламывание» вала рулевого колеса в этих местах при столкновении. При этом весь рулевой механизм может лишь незначительно повернуться вокруг оси У.

На рис. 3.11 показано, как в рулевом управлении типа 1 (а также типов 2 и 3) можно не только легко устранить зазор между зубчатой рейкой и шестерней, но и обеспечить автоматическую регулировку и требуемое демпфирование. Шестерня 3 опирается на радиальный шарикоподшипник 4, который воспринимает

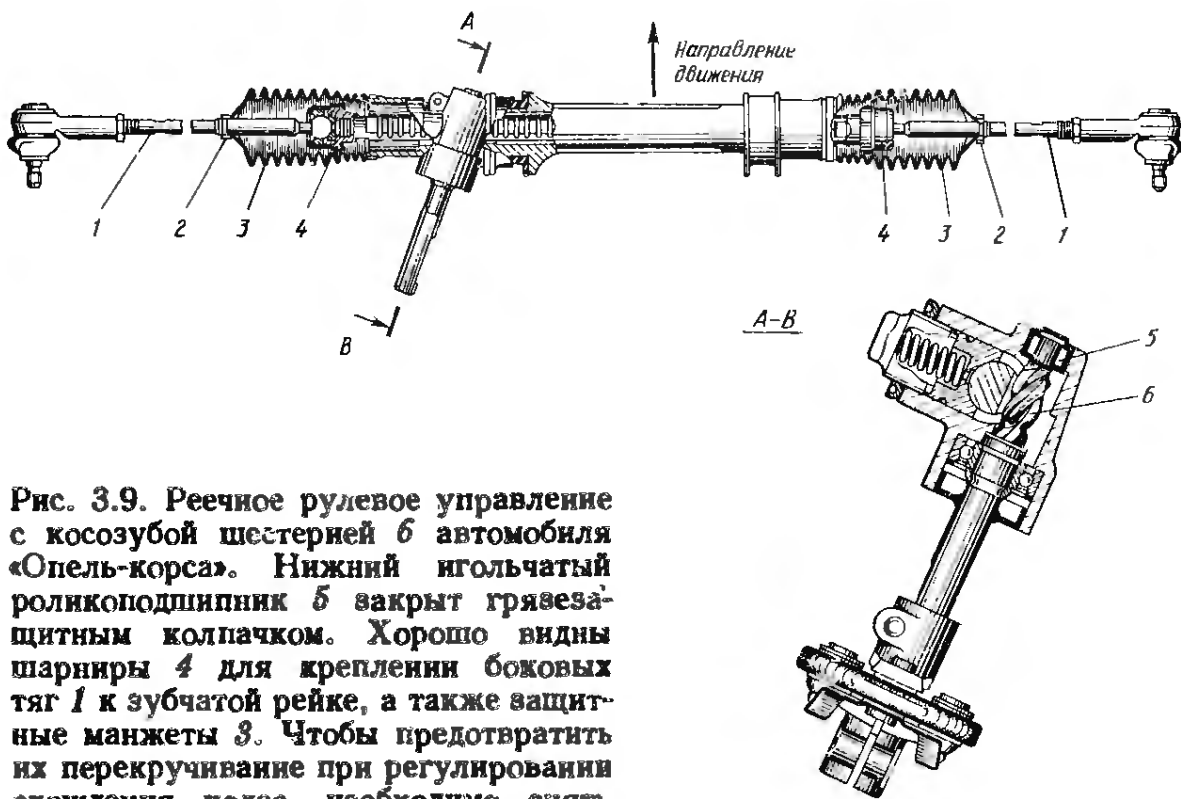


Рис. 3.9. Реечное рулевое управление с косозубой шестерней 6 автомобиля «Опель-корса». Нижний игольчатый роликоподшипник 5 закрыт грязезащитным колпачком. Хорошо видны шарниры 4 для крепления боковых тяг 1 к зубчатой рейке, а также защитные манжеты 3. Чтобы предотвратить их перекручивание при регулировании схождения колес, необходимо снять комуты 2

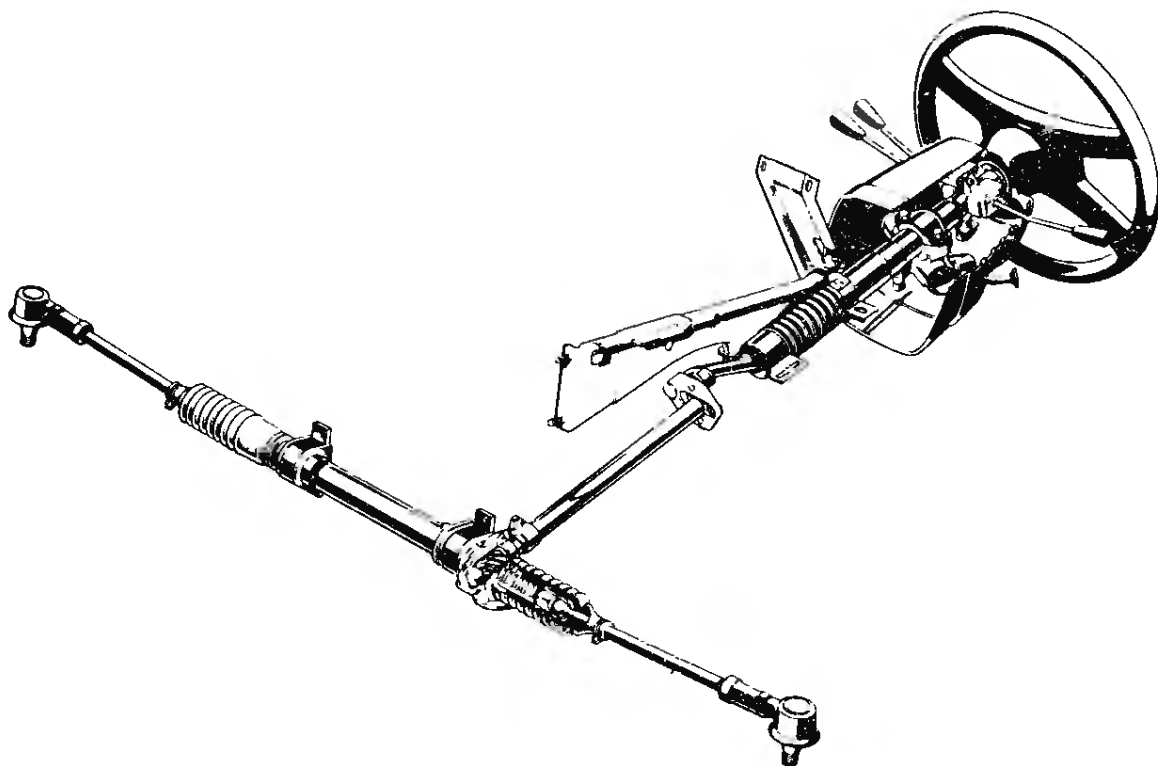


Рис. 3.10. Рулевое управление автомобиля «Форд-фиеста». Боковые тяги крепятся к шарнирам на концах зубчатой рейки. Вал рулевого колеса направлен точно по оси косозубой шестерни и закреплен на ней с помощью хомута. Хорошо видны расцепляющая муфта на этом валу и труба рулевой колонки, выполненная гофрированной для поглощения энергии удара (подвеску см. на рис. 3.15)

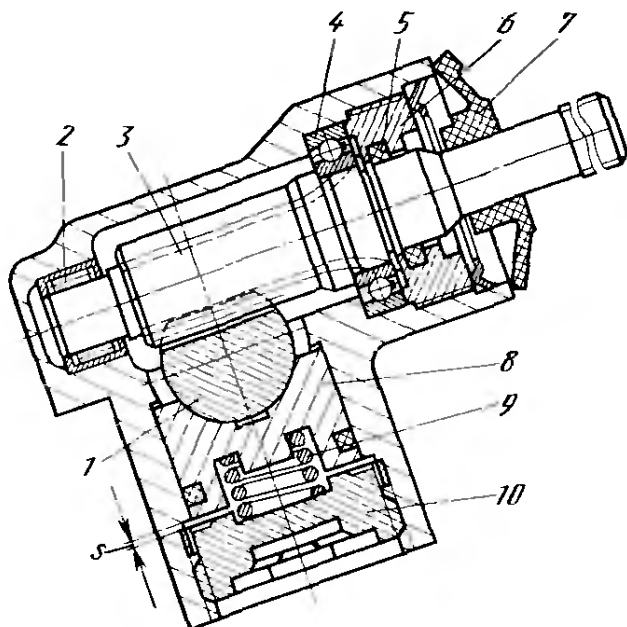


Рис. 3.11. Рулевой механизм фирмы «Цанрадфабрик»

развивающиеся при управлении аксиальные усилия. Внедрение грязи и пыли в рулевой механизм предотвращено уплотнением 5, удерживаемым гайкой 6, и резиновым колпачком 7. Положение нижнего конца шестерни 3 фиксируется игольчатым роликоподшипником 2. У легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности с левосторон-

ним расположением рулевого управления в качестве правой направляющей зубчатой рейки 1 используется пластмассовая втулка (см. рис. 3.12, поз. 1), в качестве левой — нажимной сухарь 8. При расположении рулевого колеса справа положение этих элементов соответственно изменяется. Полу-круглый желоб на сухаре 8 предотвращает также боковые перемещения рейки 1. Чтобы при больших управляющих моментах предотвратить возможное отжимание шестерни от зубчатой рейки, нижняя сторона сухаря 8 имеет вид упора, которым сухарь, совершив ход $s \leq 0,12$ мм, садится на заглушку 10. Винтовая пружина 9 имеет предварительное напряжение 0,6—1,0 кН в зависимости от размеров рулевого управления. Она предназначена для обеспечения постоянного контакта зубчатой рейки и шестерни и компенсации возможных погрешностей их обработки. Твердость их рабочих поверхностей должна быть по меньшей мере *HRC 55*. Последующим износом — благодаря возможности компенсации зазора — можно пренебречь. Зубчатые рейки изготавливаются из термически улучшаемых сталей, подвергаемых индукционной закалке, таких, как Cf 53, 42 Cr 4, шестерни — из цементируемых сталей, например 20 MnCr 5, 20 MoCr 4.

Уплотнение зубчатой рейки боковыми защитными манжетами (см. рис. 3.9, 3.10 и 3.19) позволяет использовать пластичный смазочный материал для длительной смазки, который, однако, должен сохранять свои смазочные свойства при температуре от -40 до $+80$ °C. Единственным недостатком такой конструкции является потеря смазочного материала при повреждении защитной манжеты. При этом рулевое управление становится затрудненным или даже блокируется. Поэтому контроль состояния манжет должен проводиться при каждой проверке (см. табл. 1 и 2).

Рулевой механизм несколько усложняется, если из-за повышенного передаточного числа число зубьев шестерни мало (например, 6; см. табл. 19). Для обеспечения достаточного перекры-

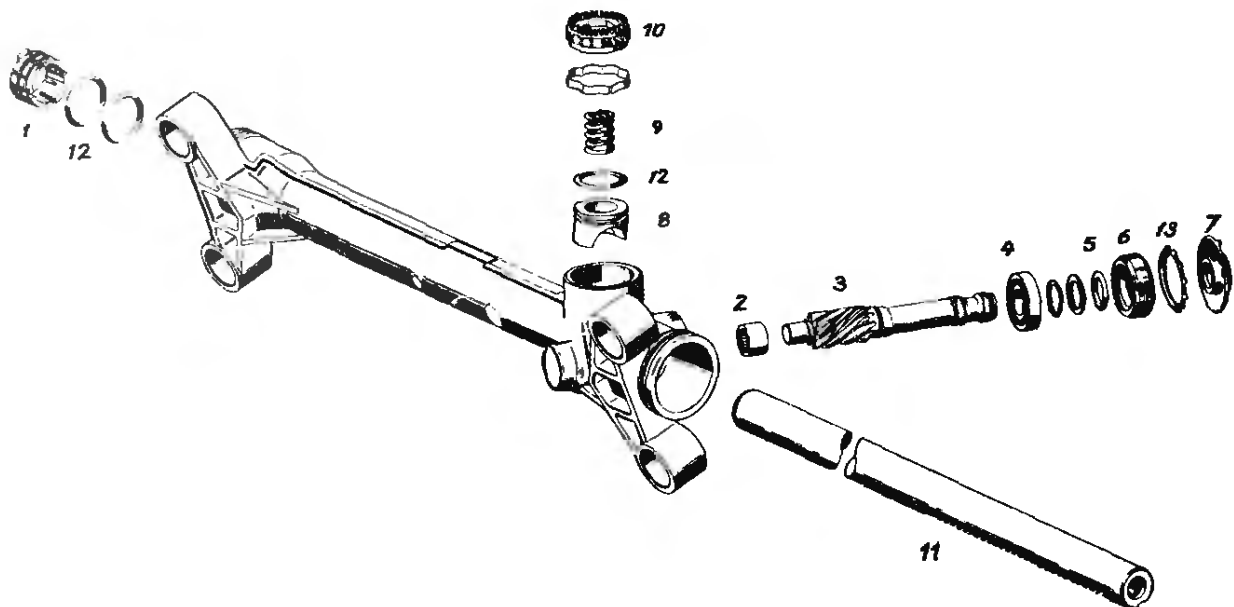


Рис. 3.12. Рулевое управление автомобиля «Фольксваген-транспортёр» со встроенным рулевым механизмом (см. рис. 3.11, обозначения одних и тех же деталей на обоих рисунках одинаковы)

тия зубьев и необходимой прочности их ножек зубья должны быть косыми. Это же требуется, если при малом диаметре делительной окружности шестерни модуль ее зубьев должен быть мелким (что можно видеть на рис. 3.9 и 3.10). По сравнению с прямыми зубьями, КПД зацепления которых более высок, косозубые шестерни более дороги в изготовлении. Кроме того, наличие аксиальных сил, появляющихся при использовании косых зубьев, требует усиления радиального шарикоподшипника, воспринимающего продольные усилия.

На рис. 3.12 представлены детали реечного рулевого управления фирмы «Цанрадфабрик» (механизм которого показан на рис. 3.11) для вновь выпускаемого с 1979 г. автомобиля «Фольксваген-транспортёр». Здесь хорошо видны косозубая шестерня 3, ее подшипники 2 и 4, уплотнения 5 и 7, а также гайка 6 и ее стопорная шайба 13. Слева расположены пластмассовая втулка 1 для направления правого конца зубчатой рейки 11, а также кольца 12 круглого сечения, предназначенные для устранения возможных зазоров. Общее передаточное число этого рулевого управления при прямолинейном движении равно $i_{80} = 22,3$ при 4,7 оборотах рулевого колеса для поворота колес от упора до упора.

Кабина автомобиля «Фольксваген-транспортёр» расположена над двигателем [3]. Для экономии места здесь потребовалось ввести дополнительный редуктор для передачи вращающего момента рулевого колеса (рис. 3.13). Такое конструктивное решение одновременно уменьшает опасность травм при лобовом столкновении и позволяет установить рулевое колесо в более удобном положении для водителя. В предыдущей модели этого автомобиля рулевая колонка стояла почти вертикально (см. рис. 3.95), рулевой механизм

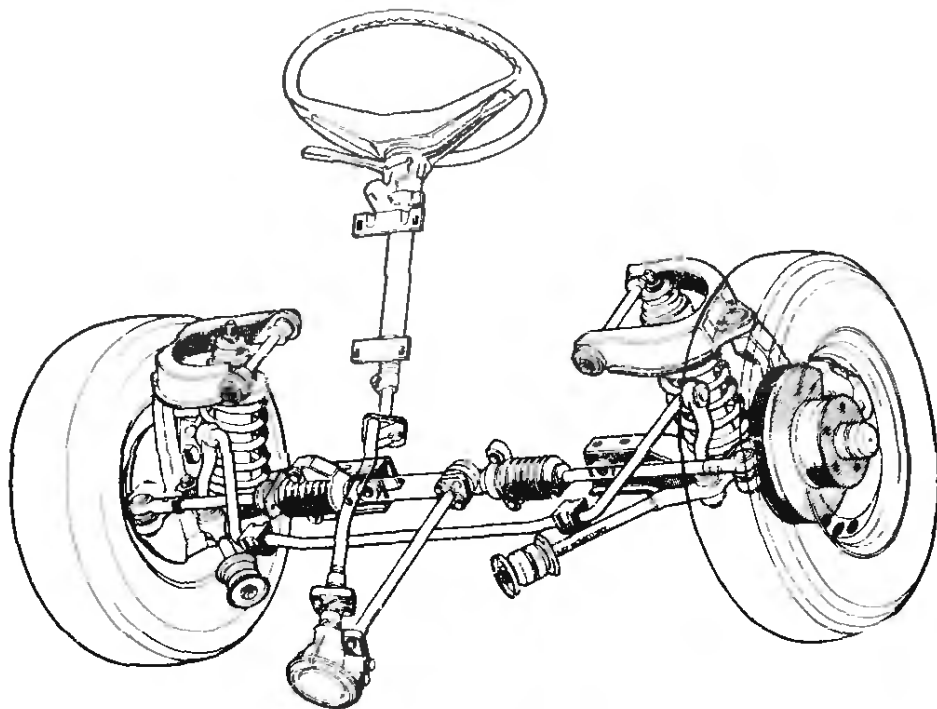


Рис. 3.13. Передняя подвеска на двойных поперечных рычагах автомобиля «Фольксваген-транспортер». Требуемое положение рулевого колеса и повышение безопасности при столкновении достигнуто с помощью дополнительного редуктора, передающего вращающий момент рулевого колеса. Для уменьшения колебаний рулевого управления верхние поперечные рычаги закреплены на кузове жестко в продольном направлении. Жесткость качения радиальных шин демпфирована мягкими в средней части опорами кузова, впереди закрепленными на продольных растяжках

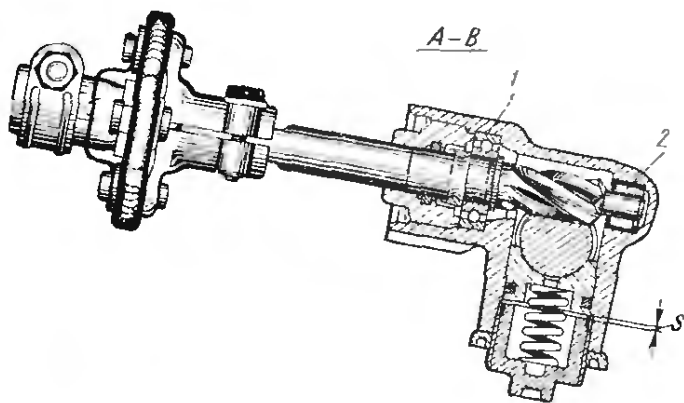
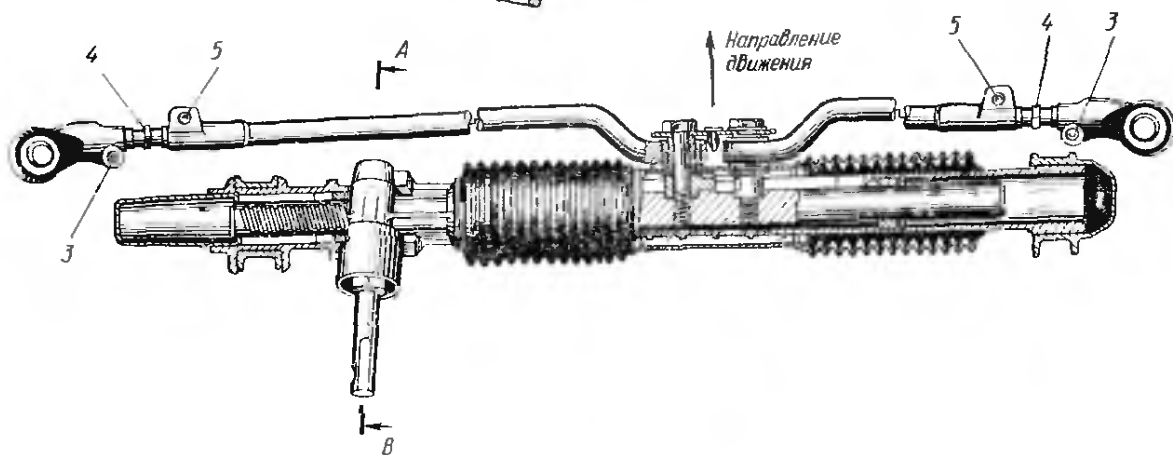


Рис. 3.14. Вид сверху на реечное рулевое управление переднеприводных автомобилей «Кадет» и «Аскона» фирмы «Опель»



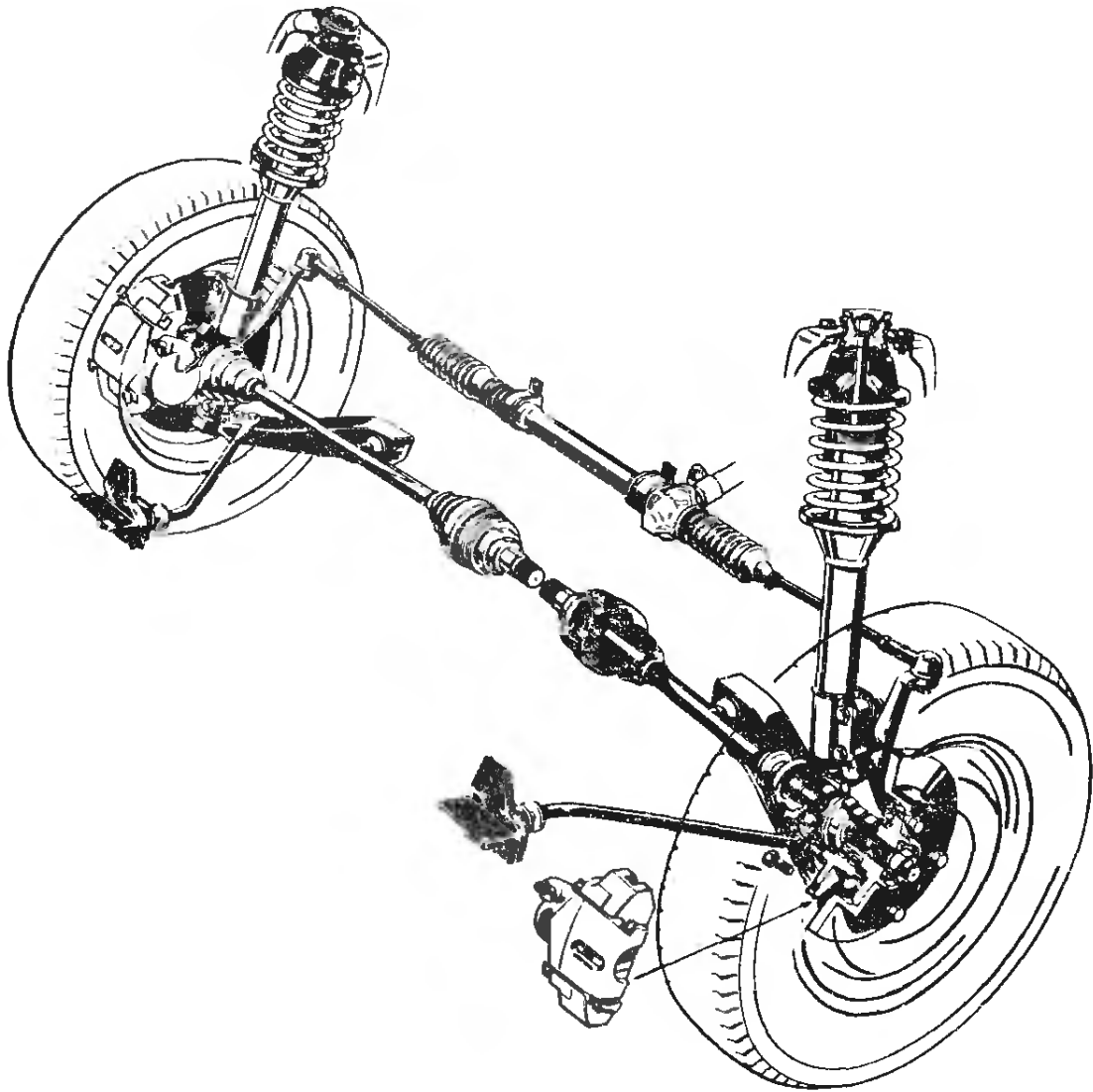


Рис. 3.15. Передняя подвеска автомобиля «Форд-фиеста». Хорошо видны кованые поворотные цапфы, амортизаторные стойки, крепящиеся на них болтами, и направленные под углом вперед раскосы. Раскосы воспринимают продольные силы, вызванные качением радиальных шин, и с определенной податливостью передают их на резиновые опоры. При движении на повороте боковые тяги через рычаги рулевой трапеции, направленные назад, отжимают внешнее колесо преимущественно в сторону отрицательного, а внутреннее — в сторону положительного развала

был не реечным, а с передачей глобоидный червяк — гребневый ролик. Как сказано в п. 6.4.2, при подвеске Макферсон боковые тяги должны быть тем длиннее, чем выше расположен рулевой механизм. В большинстве случаев невозможно обойтись без крепления боковых тяг к середине зубчатой рейки, как, например, на автомобилях «Кадет» и «Аскона» фирмы «Опель» (рис. 3.14; см. также рис. 3.8 и 6.14). Рычаги рулевой трапеции здесь направлены назад, рулевой механизм расположен относительно высоко. Поэтому боковые тяги закреплены в середине зубчатой рейки и изогнуты. Для предотвращения поворота рейки под воздействием момента, поясненного на рис. 3.21, предусмотрена направляющая в пазу корпуса. При ослаблении винтов 3 и 5 (см. рис. 3.14) возможно регулирование схождения колес путем изменения длины

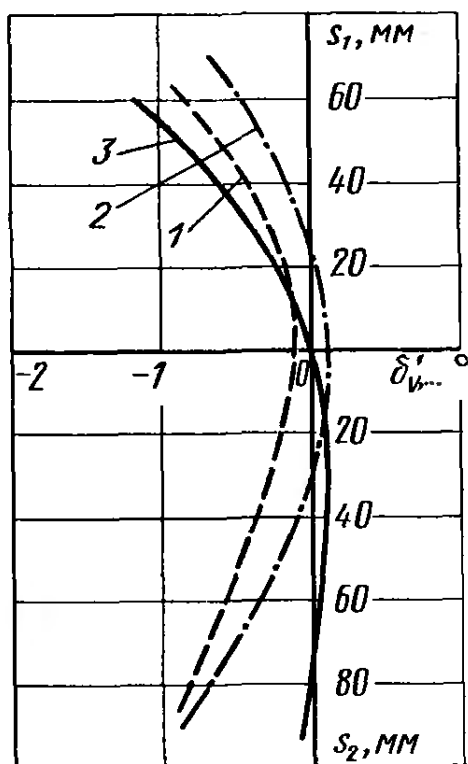


Рис. 3.16. Слишком короткие боковые тяги в подвеске Макферсон ведут к искривлению формы кривой изменения схождения колес δ'_v в зависимости от хода их сжатия s_1 и отбоя s_2 у автомобилей «Форд-фиеста» (1), «Датсун-станца» (2) и «Опель-корса» (3). Измерения производились на левом переднем колесе. Горизонтальная ось соответствует конструктивному положению автомобиля. Если рычаги рулевой трапеции направлены назад, то как при сжатии, так и при отбое подвески колеса поворачиваются в сторону отрицательного схождения. Повышенная креновая поворачиваемость автомобиля «Опель-корса» обеспечивает ему более устойчивые ходовые характеристики. Недостаточная поворачиваемость вызвана разностью высот внутренних и внешних шарниров боковых тяг [5]

действием боковых сил, оказывают на него небольшое влияние. Шестерня установлена в шарикоподшипнике 1 и игольчатом роликоподшипнике 2 и прижимается к зубчатой рейке винтовой пружиной. Возможный ход рейки определяется резьбовой пробкой. Если же такое решение невозможно из-за недостатка места или слишком большой стоимости изготовления, то боковые тяги крепятся к концам зубчатой рейки. Но тогда слишком короткие боковые тяги изменяют кинематику передней подвески в отношении схождения колес, как, например, у автомобиля «Форд-фиеста» (рис.

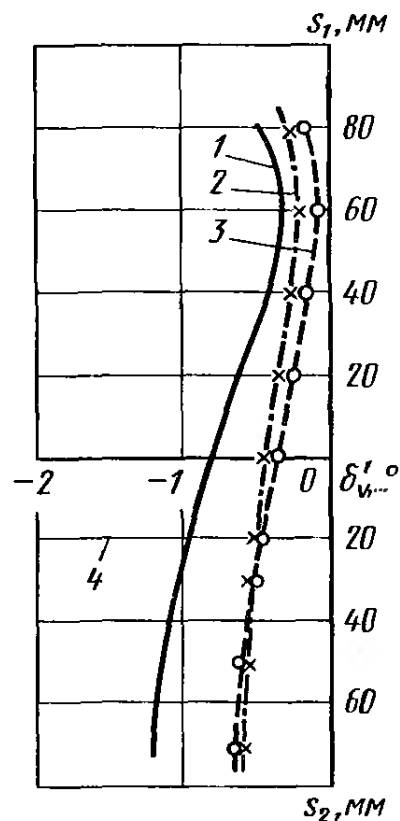


Рис. 3.17. Изменение схождения колес δ'_v переднеприводного автомобиля «Форд-эскорт» в зависимости от хода сжатия s_1 и отбоя s_2 его подвески. Горизонтальная ось соответствует расчетному состоянию автомобиля. Небольшие отклонения кривых от вертикалей объясняются податливостью подвески:

1 — общее схождение обоих колес; 2 — правое колесо; 3 — левое колесо; 4 — положение подвески ненагруженного автомобиля

тяг вращением промежуточных элементов 4 (см. рис. 3.14). Рулевой механизм двумя далеко разнесенными друг от друга точками крепится к передней стенке, при этом моменты в этих точках, обусловленные

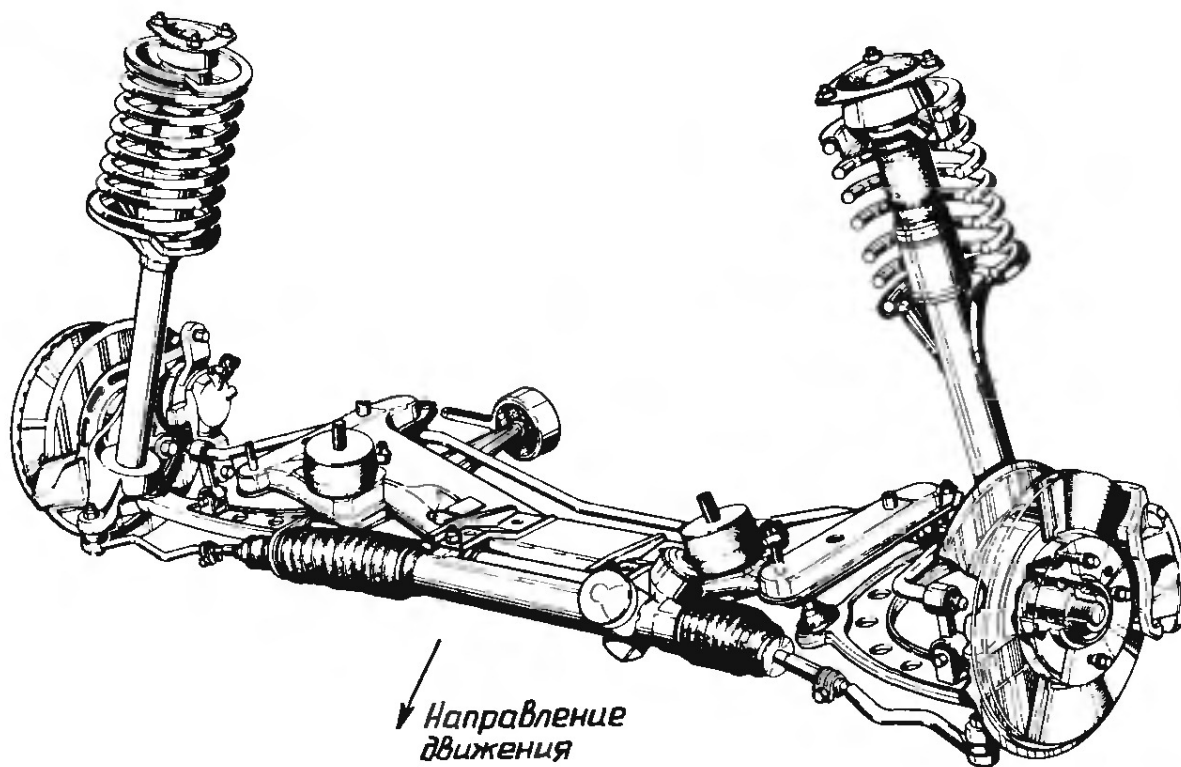


Рис. 3.18. Передняя подвеска Макферсон автомобиля третьей опытной серии фирмы БМВ. Плечо обкатки равно $+10$ мм. Нижние поперечные рычаги серповидной формы впереди закреплены на балке, несущей также рулевой механизм, с помощью шаровых шарниров, сзади — с помощью опор, упругих в боковом направлении. Завулканизированные резиновые элементы определенной упругости компенсируют жесткость качения шин серии «60». Реечный рулевой механизм фирмы «Цанрадфабрик» расположен перед осями, что позволило удлинить боковые тяги. Однако недостатком такого решения является разворот наружного колеса при движении на повороте в сторону положительного развала, а внутреннего — в сторону отрицательного. Колеса посажены на двухрядные шариковые подшипники. Модель с шестицилиндровым двигателем оборудована тормозными механизмами с вентилируемыми дисками

3.15). Практически у всех переднеприводных автомобилей с поперечным расположением двигателя рычаги рулевой трапеции направлены назад. Если при этом, например, как в автомобиле «Опель-корса», вследствие изменения высоты внутренних и внешних шарниров боковых тяг требуемый наклон при движении на повороте не достигается, то как при ходе сжатия, так и при ходе отбоя схождение становится отрицательным (рис. 3.16).

У переднеприводного автомобиля, у которого рулевой механизм расположен низко, а боковые тяги несколько длиннее нижних поперечных рычагов (см. рис. 3.122), возможно предотвращение нежелательного изменения схождения (рис. 3.17). Под двигателем легкового автомобиля классической компоновки места достаточно для перенесения боковых тяг вперед (рис. 3.18; см. также рис. 3.94). Как можно видеть на рис. 6.12 и 6.22, длина этих тяг увеличивается, так как рычаги рулевой трапеции должны быть развернуты наружу и внешние шарниры тяг входят глубоко в колеса. Благодаря этому можно предотвратить нежелательное изменение схождения колес даже при подвеске Макферсона.

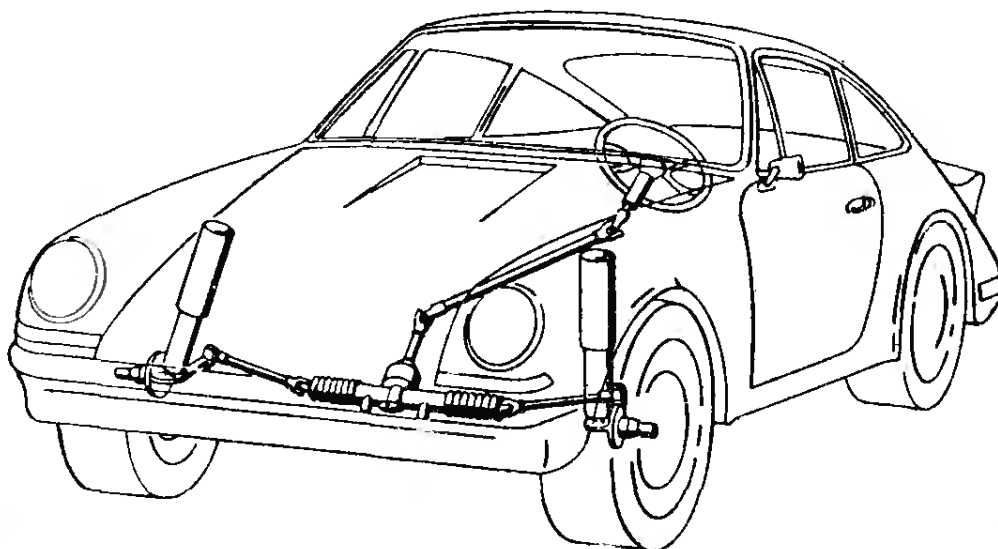


Рис. 3.19. Передняя подвеска Макферсон автомобиля «Порше-911 СС» и расположенное за осями колес рулевое управление фирмы «Цанрадфабрик». Шестерня реечного механизма установлена в средней плоскости, что позволило укоротить зубчатую рейку и удлинить боковые тяги. Необходимый при этом излом вала рулевого колеса повышает травмобезопасность при столкновении благодаря его повышенной податливости

3.1.5. Тип 2

Реечное рулевое управление этого типа, в котором шестерня установлена в средней плоскости автомобиля (рис. 3.19), применяется только на автомобилях со средним и задним расположением двигателя. Присущая такому конструктивному решению симметрия позволяет укоротить зубчатую рейку и удлинить боковые тяги. Среднее положение рулевого механизма влечет за собой такой недостаток, как большой требуемый объем для рулевого управления из-за необходимости в «изломе» вала рулевого колеса. Однако оно позволяет использовать его как для право-, так и для левостороннего рулевого управления, а также повышает безопасность водителя при столкновении. При лобовом ударе расположенный под углом промежуточный вал прогибается, благодаря чему отпадает необходимость в расцепляющих муфтах и деформируемых элементах.

3.1.6. Тип 3

Как можно видеть на рис. 3.8, 3.14 и 6.14, крепление боковых тяг к середине зубчатой рейки при подвеске Макферсон неизбежно тогда, когда рулевой механизм должен быть расположен относительно высоко. В таких случаях внутренние шарниры этих тяг крепятся в средней плоскости автомобиля непосредственно к рейке или к связанному с ней элементу. При этом конструкция рулевого механизма должна предотвращать возможность скручивания зубчатой рейки воздействующими на нее моментами. При ходах сжатия и отбоя подвески тяги отклоняются, что одновременно сопровождается поворотом колес. Возникающие при этом

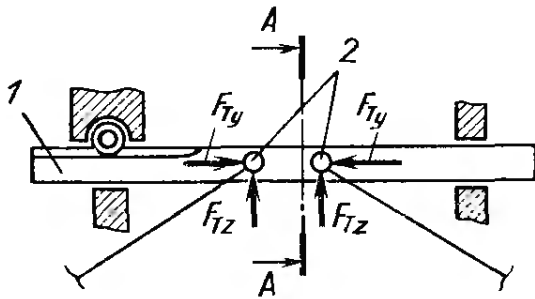


Рис. 3.20. В случае подвески Макферсон для предотвращения больших изменений схождения колес боковые тяги должны иметь большую длину. Внутренние шарниры этих тяг должны быть закреплены в середине зубчатой рейки. При ходе сжатия или отбоя подвески, а также при движении на повороте боковые тяги располагаются под углом к рейке, вызывая составляющие F_{Ty} и F_{Tz}

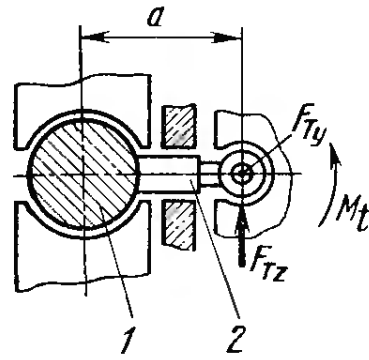


Рис. 3.21. Сечение по А-А рулевого механизма, показанного на рис. 3.20. Вертикальная составляющая F_{Tz} через плечо a развивает момент M_t , скручивающий зубчатую рейку 1. Задачей конструктора является компенсировать этот момент так, чтобы не возник шум в виде стука, но и не слишком затруднялось рулевое управление. Кроме того, горизонтальная составляющая F_{Ty} создает момент M_b , изгибающий рейку. Однако оба эти момента тем меньше, чем меньше a

вертикальные составляющие F_{Tz} силы создают момент на плече a , стремящийся повернуть рейку вокруг ее продольной оси (рис. 3.20 и 3.21). Это предъявляет особые требования к направляющим рейки 1 и поводков 2, так как при слишком малых зазорах в них рулевое управление будет очень трудным, при слишком больших могут возникать стуки.

На рис. 3.22 показаны детали рулевого механизма типа 3 фирмы «Цанрадфабрик». По направляющим поверхностям 11 прорези в корпусе механизма скользят пластмассовые ползуны 9, с обеих сторон охватывающие держатель 8. При положении резьбовых отверстий 12 зубчатой рейки против прорези в них ввинчиваются винты 1, крепящие к ней боковые тяги 2 и 3 через патрубок 7 и держатель 8. При этом патрубок 7 охватывает корпус рулевого механизма. К обоим концам патрубка зажимными кольцами 5 прикреплены внутренние концы гофрированных защитных манжет 6; их наружные концы также зажимными кольцами 5 зафиксированы на корпусе, закрывая прорезь. Концы механизма, в свою очередь, закрыты резиновыми заглушками 4. Левый (на рисунке) конец зубчатой рейки скользит во втулке 10; направление правого обеспечивают шестерня и подпружиненный сухарь (см. рис. 3.11). Если на автомобиле устанавливается амортизатор рулевого управления, то он крепится к дополнительно предусматриваемому кронштейну (рис. 3.23; см. также рис. 3.73).

На рис. 3.22 не показаны шестерня, подшипники и детали прижима зубчатой рейки к шестерне. Эти детали уже были представлены на рис. 3.11 и 3.12. Если поперечное сечение зубчатой рейки не круглое, а V- или Y-образное (рис. 3.24 и 3.25), то дополни-

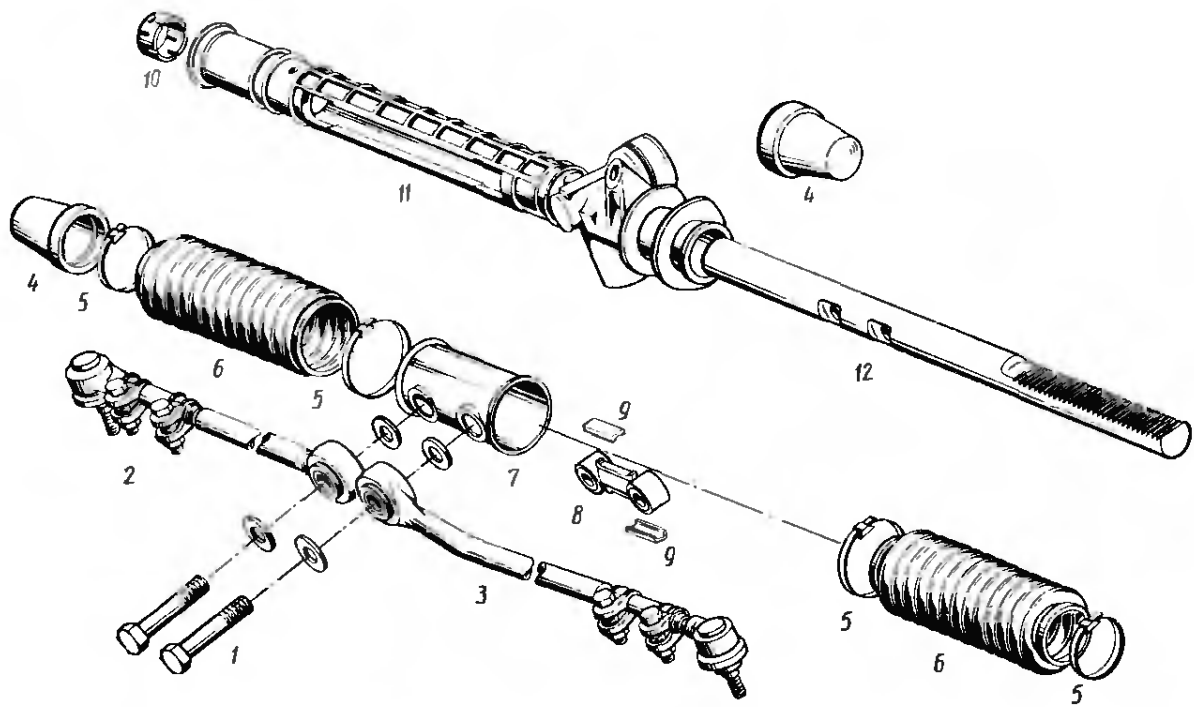


Рис. 3.22. Рулевой механизм с креплением боковых тяг к середине зубчатой рейки

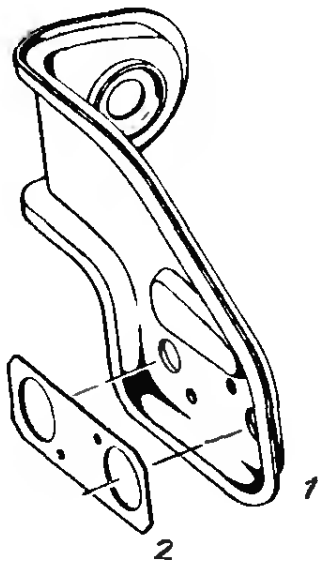


Рис. 3.23. Кронштейн 1 для крепления амортизатора на рулевом механизме фирмы «Цанрадфабрик». Пластина 2 обеспечивает стопорение крепежных гаек

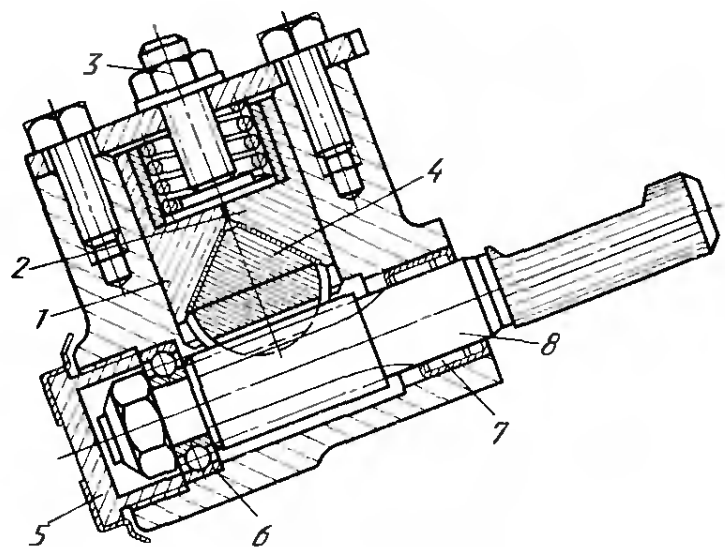


Рис. 3.24. Рулевой механизм автомобиля «Ауди-100» мод. 83

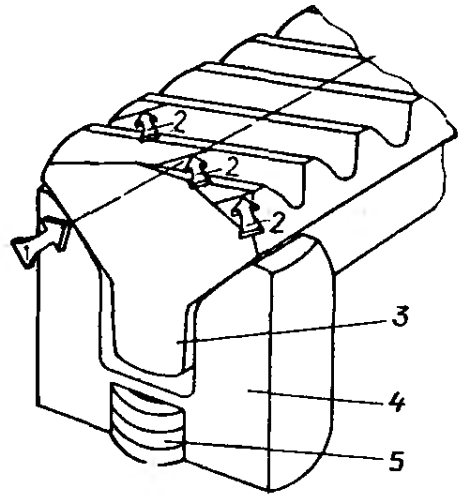
тельные меры по предотвращению кручения рейки вокруг продольной оси можно не предусматривать.

Раньше для этой цели использовались зубчатые рейки четырех- и многоугольного поперечного сечения.

В показанном на рис. 3.24 рулевом механизме автомобиля «Ауди-100» мод. 83 зубчатая рейка 4 имеет V-образное поперечное

Рис. 3.25. Зубчатая рейка Y-образного поперечного сечения, разработанная в последнее время фирмой «Цанрадфабрик»

сечение и не может повернуться даже при больших моментах. Она прижимается к шестерне 8 винтовой пружиной через сухарь, состоящий из двух частей 1 и 2. Возможный ход сухаря (см. ход s на рис. 3.11) можно регулировать гайкой 3. Шестерня 8 вращается в радиальном шарикоподшипнике 6. Его внутреннее кольцо фиксируется самостопорящейся гайкой 5, которая одновременно обеспечивает уплотнение этого конца шестерни. Игольчатые ролики подшипника 7 катятся непосредственно по цементированной поверхности шестерни 8. Уплотнительное кольцо этого подшипника защищает от внедрения грязи внутреннюю полость механизма в целом. На наружном конце шестерни выполнена лыска и нанесена накатка, что позволяет простой зажимной скобой крепить к ней трубчатый вал рулевого колеса, сохраняя возможность регулировки места соединения по длине (см. рис. 6.14). Подшипники 6 и 7 выпускаются фирмой ФАГ.



На рис. 3.25 представлена зубчатая рейка Y-образного поперечного сечения, рассчитанная на крепление боковых тяг к ее середине. Скошенные поверхности 1 зубчатой рейки 3 и сухаря 4 предотвращают поворот рейки вокруг ее продольной оси. Прижим сухаря к рейке осуществляется пружиной 5. Такая форма зубчатой рейки дает возможность увеличить ширину зубьев 2 и прочность их ножек. Кроме того, повышается момент инерции поперечного сечения рейки, что уменьшает ее изгиб в обеих плоскостях при той же нагрузке.

3.1.7. Тип 4

Более 30 лет назад фирма «Ауто-унион» начала выпуск автомобилей с двухтактным двигателем и так называемым укороченным рулевым управлением, в котором боковые тяги связаны с зубчатой рейкой в средней плоскости автомобиля, а сама рейка закреплена в короткой направляющей. В корпусе рулевого механизма предусмотрена компенсационная пружина, которая благодаря ее скольжению в продольной канавке рейки круглого сечения предотвращает ее проворот. Вал шестерни вращается в эксцентриковой втулке, что позволяет регулировать зазор в зубчатом зацеплении. Необходимость регулирования, повышенный шум и значительные затраты на изготовление обусловили отказ от этой в остальном удачной конструкции в конце 50-х годов. Но с 1974 г. на автомобиле «Ауди-50», а также на автомобилях «Поло» и «Дерби» (см.

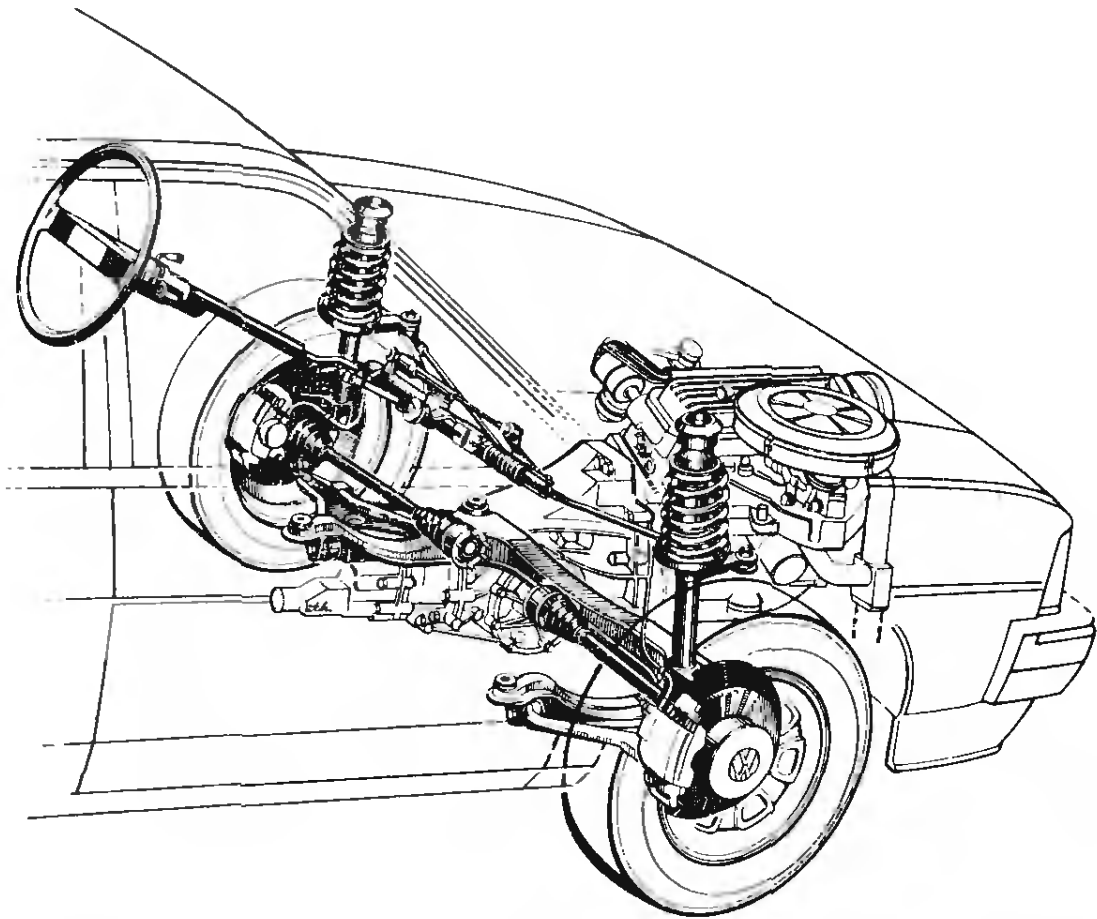


Рис. 3.26. Передняя подвеска Макферсон автомобиля «Пассат Ц» фирмы «Фольксваген». Укороченное рулевое управление крепится к передней стенке кабины и к левому боковому листу сзади оси колес. Демпфер рулевого управления расположен над ним. Рычаги рулевой трапеции, приваренные к внешним трубам амортизационных стоек подвески, направлены вперед. Благодаря этому при движении на повороте внешнее колесо отклоняется в сторону отрицательного развала, внутреннее — в сторону положительного

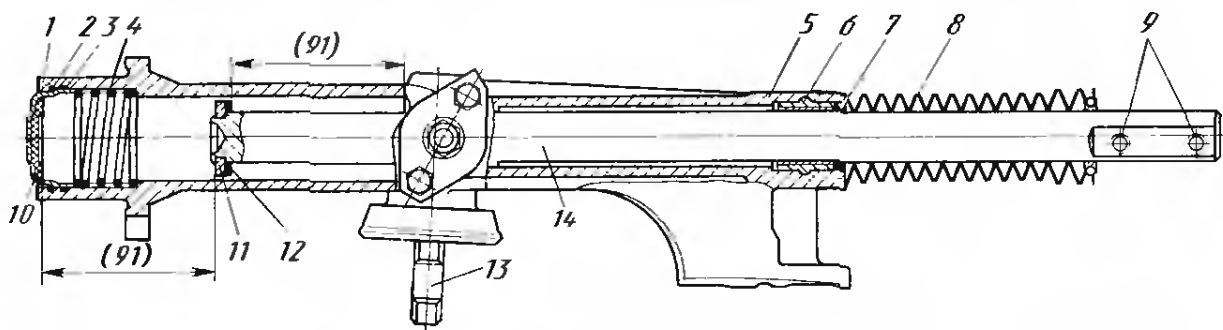


Рис. 3.27. Укороченное рулевое управление автомобилей «Ауди-80», «Пассат» и «Сантана»

рис. 3.8) фирмы «Фольксваген», а с 1980 г. и на других автомобилях этих фирм появилось укороченное рулевое управление, отвечающее современным требованиям. Оно отличается легкостью хода и недорого в изготовлении. К недостаткам следует отнести повышенные нагрузки отдельных деталей и возможное в результате этого снижение жесткости. Однако это не было подтверждено измерениями, проведенными фирмой «Ауди».

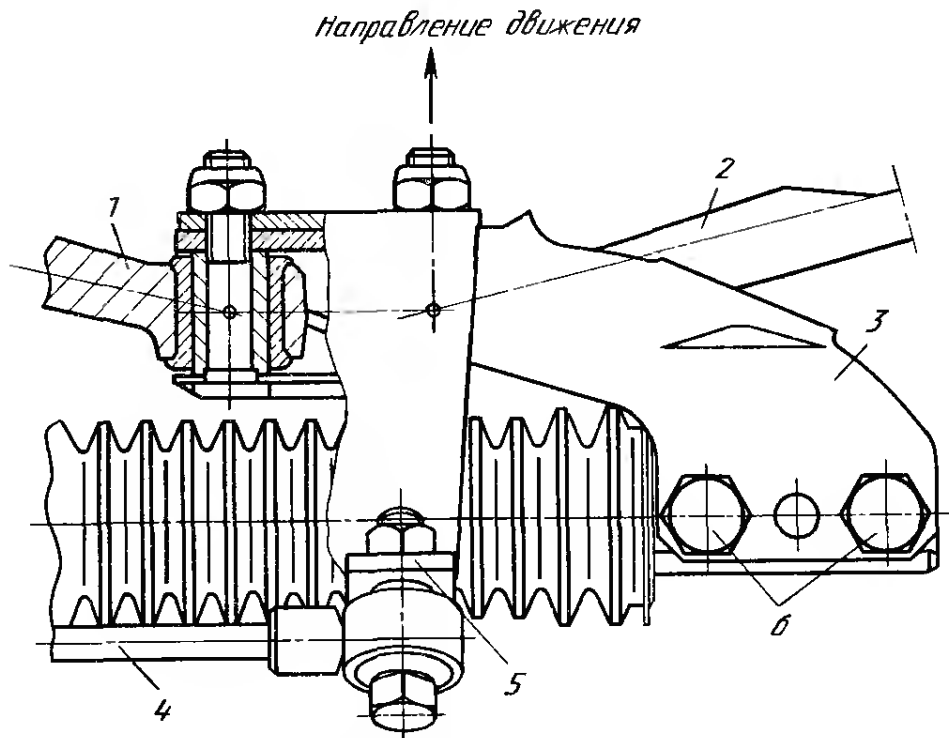


Рис. 3.28. Часть укороченного рулевого управления автомобиля «Ауди-80»

Кроме других конструктивных изменений по сравнению с рулевым управлением типа I более крупные модели «Сантана» и «Пассат Ц» фирмы «Фольксваген» (рис. 3.26), а также автомобили «Ауди-80» и «Купе» фирмы «Ауди» оборудованы укороченным рулевым управлением зубчатой рейкой круглого сечения, имеющей больший диаметр. На рис. 3.27 это рулевое управление показано в продольном сечении. Подшипник скольжения 6, образующий одну точку опоры зубчатой рейки 14, расположен на расстоянии всего 185 мм от другой точки опоры — шестерни 13. Внутренняя поверхность подшипника покрыта пластмассой, он фиксируется в корпусе 5 запрессовкой в кольцевую проточку. Уплотнение этого конца зубчатой рейки обеспечивают кольцо 7 и гофрированный чехол 8. Левая сторона корпуса 5 закрыта заглушкой 1, для уплотнения которой предусмотрено кольцо 3. Винтовая пружина 4 облегчает сборку: она позволяет утопить заглушку 1, освобождая место для установки стопорного кольца 2. Эта заглушка одновременно используется в качестве ограничителя хода зубчатой рейки (который составляет здесь ± 91 мм). Для этого на ее внутренней стороне закреплена резиновая прокладка 10, в которую упирается шайба 11, закрепленная на конце рейки 14, при ее максимальном ходе влево. Упругая шайба 12 ограничивает ход рейки вправо, упираясь в выемку в корпусе 5. Зубчатая рейка в этом рулевом управлении выполнена из стали Ст 35 V, улучшенной до $\sigma_B = 600 \div 700$ МПа. Поверхность зубьев подвергнута закалке с помощью индукционного нагрева до твердости HRC 52 + 3.

Два резьбовых отверстия 9 на конце зубчатой рейки, показанной на рис. 3.27, предназначены для крепления поводка 3 винтами 6

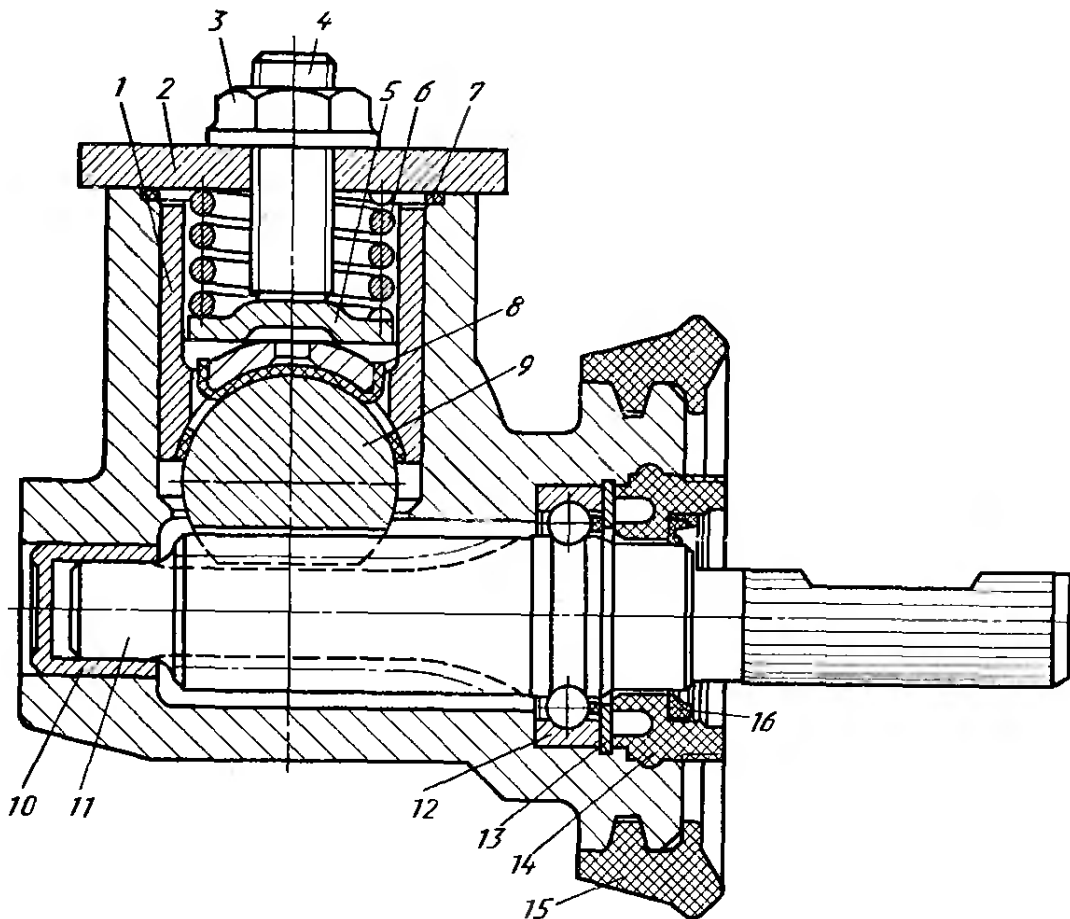


Рис. 3.29. Рулевой механизм укороченного рулевого управления автомобиля «Ауди-80». Зубчатая рейка изготовлена из прутка диаметром 26 мм. Благодаря этому ее зубья имеют относительно большую длину, обеспечивающую контакт с шестерней на большой площади

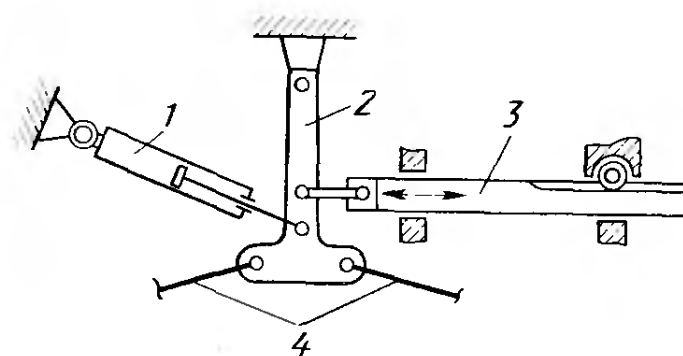
(рис. 3.28). Этот поводок несет расположенные на одной высоте шарниры боковых тяг 1 и 2, а также кронштейн 5 для шарнира демпфера 4 рулевого управления.

При регулировании рулевого управления такого типа важно, чтобы при расчетном состоянии автомобиля и нейтральном положении колес концы примерно горизонтальных тяг 1 и 2 находились на середине зубчатой рейки. Это позволяет исключить появление момента, скручивающего ее.

Вследствие расположения под углом — при виде сверху — боковых тяг (см. рис. 3.26) при движении по прямой с обеих сторон возникают составляющие F_{Tx} , направленные в одну сторону (при движении на повороте — в противоположные стороны). Они вызывают изгибающий момент, который в укороченном рулевом управлении должен компенсироваться на меньшем плече между шестерней 13 и подшипником 6 (см. рис. 3.27), чем в рулевом управлении типа 1 или 3.

Упомянутый в п. 3.1.6 (см. также рис. 3.20 и 3.21) момент $M_z = F_{Tz}a$ возникает также в укороченном рулевом управлении при наклонном положении боковых тяг при виде сзади (т. е. при ходах сжатия и отбоя подвески). Для предотвращения вызываемого этим моментом скручивания зубчатой рейки фирмы «Ауди»

Рис. 3.30. Схема укороченного рулевого управления автомобиля «Ро-80» фирмы «Ауди-НСУ ауто-унион»



и «Фольксваген» используют на своих автомобилях рейки круглого поперечного сечения относительно большого диаметра — 26 мм, как, например, на рулевом управлении, показанном на рис. 3.29. Допустимый ход втулки 1 до упора в крышку 2 равен всего 0,03—0,06 мм. Резьбовой штифт 4 позволяет точно регулировать положение нажимной плиты 5, после чего он контрится гайкой 3. Отсутствие зазора между зубчатой рейкой 9 и шестерней 11 обеспечивает винтовая пружина 6, развивающая усилие около 0,4 кН. Для облегчения хода рулевого механизма на втулке 1 предусмотрена тефлоновая прокладка 8. Резиновое кольцо 7 установлено для уплотнения между крышкой 2 и корпусом механизма. В качестве опор шестерни 11 служат закрытый с одной стороны подшипник скольжения 10 и радиальный шарикоподшипник 12 фирмы ИНА, зафиксированный кольцом 13. Внутренняя дорожка для качения шариков выполнена непосредственно на шейке шестерни 11. Аксиальные силы, развивающиеся при управлении, через подшипник 12 передаются на корпус. Для уплотнения шестерни установлено кольцо 14 с пластмассовым вкладышем 16. Проникание воды и грязи между передней стенкой кабины и рулевым механизмом предотвращено резиновым фланцем 15.

На рис. 3.30 показано укороченное рулевое управление автомобиля «Ро-80», с 1967 по 1977 г. выпускавшегося фирмой «Ауди-НСУ ауто-унион» [5]. Внутренние шарниры обеих боковых тяг 4 закреплены на нижней части поворотного рычага 2. Этот рычаг, а также рулевой механизм 3, поворачивающий его, винтами были закреплены на передней стенке кабины, благодаря чему возникающие силы реакции передавались на жесткий кузов. С рычагом 2 был также связан шток усилителя 1 рулевого управления.

3.2. РУЛЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ С ВРАЩАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ НА ВЫХОДЕ

3.2.1. Преимущества и недостатки

При независимой подвеске колес рулевой механизм с вращательным движением на выходе требует дополнительной установки маятникового рычага, а для соединения его с сошкой — средней тяги (см. поз. 4, 2 и 5 на рис. 3.1 и 3.2). Вследствие этого рулевое управление с таким механизмом на автомобилях с независимой подвеской передних колес сложнее и дороже реечного рулевого управления. При сравнении этих рулевых механизмов в рулевом

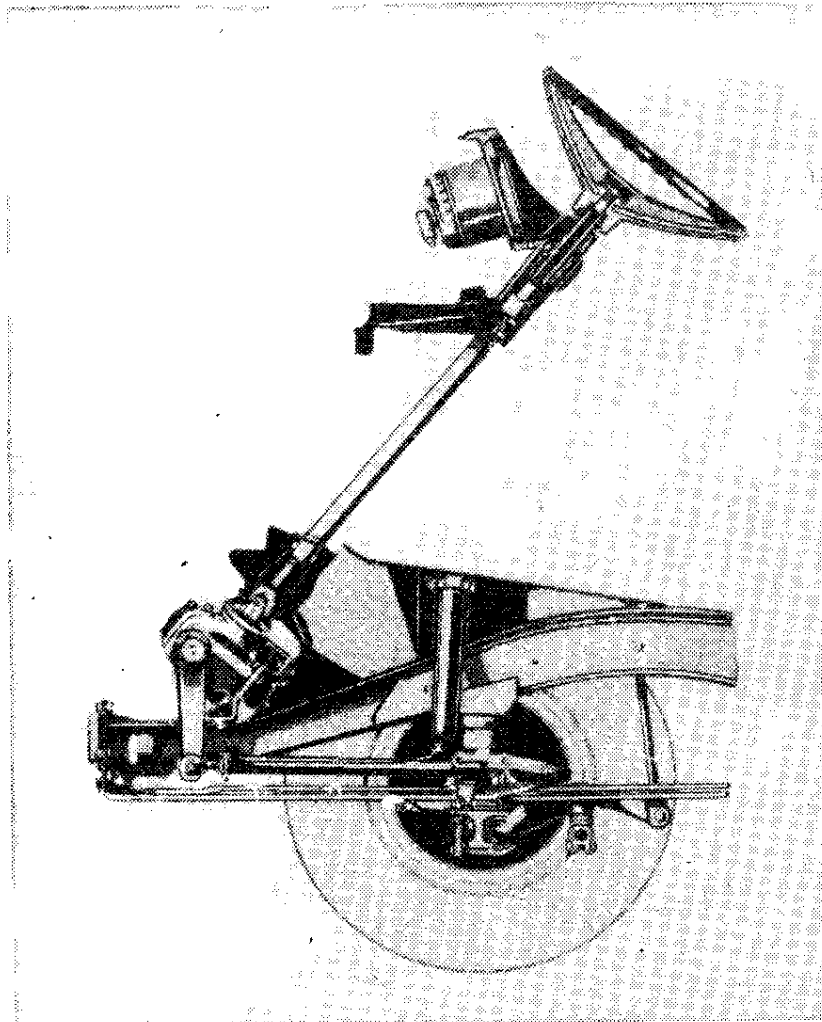


Рис. 3.31. Независимая подвеска передних колес грузовых автомобилей малой грузоподъемности серии 207 Д/308. В рулевом управлении использован рулевой механизм с винтовой передачей и зубчатой парой

управлении без усилителя можно, однако, выявить целый ряд преимуществ рулевого механизма с вращательным движением на выходе:

- возможность передачи больших усилий;

- возможность поворота колес на большой угол. Угол поворота вала сошки составляет до $\pm 45^\circ$ (см. табл. 5), но он может быть увеличен за счет изменения передаточного числа рулевого привода. Кроме того, это позволяет использовать более длинные рычаги рулевой трапеции;

- малость нагрузок на сошку и маятниковый рычаг, обусловленных расположением под углом боковых тяг. В результате этого снижена чувствительность рулевого управления к ударным нагрузкам. Кроме того, боковые тяги могут иметь различную определяемую конкретными условиями длину;

- увеличение общего передаточного числа рулевого управления при увеличении угла поворота колес. Это удобно при парковании, так как усилия, требуемые при маневрировании, снижаются (см. п. 4.1.3).

Рулевые механизмы этого типа применяются только при зависимой подвеске передних колес (см. также рис. 3.5). В показанном

на рис. 3.31 рулевом управлении установлен рулевой механизм с винтовой передачей и зубчатой парой. Продольная тяга параллельна двухлистовым параболическим рессорам. Она должна быть несколько короче переднего конца рессоры, чтобы задняя и передняя части рессоры при изгибе принимали одинаковую форму (см. рис. 5.14). В сечении можно видеть травмобезопасное рулевое колесо и поперечную тягу, связывающую оба передних колеса. Другие варианты рулевого управления на автомобилях с кабиной, расположенной над двигателем, показаны на рис. 3.5, 3.13 и 3.44. Кронштейн крепления трубы рулевой колонки к кабине переламывается при столкновении (см. рис. 3.95).

3.2.2. Рулевые механизмы с винтовой парой на циркулирующих шариках для легковых автомобилей

Этот рулевой механизм, иначе называемый рулевым механизмом с винтовой передачей с циркулирующими шариками и зубчатым зацеплением, известен наиболее широко. В показанном на рис. 3.32 механизме винт 4 имеет винтовые канавки, по которым катятся

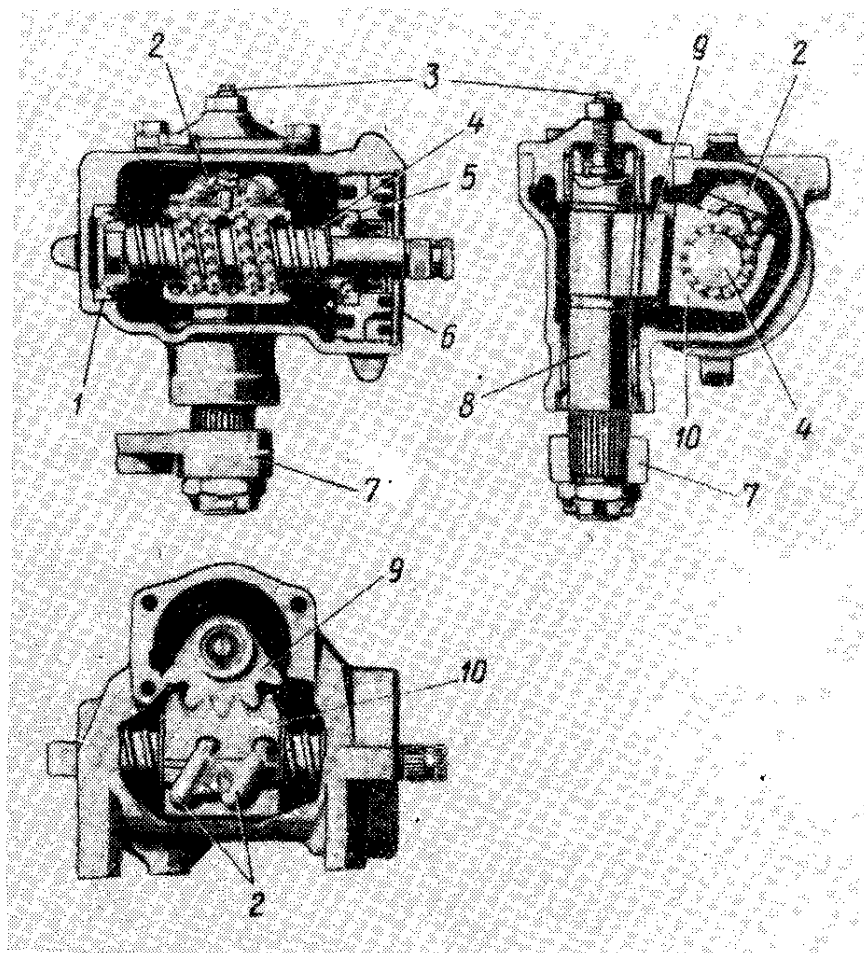


Рис. 3.32. Рулевой механизм с винтовой передачей и зубчатой парой фирмы «Даймлер-Бенц», который раньше устанавливался на легковых автомобилях мод. 200 и 230 Е, а также на грузовом автомобиле малой грузоподъемности мод. 207 Д/308

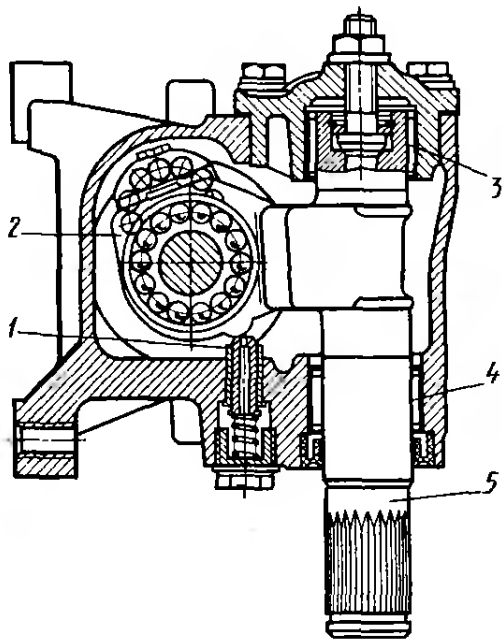


Рис. 3.33. Рулевой механизм с винтовой передачей и зубчатой парой, устанавливаемый на автомобилях мод. 190/190 Е фирмы «Даймлер-Бенц»

шарики. При вращении винта 4 рулевым колесом шарики вызывают перемещение гайки-рейки 10, при этом шарики перекатываются с одной стороны винта 4 на другую по желобам 2. Так как гайка-рейка находится в зацеплении с зубчатым сектором 9, ее перемещение приводит к повороту сектора 9 и, следовательно, сошки 7 через вал 8. На сечении справа вверху можно видеть, что зубья сектора и гайки-рейки несколько скошены относительно оси вала 8 сошки. Это позволяет устранять зазор в зубчатом зацеплении, появляющийся при нейтральном положении колес, с помощью упорного винта 3. Люфты в подшипниках 1 и 5 могут быть устранены перемещением крышки 6.

Современные рулевые механизмы этого типа для легковых автомобилей среднего класса не требуют ухода. В конструкции для автомобилей мод. 190/190 Е (рис. 3.33) фирма «Даймлер-Бенц» использовала для этого дополнительный подпружиненный

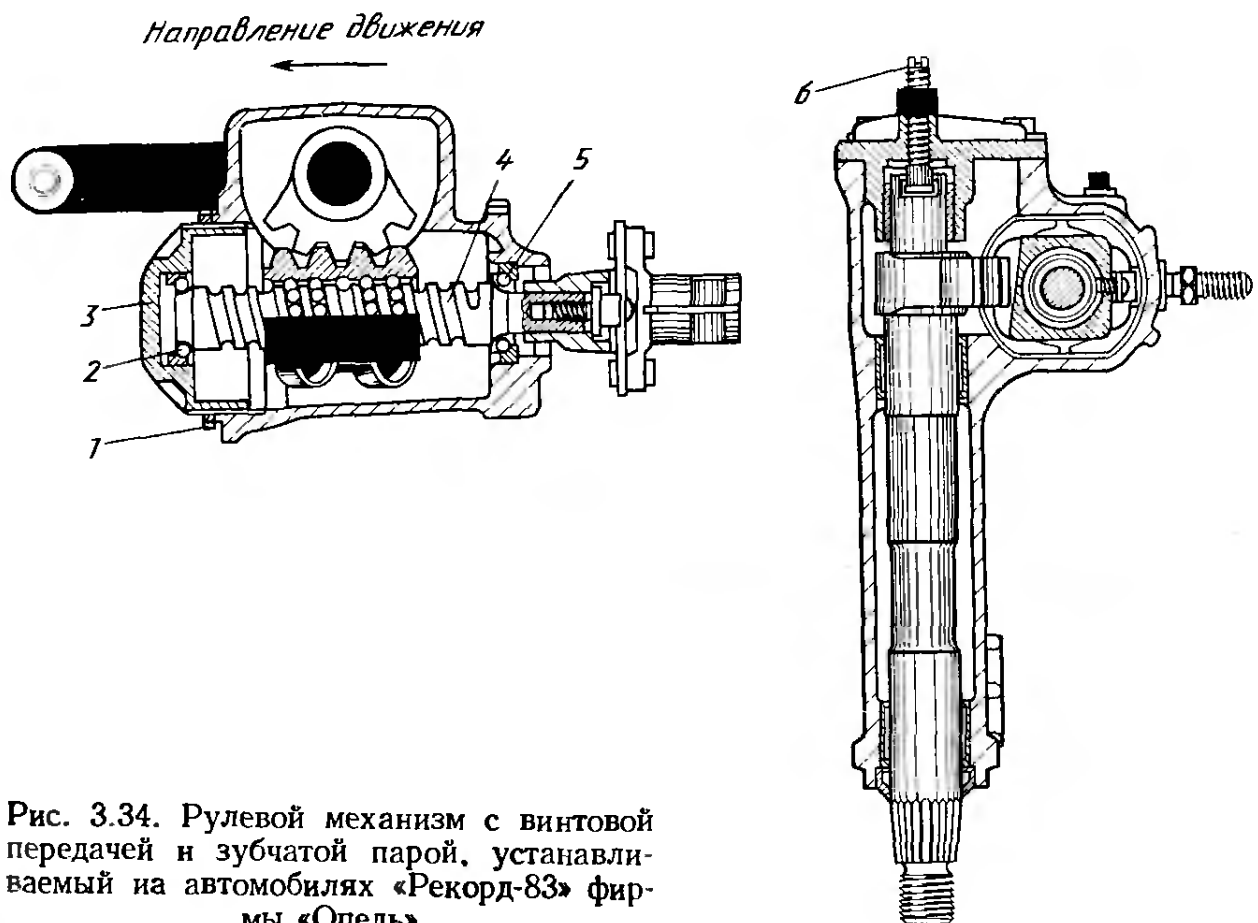


Рис. 3.34. Рулевой механизм с винтовой передачей и зубчатой парой, устанавливаемый на автомобилях «Рекорд-83» фирмы «Опель»

упорный подшипник 1. Вал 5 сошки с зубчатым сектором установлен в двух игольчатых роликовых подшипниках 3 и 4, ролики которых катятся непосредственно по валу 5. Сама сошка крепится на валу 5 с помощью шлицевого соединения и фиксируется пружинным кольцом и гайкой. Как можно видеть на рис. 4.10 и 4.11, передаточное число i_L рулевого управления между гайкой-рейкой 2 (см. рис. 3.33) и валом 5 возрастает при увеличении угла поворота колес.

Необходимость в уходе за рулевым механизмом в автомобиле «Рекорд-83» фирмы «Опель» предотвращена благодаря специальному закону прирабатываемости трущихся пар (рис. 3.34). Если же в результате длительной работы зазор все-таки появится, то он может быть устранен винтом 6. Зазор же в подшипниках 2 и 5 винта 4 устраняется вращением резьбовой крышки 3 после отпускания контргайки 1. Передаточное число $i_S = 20,3$ этого рулевого механизма сохраняется постоянным во всем диапазоне углов поворота колес (см. рис. 4.12). Рулевой привод см. на рис. 3.48.

3.2.3. Рулевые механизмы с винтовой парой на циркулирующих шариках для грузовых автомобилей

Грузовые автомобили малой грузоподъемности и автобусы допустимой массой до 3,5 т оборудуются рулевым управлением без усилителя. Развивающиеся у этих автомобилей повышенные нагрузки на переднюю ось требуют соответствующего выбора передаточного числа i_S , а опоры оси должны быть соответственно усилены. В рулевом механизме фирмы «Даймлер-Бенц» поэтому установлены радиально-упорные подшипники 1 и 9 со сферическими роликами фирмы ФАГ (рис. 3.35). Они воспринимают аксиальные усилия, развивающиеся в вале 7 при его вращении рулевым колесом. Регулировка зазоров в этих подшипниках производится вращением резьбовой крышки 4, для уплотнения которой предусмотрено кольцо 3 круглого сечения. Крышка центрируется шейкой 8 в ее левой части, ее фиксация осуществляется стопорным кольцом 5 и контргайкой 6. Внедрение грязи и выброс смазочного материала предотвращены кольцевым уплотнением 2.

Конструкция рулевого механизма с плавающим и неподвижным подшипниками, применяемая на грузовых автомобилях фирмы «Даймлер-Бенц», показана на рис. 3.36. Винт 4, связанный с валом рулевого колеса, одним концом закреплен в игольчатом роликоподшипнике 1, другим — в специальном подшипниковом узле. Ролики четырех роликоподшипников 1, 5, 7 и 14 фирмы ИНА катятся непосредственно по валу 4, подвергнутому поверхностной закалке. Внешний диаметр вала 4 в этих местах должен отвечать полю допуска валов $h5$ в системе ИСО. Если подшипники 1 и 5 запрессовываются в чугунные втулки, то отверстия для них должны соответствовать полю допуска отверстий $N6$. В случае кор-

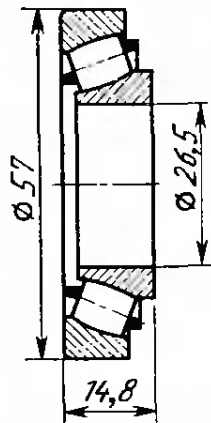
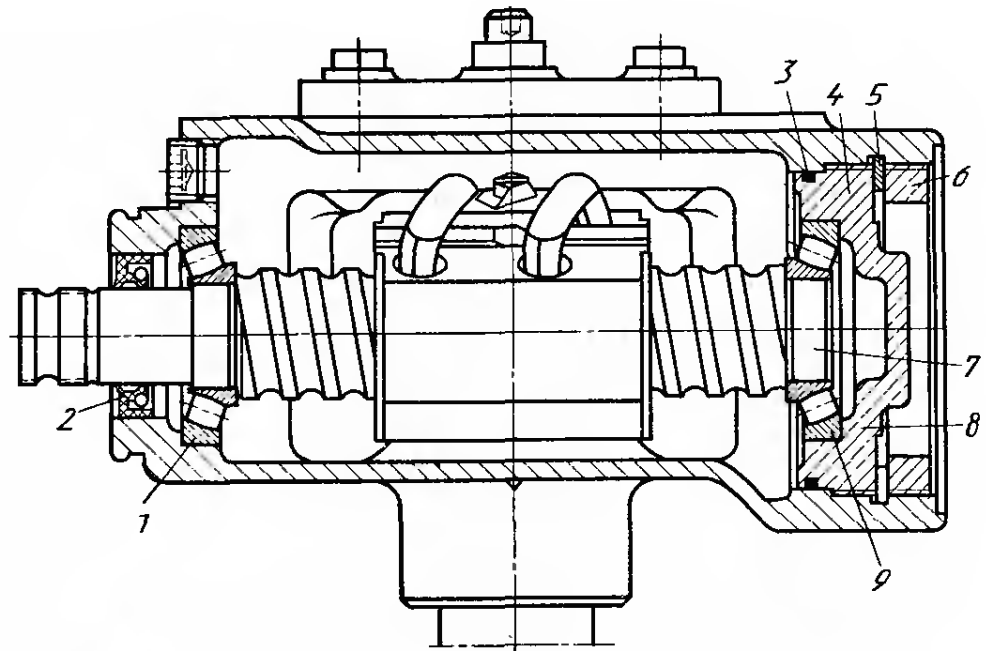


Рис. 3.35. Рулевой механизм с винтовой передачей и зубчатой парой для рулевого управления без усилителя, устанавливаемого на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности фирмы «Даймлер-Бенц», нагрузка на переднюю ось у которых не превышает примерно 3 т

пуса (например, пробки 3) из алюминиевого сплава необходимо выбирать более жесткое поле допуска *R6*. Пробка 3 охватывает уплотняющее кольцо 12, предназначенное в основном для регулирования зазора между подшипниками 7 и 14, прилегающими к буртику 6. Через упрочненные поверхностной закалкой шайбы 8 и 13 они опираются на крышку 2 и пробку 3. Кромка 9 обеспечивает центрирование пробки 3 в крышке; фиксация положения пробки в крышке производится контргайкой 11. Для уплотнения в канавку 10 укладывается кольцо круглого сечения.

3.2.4. Рулевой механизм с передачей глобоидный червяк — гребневый ролик

На рис. 3.37 показан рулевой механизм с передачей глобоидный червяк — гребневый ролик фирмы «Цанрадфабрик». Он состоит из глобоидного червяка 8, который при вращении перемещает ролик 6, установленный в вильчатом рычаге вала 9 сошки. В рулевых механизмах легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности этот ролик имеет два гребня. Притертые регулировочные шайбы с обеих сторон ролика снижают его трение о щеки рычага под нагрузкой и уменьшают ударные нагрузки.

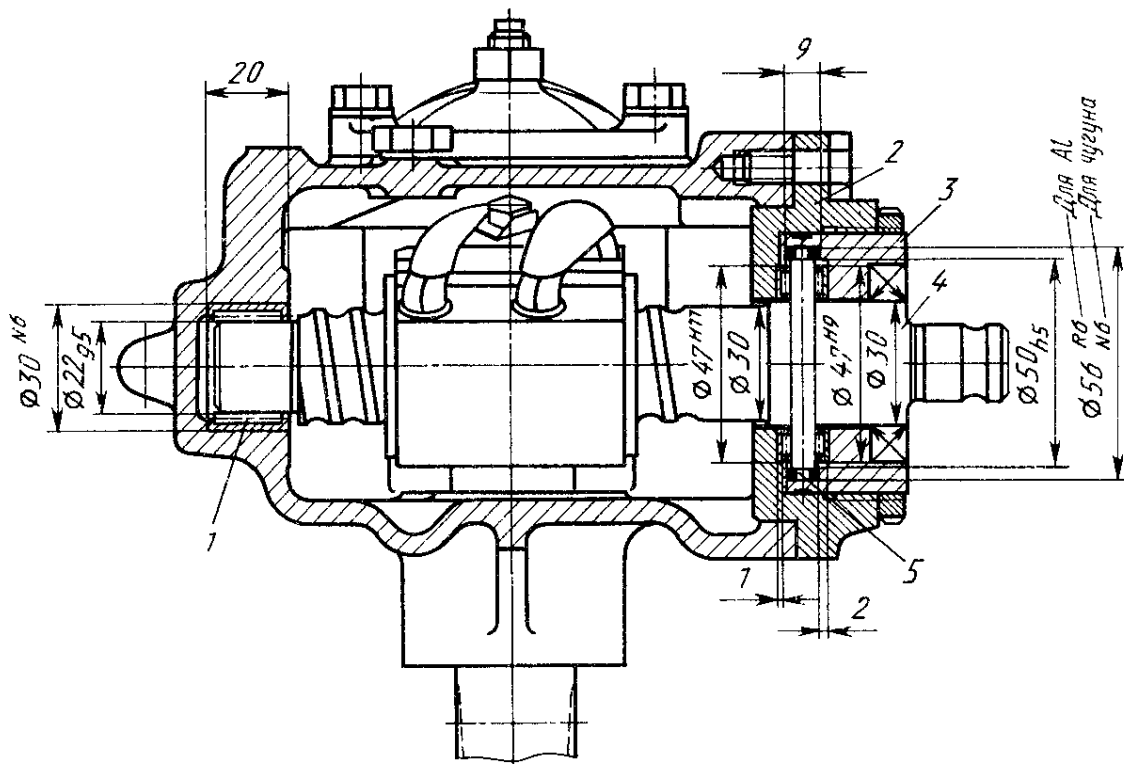


Рис. 3.36. Рулевой механизм с винтовой передачей и зубчатой парой для грузовых автомобилей фирмы «Даймлер-Бенц»

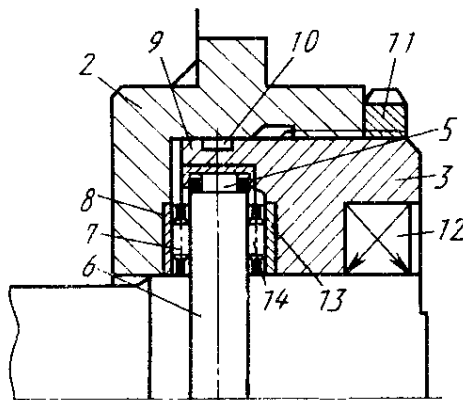


Рис. 3.37. Рулевой механизм с передачей глобоидный червяк—двухгребневый ролик фирмы «Цанрадфабрик»

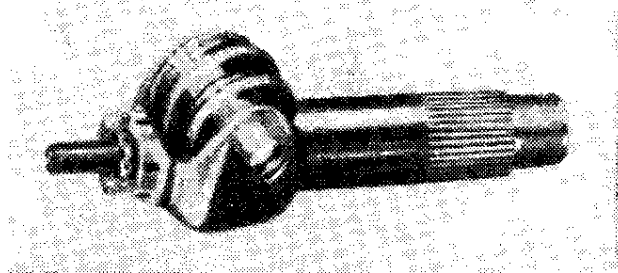
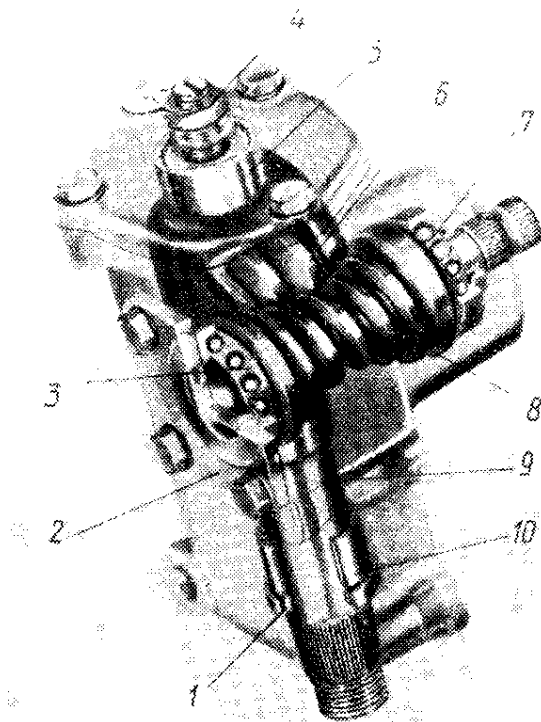


Рис. 3.38. Вал сошки с трехгребневым роликом, установленным на игольчатых роликоподшипниках. Этот вал выпускается фирмой «Цанрадфабрик» для грузовых автомобилей средней грузоподъемности. Винт, видимый слева на фотографии, предназначен для устранения зазора между роликом и червяком рулевого механизма (см. рис. 3.39)

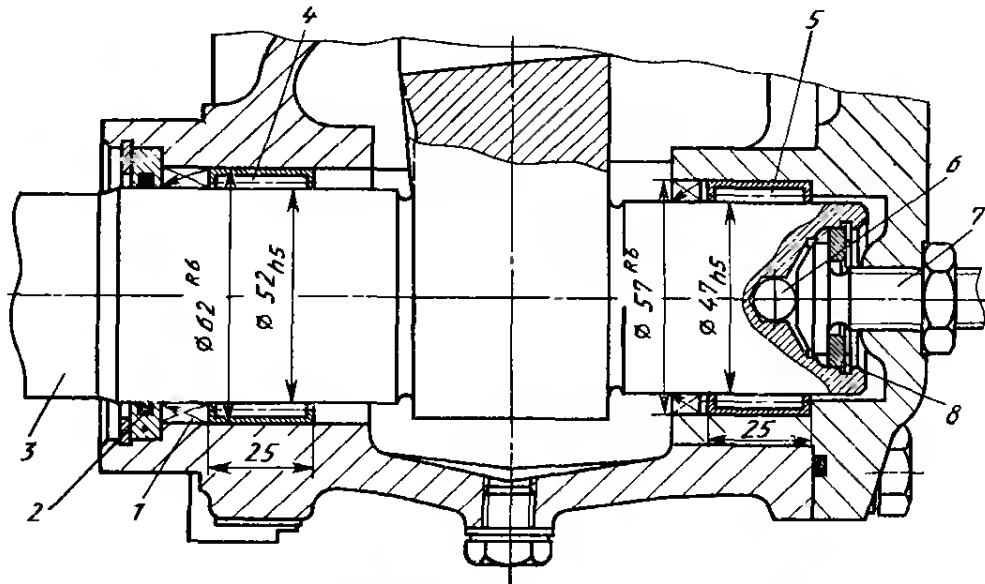


Рис. 3.39. Крепление вала сошки, показанного на рис. 3.38

Вал 9 установлен на игольчатых шарикоподшипниках 5 и 10, ролики которых катятся по его поверхности. Уплотнение вала 9 со стороны сошки обеспечивает упругое кольцо 1. Регулирование зазора между червяком 8 и роликом 6 осуществляется винтом 4. Люфт в шарикоподшипниках 3 и 7 устраняется подбором регулировочных шайб в крышке 2.

На грузовых автомобилях и автомобилях специального назначения с допустимой нагрузкой на переднюю ось до 1200 кг необходимо применять трехгребневые ролики и усиленные подшипники.

5. Основные характеристики рулевых механизмов с передачей глобонидный червяк—гребневый ролик, выпускаемых фирмой «Цанрадфабрик» для легковых, грузовых и специальных автомобилей, а также тракторов

Тип	Исполнение ролика	Передаточное число	Угол отклонения сошки, градус	Масса, кг	Нагрузка на переднюю ось, кг	Мощность двигателя трактора, кВт
7316	Двухгребневый	12,8 : 1, 15,5 : 1, 17,3 : 1	82	5,5	700	13
7320	»	16,4 : 1, 13,6 : 1, 19,1 : 1	90	5,0	900	15
7328	Трехгребневый	18,3 : 1, 20,2 : 1	90	9,5	1200	18
7330	»	18,1 : 1, 20,0 : 1, 22,7 : 1	90	10,0	1500	22
7340	»	20,0 : 1, 22,0 : 1, 23,7 : 1, 26,4 : 1	90	13,5	2200	30
7350	»	20,4 : 1, 22,3 : 1, 24,1 : 1, 26,0 : 1	90	15,0	2900	37
7358	»	24,4 : 1	90	18,0	3500	45
7363	»	26,3 : 1	90	23,0	4000	60
7368	»	28,4 : 1	90	28,0	5000	75
7373	»	29,4 : 1	90	32,0	6000	—

На рис. 3.38 приведена фотография вала сошки с трехгребневым роликом, а на рис. 3.39 — чертеж его крепления. Регулирование зазора между роликом и червяком производится винтом 7, воспринимающими аксальные усилия со стороны вала 3 через шарик 6 и стопорное кольцо 8. Вал закреплен в игольчатых роликоподшипниках 4 и 5 фирмы ИНА, их статическая грузоподъемность — 79,5 и 72,6 кН соответственно. Ролики подшипников катятся непосредственно по шейкам вала, подвергнутым поверхностной закалке. Попадание грязи внутрь узла предотвращено уплотняющими кольцами 1 и 2. Отверстия под подшипники отвечают полю допуска вала $R6/h5$ в системе ИСО.

В табл. 5 приведены основные характеристики рулевых механизмов с передачей глобоидный червяк — гребневый ролик фирмы «Цанрадфабрик».

3.3. ПОПЕРЕЧНЫЕ ТЯГИ

3.3.1. Поперечные тяги для рулевых механизмов с вращательным движением на выходе

При независимой подвеске колес поперечная (средняя) тяга (рис. 3.40) связывает сошку рулевого управления и маятниковый рычаг с рычагом рулевой трапеции, несущим поворотную цапфу (см. рис. 3.1). Эта тяга представляет собой прямую прочную на продольный изгиб трубу, на одном конце которой нарезана внутренняя правая, на другом — левая резьба. Это позволяет плавно регулировать схождение колес, равномерно ввинчивая в тягу резьбовые хвостовики шарниров на соответствующую глубину. Изменение длины тяги может производиться также с помощью короткой регулировочной трубы, как в автомобиле «Фиат-кампаньола» (рис. 3.41). Правая боковая тяга здесь вынесена вперед,

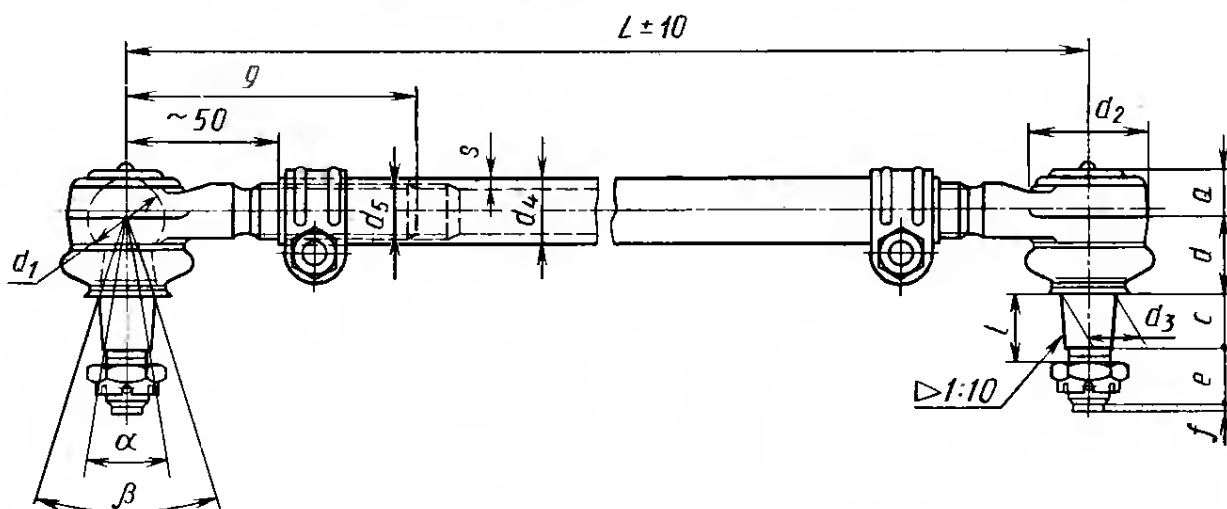


Рис. 3.40. Типичная конструкция поперечной тяги с шарнирами. Ход хвостовика в тяге для регулирования схождения колес обычно равен ± 10 мм. Такие же тяги часто используются в качестве продольных:

α — угол отклонения в поперечной плоскости; β — угол отклонения в продольной плоскости

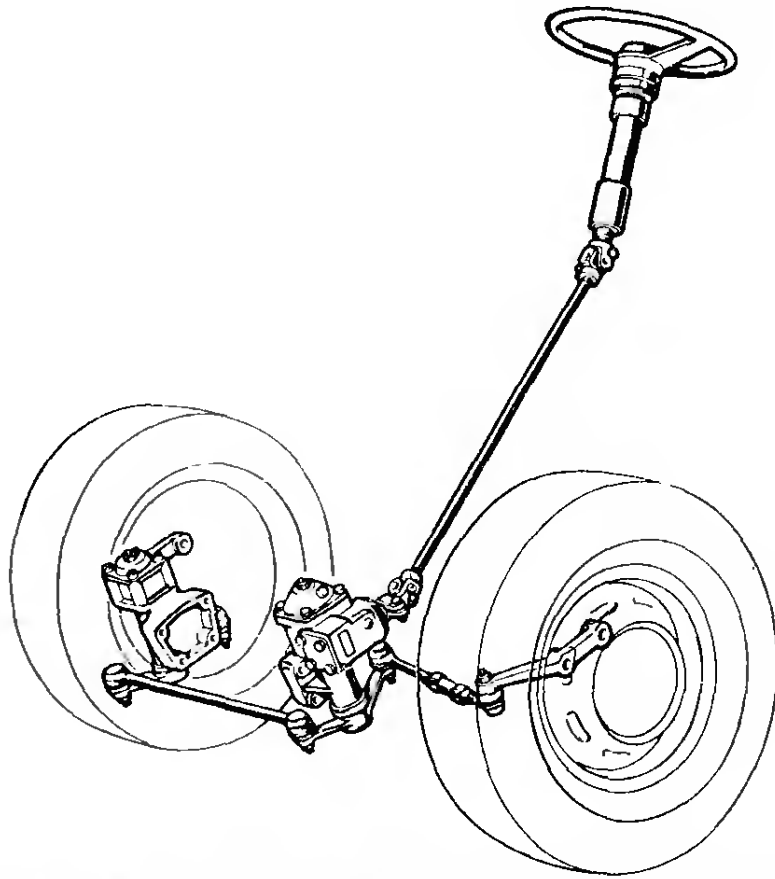


Рис. 3.41. Рулевое управление полноприводного автомобиля «Фиат-кампаньола» с рулевым механизмом с винтовой передачей и зубчатой парой. Хорошо видны излом вала рулевого колеса и два его карданных шарнира

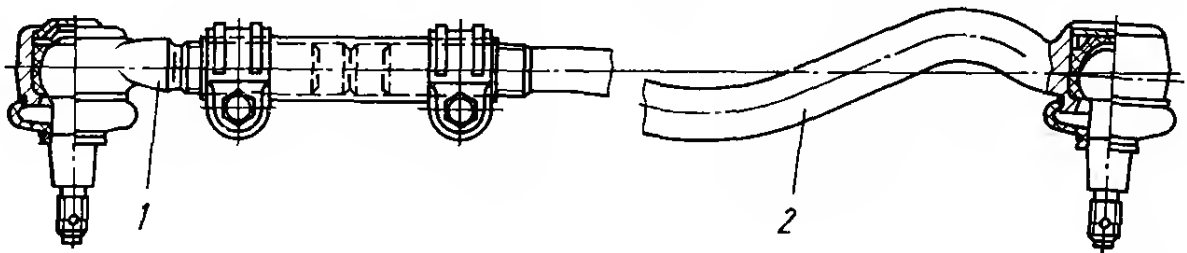


Рис. 3.42. Изогнутая поперечная тяга для автомобилей седьмой опытной серии фирмы БМВ. Длина тяги изменяется с помощью короткой регулировочной трубы. Хвостовик 1 шарнира имеет правую резьбу, изогнутый кованый хвостовик 2 внутреннего шарнира — левую

освобождая место для переднего дифференциала. Длина левой может регулироваться с помощью короткой трубы.

Однако бывают случаи, когда поперечные тяги должны быть изогнуты для предотвращения касания других деталей при повороте колес или ходе сжатия колес. При этом изменение длины тяги может осуществляться с помощью регулировочной трубы (рис. 3.42) или регулировочного штыря круглого поперечного сечения, который должен иметь лыски или шестигранный фланец для его вращения ключом (см. рис. 3.51).

При зависимой подвеске поперечная тяга 6 (см. рис. 3.1) связывает оба колеса, продольная тяга 3 соединяет сошку 1, поворачиваемую рулевым механизмом 2, с поворотным рычагом 4, закрепленным на поворотной цапфе колеса. Обе тяги могут регулироваться по длине (см., например, рис. 3.31).

3.3.2. Средняя тяга

При независимой подвеске колес для соединения сошки с маятниковым рычагом, расположенным с другой стороны шасси, необходима средняя тяга. Она может быть соединена с боковыми тягами в одной плоскости (рис. 3.43) или смещена относительно них (см. рис. 3.1). В любом случае связывающий их рычаг должен иметь два конусных отверстия, смещенных относительно друг друга. В противоположность боковым тягам для средней обычно не предусматривается регулирование длины, так как соединяемые ею элементы закреплены на кузове или на поперечине подвески на жестко заданном расстоянии между ними (с точностью до технологического допуска). Возможность же регулирования длины

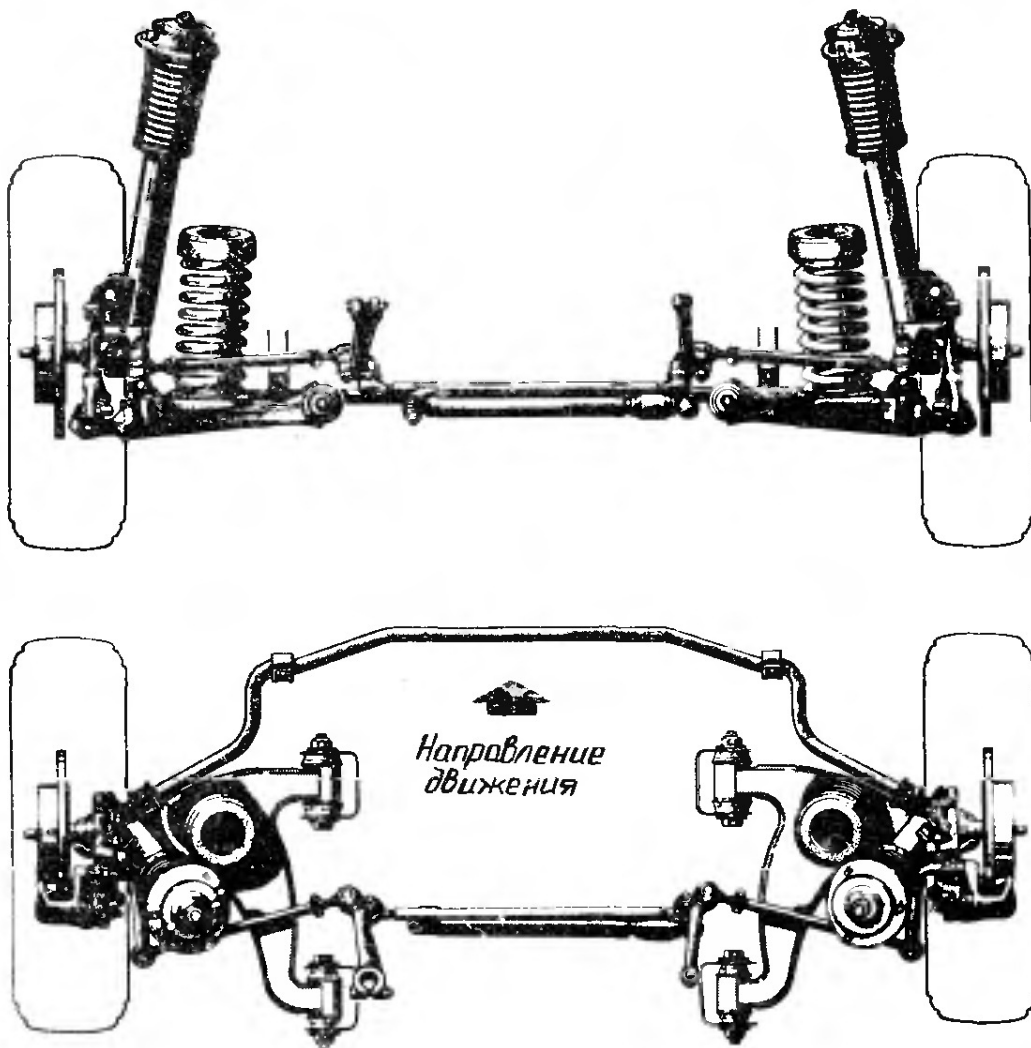


Рис. 3.43. Передняя подвеска автомобилей мод. 190/190 Е фирмы «Даймлер-Бенц», отличающаяся отрицательным плечом обкатки $r_S = -14$ мм. Амортизационные стойки и рычаги рулевой трапеции закреплены на поворотных цапфах винтов. Стабилизатор прикреплен непосредственно к нижним поворотным рычагам, внутри закрепленным на резиновых опорах большого объема. Определенная жесткость этих опор, а также расположение под углом боковых тяг (при виде сверху) должны обеспечивать уменьшение угла поворота колес при движении на повороте, т. е. «податливость» рулевого управления в сторону «недостаточной поворачиваемости». Средняя тяга крепится к сошке и маятниковому рычагу снизу, боковые тяги — сверху. Рулевой четырехзвенник здесь выполнен обратным. Демпфер рулевого управления связан со средней тягой

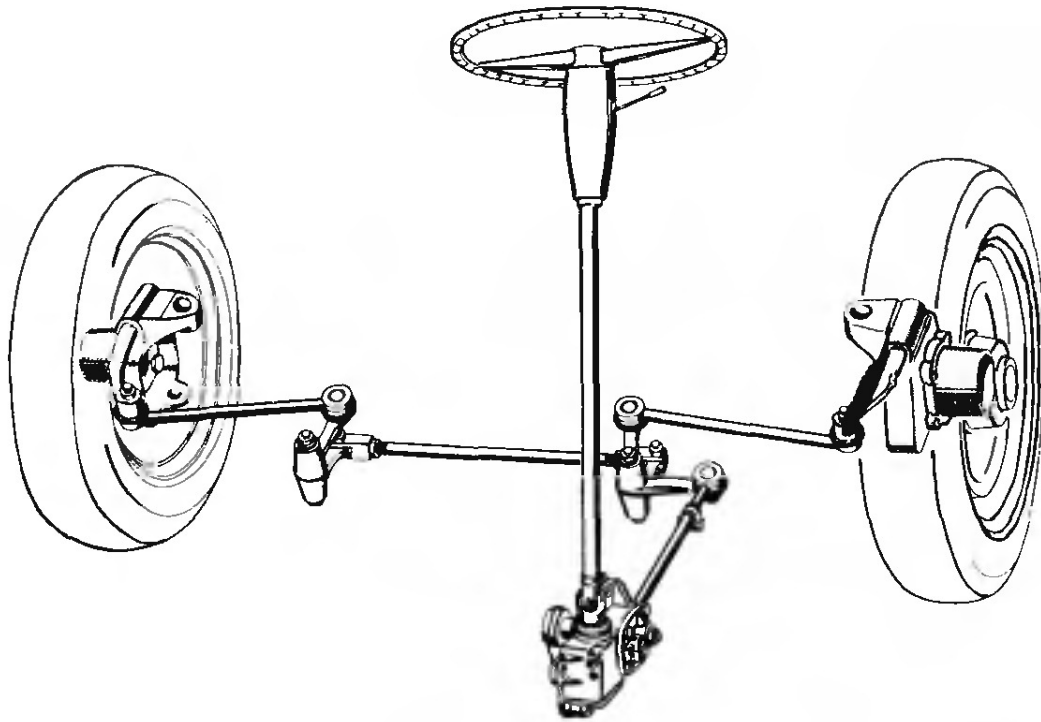


Рис. 3.44. Рулевое управление грузового автомобиля малой грузоподъемности «Пежо Джи 7», у которого кабина находится над двигателем. Общее передаточное число $i_{SO} = 29,4$. Рулевой механизм с передачей глобоидный червяк — гребневый ролик фирмы «Цанрадфабрик» расположен перед передней осью. Здесь предусмотрено изменение длины продольной и средней тяг. Для этого на концах каждой из этих тяг закреплены вилки с правой и левой резьбами, охватывающие проушины соответствующих рычагов (см. также рис. 3.2, 3.18 и 3.31)

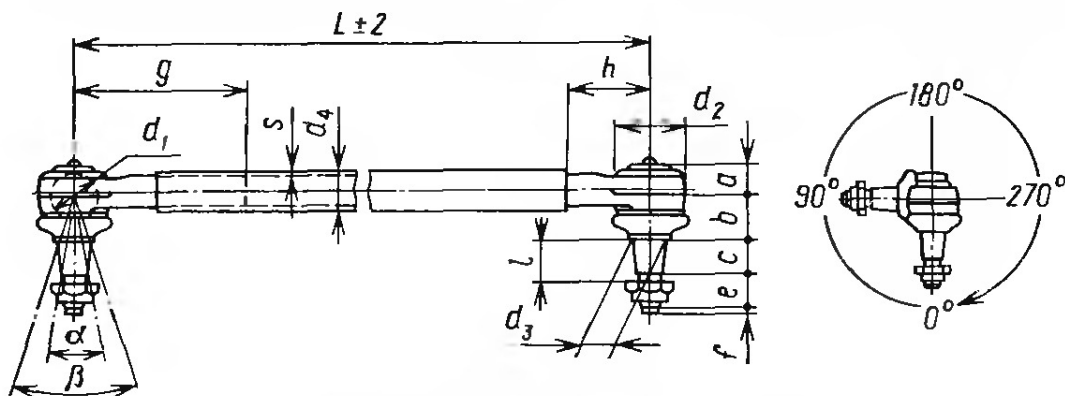


Рис. 3.45. Типичная конструкция нерегулируемой по длине средней тяги. Нетребующие ухода шарниры жестко крепятся к трубе тяги, поэтому на чертеже необходимо указывать угловое положение цапф обоих шарниров

средней тяги в комбинации с такой возможностью для боковых тяг может даже стать недостатком, так как при этом взаимное положение сошки и маятникового рычага может стать недопустимым. Вследствие различия начальных углов установки сошки и маятникового рычага (углы θ на рис. 6.7) при движении на повороте разность углов поворота наружного и внутреннего колес больше не соответствует требуемой для соответствующего радиуса поворота автомобиля.

Иное дело, когда обе боковые тяги не могут регулироваться по длине (рис. 3.44). Только в этих случаях необходимо обеспечи-

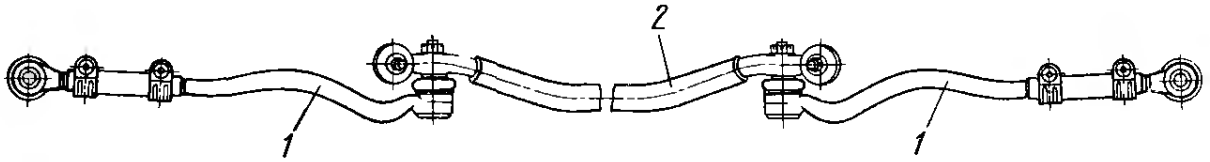


Рис. 3.46. При необходимости в относительно большой длине боковых тяг 1, что может объясняться кинематикой рулевого управления, их внутренние шарниры могут крепиться непосредственно к средней тяге 2 в ее середине.

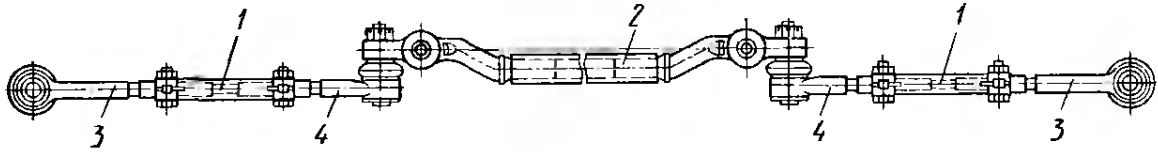


Рис. 3.47. Короткие боковые тяги 1 могут крепиться к концам средней тяги 2. Хвостовики 3 и 4 шарниров, не требующих ухода, имеют правую и левую резьбы

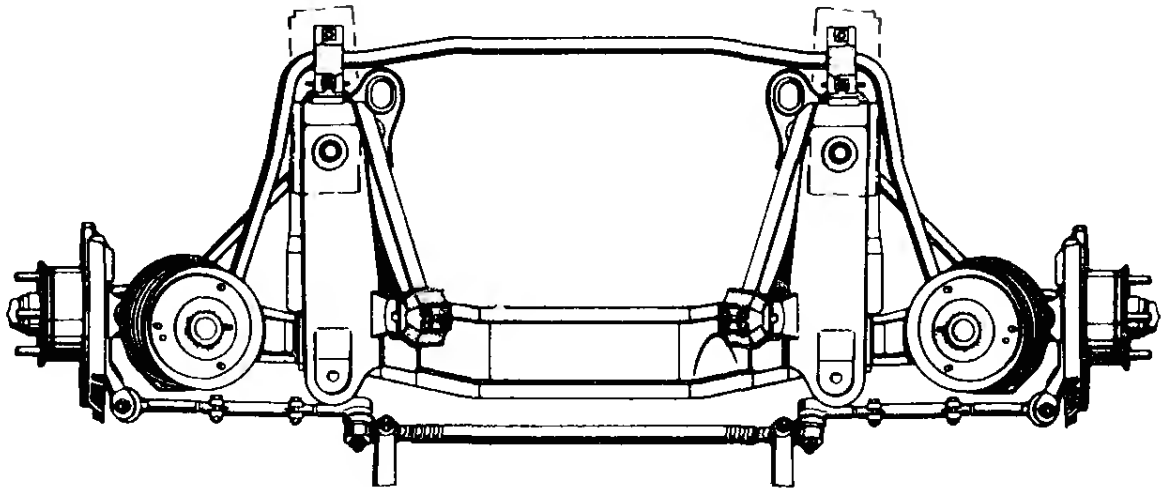


Рис. 3.48. У автомобиля «Опель-рекорд» мод. 83 обратный рулевой четырехзвенник находится сзади оси. Цапфы внутренних шарниров боковых тяг входят спереди в проушины на концах нерегулируемой средней тяги

вать регулировку длины средней тяги. На рис. 3.45 показана типичная конструкция такой тяги. Для крепления на ней предусмотрены два стандартизованных отверстия с конусностью 1 : 10. На чертеже указывается угол, под которым шарниры должны быть расположены после их жесткого крепления на тяге. Хотя эти шарниры и испытывают качания, но лишь при очень малых углах отклонения (благодаря в большинстве случаев параллельному отклонению сошки и поворотного рычага).

Как сказано в п. 6.2, в зависимости от вида подвески колес или длины рычага, расположенного вблизи боковой тяги, эта тяга должна быть больше или меньше расстояния между рычагом рулевой трапеции и сошкой (или маятниковым рычагом). В таких случаях крепление боковых тяг осуществляют с помощью проушин, которые дополнительно предусматриваются на средней тяге. Хотя это решение и более сложно, но неизбежно, если необходимо исключить изменение схождения колес при

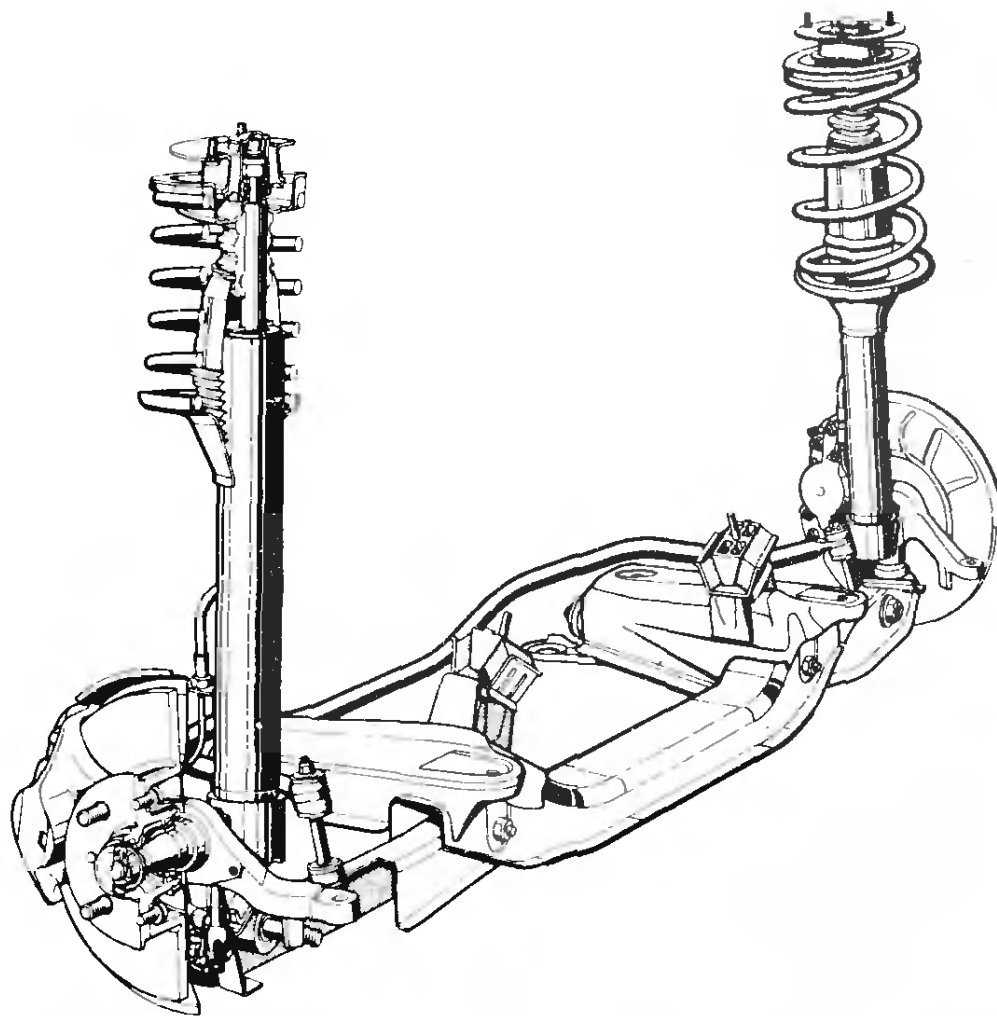
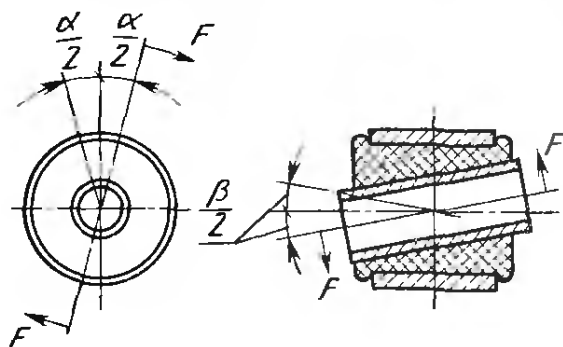


Рис. 3.49. Передняя подвеска Макферсон автомобиля «Опель-рекорд» мод. 83. Большая длина рычагов рулевой трапеции, возможная при использовании рулевого механизма с винтовой передачей и зубчатой парой, позволила выполнить эти рычаги в виде кованых деталей, каждая из которых несет поворотную цапфу и опору тормозной скобы

ходе их сжатия (см. рис. 3.16). В зависимости от требуемой длины боковых тяг дополнительные проушины располагаются в средней их части (рис. 3.46) или на концах (рис. 3.47—3.49).

3.3.3. Крепление боковых тяг в середине зубчатой рейки

Высоко поднятый рулевой механизм в подвеске Макферсон требует установки длинных боковых тяг, достигающих почти до средней плоскости автомобиля. Показанная на рис. 3.40 тяга, на обоих концах которой установлены шарниры (их характеристики можно найти в табл. 6), может быть использована в рулевом управлении с реечным механизмом только при наличии поворот-



сти можно найти в табл. 6), может быть использована в рулевом управлении с реечным механизмом только при наличии поворот-

Рис. 3.50. Шарнир-проушина, часто устанавливаемый в амортизаторах. Он допускает закручивание на большой угол $\pm\alpha/2$, но перекос на малый — $\pm\beta/2$

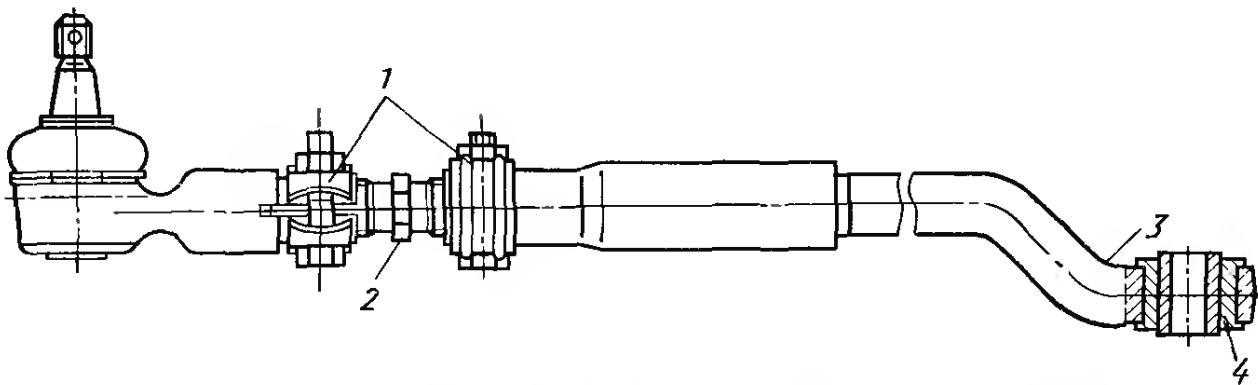


Рис. 3.51. Боковая тяга автомобиля «Опель-кадет», крепящаяся к середине зубчатой рейки. На внешнем конце тяги установлен шаровой шарнир, на внутреннем — шарнир-проушина

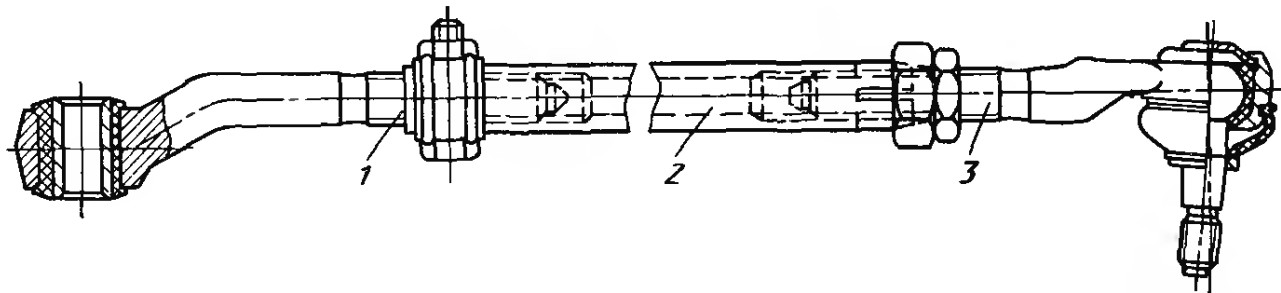


Рис. 3.52. Левая боковая тяга автомобиля «Ауди-80», длина которой может изменяться. На внутреннем конце тяги установлен шарнир-проушина, на внешнем — шаровой шарнир

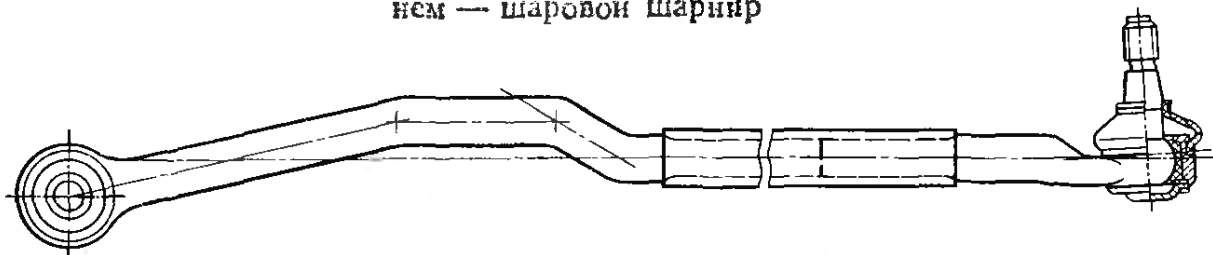


Рис. 3.53. Правая боковая тяга автомобиля «Ауди-80», длину которой нельзя изменять

ного рычага, например, как у автомобиля «Ро-80» фирмы «Ауди-НСУ» (см. рис. 3.30). Но если внутренние шарниры боковых тяг должны быть связаны непосредственно с зубчатой рейкой, то целесообразно применять шарниры-проушины в том виде, в котором они используются на амортизаторах (рис. 3.50). Крепление осуществляется винтами с шестигранной головкой, стопорение — пластинами, подобными пластине 2 на рис. 3.23. Эта конструкция шарнира более экономична по сравнению с шаровым шарниром; кроме того, она отличается большей шумоизоляцией и допускает больший угол закручивания. Ее недостатком является небольшой угол перекоса. Но так как при креплении боковых тяг к середине зубчатой рейки эти тяги имеют относительно большую длину, углы перекоса шарниров даже при максимальном угле отклонения колес невелики.

Для предотвращения касания боковыми тягами корпуса рулевого механизма внутренний конец 3 каждой штанги (в который

запрессован шарнир проушины 4) изгибается (рис. 3.51; см. также рис. 3.14). Схождение колес может плавно изменяться регулировочным элементом 2, концы которого имеют правую и левую резьбы, после ослабления зажимов 1. Подобную этой конструкции имеет левая боковая тяга автомобиля «Ауди-80» (рис. 3.52). Оба хвостовика 1 и 3 шарниров этой тяги, имеющие резьбы противоположного направления, соединены трубой 2. Длину тяги можно изменять вращением трубы после ослабления зажимного хомута и гайки на ее концах. Правая тяга на этом автомобиле нерегулируемая (рис. 3.53). Такая конструкция, хотя и более экономична, однако вследствие неточностей изготовления может привести к несоответствию правого и левого радиусов поворота автомобиля, а также затруднить установку средней спицы рулевого колеса по вертикали при нейтральном положении колес.

3.3.4. Крепление боковых тяг к концам зубчатой рейки

Если при повороте колес угол перекоса конца боковой тяги не превышает $\pm\beta/2$, то наиболее экономичным является применение шарнира-проушины (см. рис. 3.50). Такой шарнир крепится запрессовкой в сварную или кованую деталь. Резьбовым хвостовиком этой детали шарнир может быть зафиксирован на конце тяги. Если тяга выполнена штамповкой из листа, то шарнир может быть закреплен на ней винтами (рис. 3.54). Недостатком такого решения является необходимость съема винтов для регулирования схождения колес путем поворота шарнира. Однако возможность плавного регулирования здесь отсутствует, так как угол поворота шарнира определяется расстоянием между отверстиями под винты на его фланце. Штампованные тяги требуют много места для их установки с учетом хода сжатия и поворота колес. Это объясняет, видимо, возврат к штангам круглого сечения на мод. «Рено-18», следующей за «Рено-12» [5]. Более старые мод. 4 и 5 имели кованые боковые тяги (рис. 3.55 и 3.56). Внешний конец тяги при этом был выполнен в виде корпуса шарнира, внутренний — в виде вилки, охватывающей шарнир-проушину, который хвостовиком ввинчен в зубчатую рейку.



Рис. 3.54. Удобная в изготовлении нерегулируемая тяга для уже не выпускающегося автомобиля «Рено-12». Вместо трубы здесь использована штампованная из листа деталь, в которую запрессован внешний шарнир, не требующий ухода. Недостатком такой конструкции является большой требуемый для нее объем

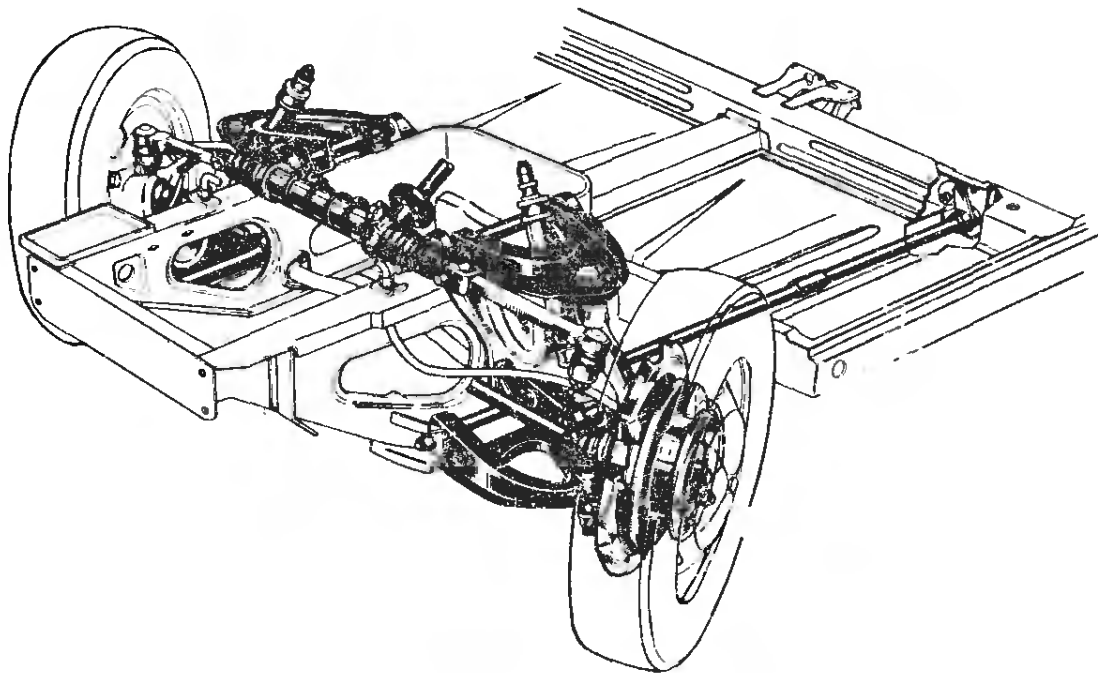


Рис. 3.55. Передняя подвеска на двойных поперечных рычагах автомобиля «Рено-5». Торсионные валы могут регулироваться по высоте и расположены перед осью передних колес. Рулевое управление отличается высоким расположением. Поворотная цапфа и рычаг рулевой трапеции выполнены в виде единой детали

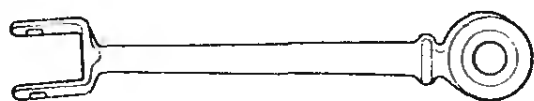


Рис. 3.56. Кованая боковая тяга автомобилей «Рено-4» и «Рено-5». Вилка на ее внутреннем конце охватывает шарнир проушины, ввинчиваемый в зубчатую рейку

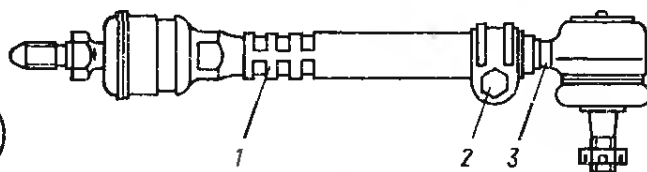


Рис. 3.57. Боковая тяга, раньше использовавшаяся в реечных рулевых управлениях

Однако плавное регулирование схождения колес возможно при установке на внутреннем конце штанги аксиального, а на внешнем — углового шарнира (рис. 3.57). При этом на хвостовик аксиального шарнира напрессована труба 1, в резьбовое отверстие которой с внешней стороны ввинчивается хвостовик 3 углового шарнира, не требующего ухода. Обычно диапазон регулировки составляет ± 5 мм, максимум ± 10 мм. Регулирование может производиться после ослабления зажима 2 вращением трубы 1, что возможно благодаря шаровому сочленению в аксиальном шарнире. При регулировании нельзя забывать об отпуске хомута 2, крепящего на тяге конец защитной манжеты (см., например, рис. 3.9, поз. 2 и 3) для предотвращения его перекручивания и даже разрыва.

На рис. 3.58 приведена более экономичная конструкция боковой тяги. Хвостовик 2 корпуса 1 внешнего шарнира имеет внутреннюю резьбу, в которую ввернута сплошная штанга 4.

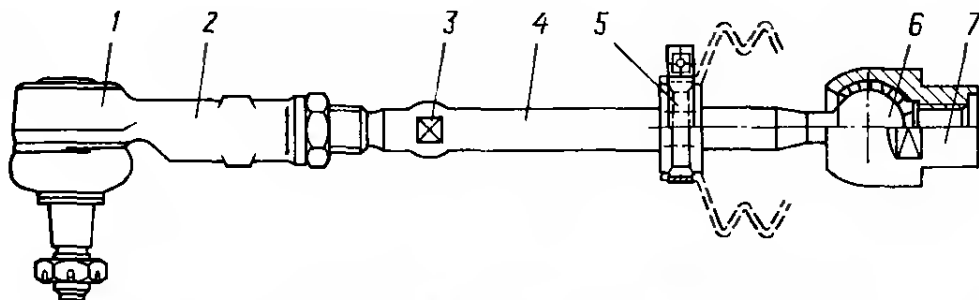


Рис. 3.58. Современная конструкция боковой тяги

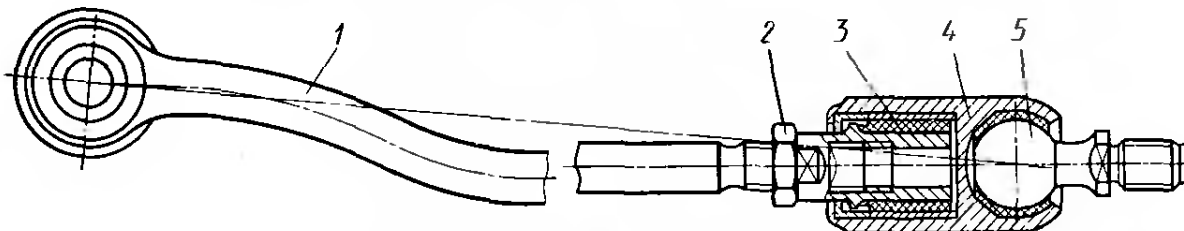


Рис. 3.59. Изогнутая боковая тяга с демпфирующим элементом для автомобиля «Ситроен Ц-икс»

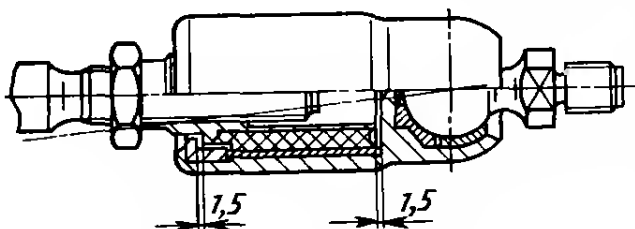


Рис. 3.60. Резинометаллическое соединение на боковой тяге автомобиля «Ситроен Ц-икс». Хорошо видны упоры, позволяющие ход штанги относительно корпуса шарнира $\pm 1,5$ мм. Величина хода может регулироваться после ослабления контргайки

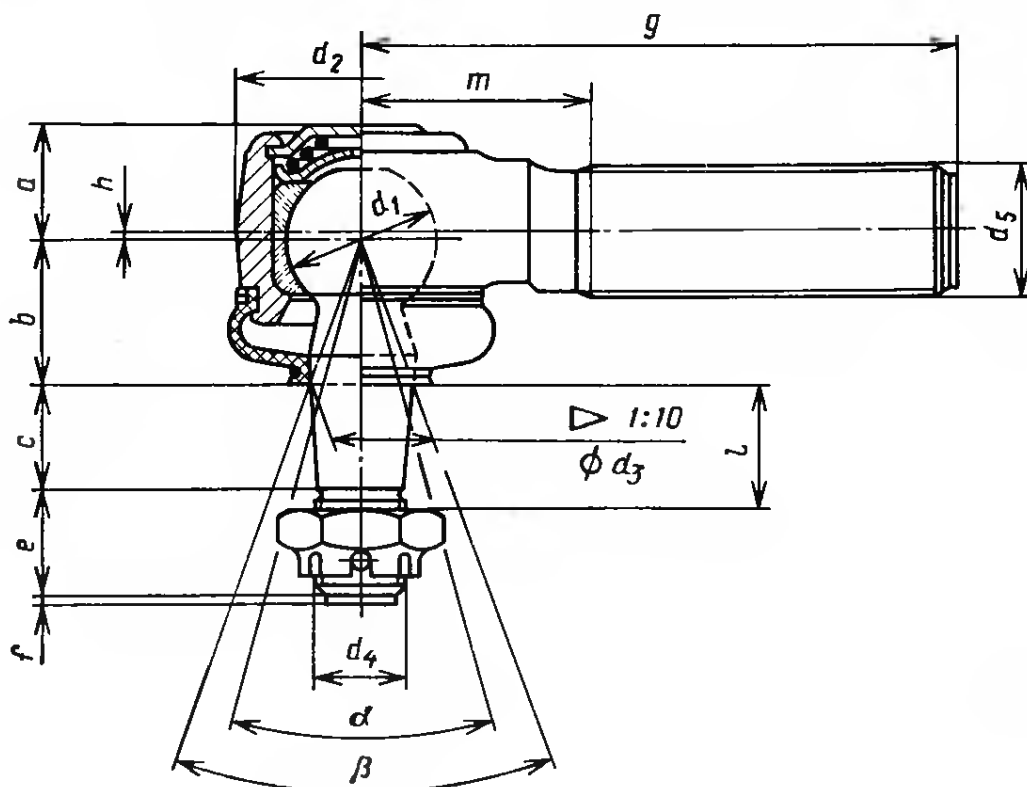
Другой конец штанги выполнен в виде шарового шарнира 6, корпус 7 которого внутренней резьбой крепится к зубчатой рейке. Шаровая головка шарнира опирается в корпусе на пластмассовый вкладыш. Для регулирования схождения колес штанга 4 вращается ключом, накидываемым на квадрат 3. Буртик 5 на штанге предназначен для зажима конца защитной манжеты.

Подобным же образом решена боковая тяга автомобиля «Ситроен Ц-икс» (рис. 3.59 и 3.60), но здесь шаровая цапфа 5 внутреннего шарнира ввинчивается в зубчатую рейку резьбовым хвостовиком. Кроме того, из-за кривизны штанги 1, необходимой из условий ее установки, ее резьбовой конец находится справа. Регулирование длины тяги осуществляется вращением корпуса 4 внутреннего шарнира после ослабления контргайки 2. Этот шарнир имеет резинометаллическое соединение 3, являющееся демпфером и предотвращающее срабатывание усилителя рулевого управления на небольшие ударные нагрузки. Это соединение позволяет аксиальный ход штанги 1 относительно корпуса 4 до жесткого упора $\Delta s = 1,5$ мм.

3.3.5. Шарниры для боковых тяг

Шарниры для боковых и средней тяг не требуют ухода благодаря уплотнительному чехлу, заполненному специальным пластичным смазочным материалом. Размеры шарниров определяются

8. Размеры и обозначения не требующих ухода шаровых шарниров, применяемых в легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности (при указании только угла α шаровой палец поворачивается во все стороны на одинаковые углы) [28]



Номер для заказа

$d_1 \times \alpha / \beta$	19×35	22×35	25×35	27×25/45
Правая резьба	319-0146-523-000	322-0146-523-200	325-0146-523-200	327-0146-523-200
Левая резьба	419-0146-523-000	422-0146-523-200	425-0146-523-200	427-0146-523-200

Размеры, мм

a	14	16	15,5	19,5
b	18	21,5	24	25
c	12	14	16	18
d_2	32	35	39	44
d_3	12	14	16	18
d_4	M10×1	M10×1	M12×1,5	M14×1,5
d_5	M14×1,5	M16×1,5	M18×1,5	M22×1,5
e	14	15	17	18
f	0,5±0,5	0,5±0,5	0,5±0,5	1±1
g	85	90	95	100
h	2,5	1,5	1,5	1,5
l	15	18	20	22
m	40	43	40	40

главным образом диаметром шаровой головки, который, в свою очередь, зависит как от величины сил, действующих на тягу в направлении, перпендикулярном к шаровому пальцу, так и от требуемых углов его отклонения. Эти данные указываются на чертеже шарнира, причем угол отклонения в направлении тяги (угол β) в большинстве случаев больше, чем угол отклонения в поперечном направлении (угол α). Чаще всего используемые шарниры, диаметр шаровой головки у которых равен 22 мм, допускают отклонение шарового пальца во все стороны на 25 или 35° в зависимости от размеров этого пальца. При диаметре шаровой головки 27 мм угол β уже равен 45°, но угол α уменьшается до 25°.

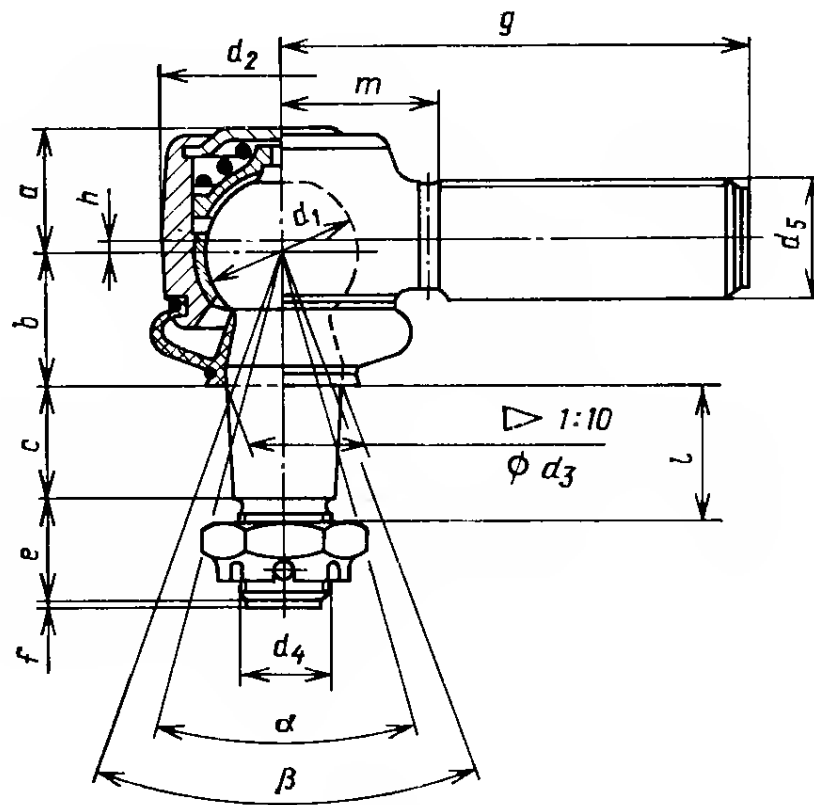
В табл. 6 приведены размеры и обозначения некоторых шаровых шарниров с шаровой головкой до 27 мм, выпускаемых фирмой «Эренрайх» [28]. Шарниры не требуют ухода. Между шаровой головкой и корпусом шарнира расположены два пластмассовых вкладыша. Уплотнительный чехол, изготовленный из полиуретана или резины, закреплен на корпусе зажимным кольцом. Нижняя часть чехла имеет утолщение с уплотняющей кромкой, которая прижимается к поперечной тяге. На шаровом пальце предусматривается шлиц или углубление под шестигранный ключ для фиксации пальца при затяжке гайки (см. рис. 1.1). Последняя может быть выполнена самостопорящейся или стопориться контргайкой или шплинтом.

Данные о некоторых шаровых шарнирах с шаровой головкой той же фирмы диаметром от 30 до 50 мм приведены в табл. 7. Нижняя часть шаровой головки у этих шарниров уложена на один вкладыш из полиацетала, сверху головка прижимается к этому вкладышу конической пружинной через стальную крышку. Уплотнительный чехол охватывает шаровой палец на большой длине и отжимается к головке. Дополнительные сведения о шаровых шарнирах можно найти в каталогах фирм «Эренрайх» и «Лемфердер метальварен».

Самой нагруженной частью шарового шарнира является шаровой палец. Его размеры и прочностные характеристики определены стандартом ДИН 71831. В соответствии с этим стандартом шаровые пальцы должны изготавливаться из материала 10.9 по ДИН 267, который имеет следующие характеристики: $\sigma_B \geq 1000$ МПа, $R_e \geq 900$ МПа и $A_5 \geq 8$ %.

Для шаровых пальцев с диаметром шаровой головки до 40 мм используют обычно улучшаемую сталь 41 Cr 4 V, для более крупных — сталь 42 CrMo 4 V. Применение находит и автоматная сталь 42 CrMoS 4 V, низкое содержание серы в которой облегчает ее обработку резанием. Но для повышения безопасности иногда идут на снижение прочности стали за счет увеличения удельного удлинения (независимо от марки стали) по сравнению с требованиями стандарта. При этом сталь имеет следующие характеристики: σ_B не менее 900—1050 МПа, $R_e \geq 700$ МПа и $A_5 \geq 12$ %.

7. Размеры и обозначения шаровых шарниров,
применяемых в грузовых автомобилях [28]



Номер заказа

$d_1 \times \alpha / \beta$	30 × 25 / 45	35 × 25 / 45	40 × 25 / 45	50 × 30 / 50
Правая резьба	330-0146-623-200	335-0146-623-200	340-0146-623-200	350-0146-623-200
Левая резьба	430-0146-623-200	435-0146-623-200	440-0146-623-200	450-0146-623-200

Размеры, мм

a	24	28	31	36
b	27	31	35	42
c	19	21	25	29
d_2	48	56	62	73
d_3	20	22	26	30
d_4	M16 × 1,5	M18 × 1,5	M20 × 1,5	M24 × 1,5
d_5	M24 × 1,5	M28 × 1,5	M30 × 1,5	M30 × 1,5
e	21	22	23	25
f	1 ± 1	1 ± 1	1,5 ± 1,5	1,5 ± 1,5
g	105	115	120	135
h	3	3	3	3
l	24	26	30	34
m	28	33	38	43

8. Изменение размеров шарового пальца в зависимости от максимального угла его отклонения

α , градус	d_3 , мм	b , мм
25	16	20,5
35	14	21,5
40	12,2	21

Чем больше должно быть угловое отклонение шарнира, тем меньше должен быть диаметр d_3 пальца в месте, в котором палец опирается о верхнюю или нижнюю поверхность тяги. Значения d_3 указаны в табл. 6 и 7. Для тонких пальцев важна также длина рычага b , определяющая допустимый изгибный момент. В табл. 8

показано, как изменяются размеры d_3 , b шарового пальца с шаровой головкой диаметром 22 мм в зависимости от максимального угла отклонения пальца.

Чем больше длина b , тем меньшую изгибную нагрузку может выдержать шаровой палец. Дополнительные данные, необходимые для расчета шаровых шарниров, содержатся в стандарте ДИН 71831 (табл. 9), который, хотя еще и сохраняет силу, но учитывая дату его издания, октябрь 1964 г., требует определенных исправлений.

Фирма «Лемфердер металлварен» определила силы, испытываемые различными шаровыми пальцами шарниров боковых тяг без превышения ими предела выносливости $\sigma_{bw} = \pm 240$ МПа

9. Некоторые геометрические характеристики шаровых шарниров с конусностью 1 : 10 шарового пальца для боковых тяг (выдержка из стандарта ДИН 71831, изд. 10.64; обозначения на чертеже см. в табл. 6 и 7)

d_1 h8	α , градус	b	c	d_3 H8 h9	e	Корончатая гайка по ДИН 937	Шплинт по ДИН 94	d_1 h8	α , градус	b	c	d_3 H8 h9	e	Корончатая гайка по ДИН 937	Шплинт по ДИН 94
(18)	20	15,5						27	20	24	19	20	21	M16×1,5	4×30
19	35	18	12	12	14	M10×1	2×22	30	40	27					
(20)	35	18						30	20	26	21	22	22	M18×1,5	4×35
19	20	18						35	40	31					
(20)	20	17	14	14	15	M10×1	2×22	35	20	30	25	26	23	M20×1,5	4×40
22	35	21,5						40	20	34	29	30	25	M24×1,5	5×45
(24)	40	22	16	16	17	M12×1,5	3×25	50	45	42					
25	35	24						50	20	40	37	38	29	M30×1,5	6×55
(24)	20	21						65	45	56,5					
25	25	24	18	18	18	M14×1,5	3×28	65	20	54,5	44	45	34,5	M39×1,5	6×70
27	40	25													

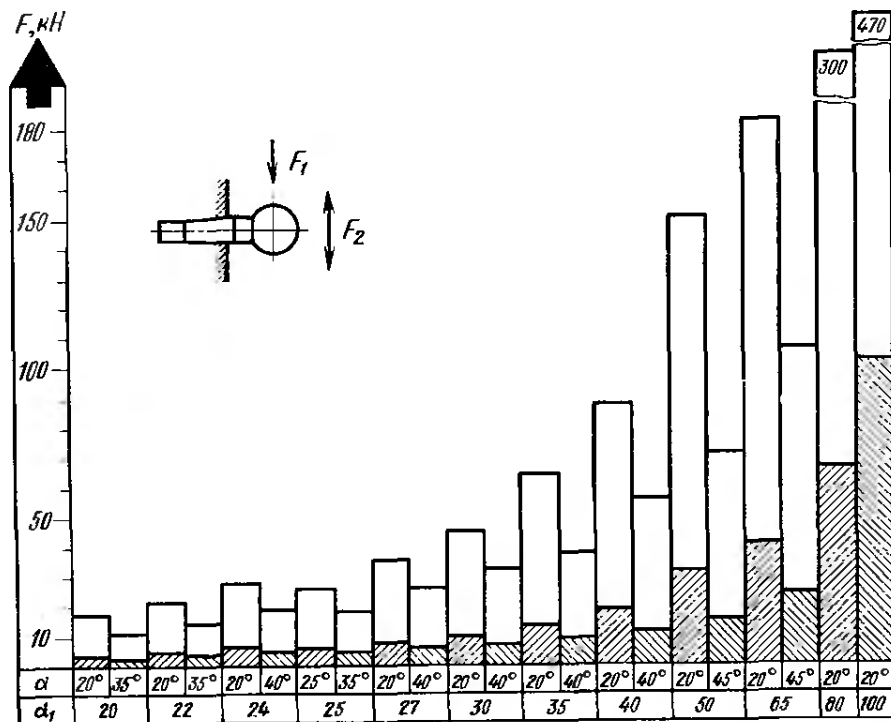


Рис. 3.61. Распределение испытываемых шаровым пальцем сил F_1 , действие которых ограничено во времени, и непрерывно действующих знакопеременных сил F_2 в зависимости от диаметра шаровой головки d_1 и угла отклонения пальца α . Силы F_1 , величина которых показана незаштрихованной частью столбцов, рассчитаны для допустимого условного предела текучести $R_{p0,2} = 1100$ МПа, силы F_2 (заштрихованная часть) — для допустимого предела выносливости $\sigma_{bw} = 240$ МПа (диаграмма взята из фирменного стандарта ЛМН 20 фирмы «Лемфердер металлварен»)

или условного предела текучести $R_{p0,2} = 1100$ МПа (рис. 3.61). Предел выносливости можно еще более увеличить поверхностной закалкой с помощью индукционного нагрева.

Измерения, проведенные фирмой «Цанрадфабрик» на легковых автомобилях с нагрузкой на переднюю ось $m_v = 700$ кг, показали, что при нормальном режиме езды в боковых тягах развиваются значительно меньшие силы, чем указанные на рис. 3.61

10. Силы, развивающиеся в боковых тягах автомобиля с $m_v \text{ нагр} = 700$ кг, действие которых ограничено во времени, в зависимости от скорости движения

Вид нагрузки	Скорость, км/ч	F_1 , кН
Обгон на автострате	90—160	0,26—0,3
Езда по смещенным относительно друг друга шпалам высотой 30 мм	25	1,4
Поворот на месте	0	4,8
Переезд бордюрного камня высотой 110 мм	50	5,1
Отжимание колеса бордюрным камнем	0	7,1
Переезд через выбоину с заторможенными колесами	36	8,7
Торможение при переезде бордюрного камня высотой 115 мм (подобие аварии)	20	11,1

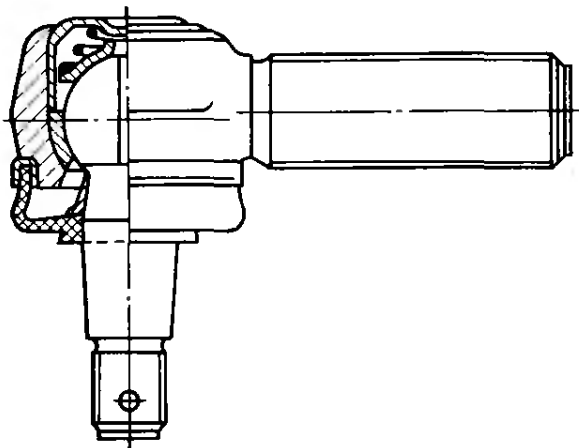


Рис. 3.62. Не требующий ухода шаровой шарнир фирмы «Эренрайх» для боковых тяг. Между корпусом и шаровой головкой расположен стальной вкладыш. Положение уплотнительного чехла фиксируется зажимным кольцом и распорной втулкой, опирающейся о шаровую головку

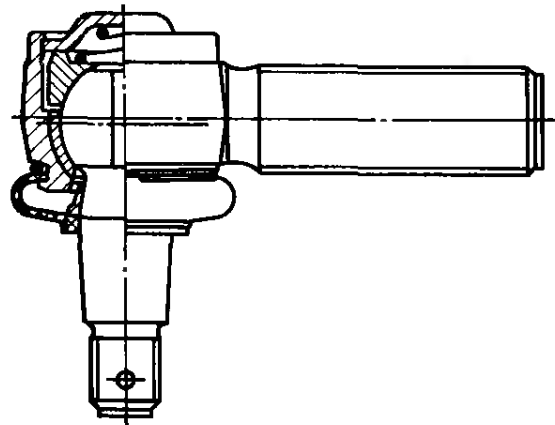


Рис. 3.63. Прецизионный шаровой шарнир фирмы «Эренрайх», предназначенный для продольных и боковых тяг грузовых автомобилей. Два стальных вкладыша обеспечивают очень низкую податливость в боковом и вертикальном направлениях

с учетом запаса прочности (табл. 10). Как видно, шаровой палец шарнира 22×35 должен выдерживать без изгиба максимальную силу $F_1 = 8,7$ кН, значение которой указано в табл. 10; но одновременно он должен быть рассчитан также на силу $F_1 = 11,1$ кН, развивающуюся при близких к аварийным ситуациям. При сравнении с вертикальной силой, действующей в точке контакта колеса с дорогой и для исследованных легковых автомобилей составляющей $F_n = 0,5 m_v g = 3,44$ кН, непрерывно действующие силы равны $F_2 = 0,41 F_n$, а силы, действие которых ограничено во времени, $F_1 = 2,53 F_n$.

Исследованный фирмой «Цанрадфабрик» автомобиль более раннего выпуска имел рычаги рулевой трапеции нормальной длины — 170 мм, но плечо обкатки имело относительно большое значение — около 65 мм. Как видно из рис. 2.2, это увеличивает плечо R_2 продольных сил и, следовательно, повышает связанные с ними силы, действующие на поперечные тяги. Современные легковые автомобили имеют конструкцию, более благоприятную в отношении нагрузок на сочленения рулевых тяг [5].

Корпус шарнира испытывает меньшую нагрузку, чем шаровой палец. При нормальном резьбовом хвостовике для крепления тяги гайкой (см. рисунок в табл. 6) или коротком цилиндрическом хвостовике для напрессовывания на него трубчатой тяги шаровой палец может быть изготовлен даже из стали С 35 N с σ_B от 490 до 640 МПа.

Изогнутые тяги (см. рис. 3.51 и 3.52) испытывают более высокие напряжения. В таких случаях сталь подвергается улучшению, при этом предел прочности, например стали С 35 V, повышается до 690—840 МПа. Во всех случаях удельное относительное удлинение должно превышать 14 %.

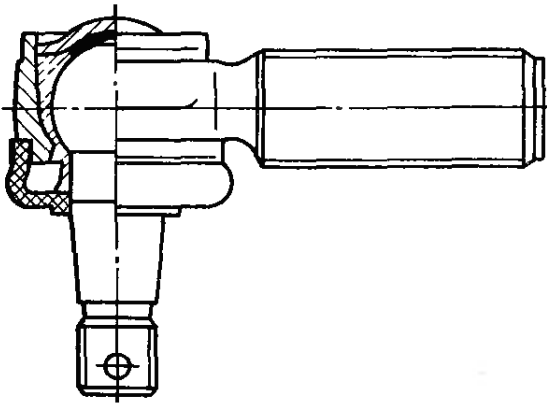


Рис. 3.64. Дешевый шарнир фирмы «Эренрайх», предназначенный для грузовых автомобилей. Полиэтиленовый вкладыш обеспечивает малую податливость, низкое трение и придает шарниру демпфирующие свойства

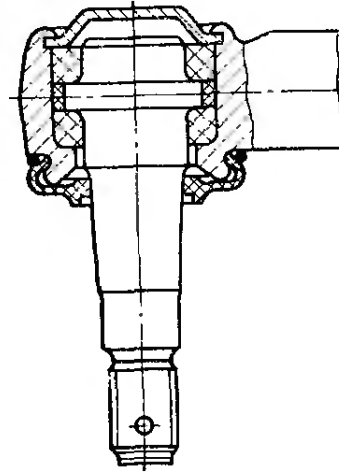


Рис. 3.65. Цапфенный шарнир фирмы «Лемфердер металлварен». Угол допустимого перекоса $\beta/2$ зависит от жесткости полиуретановых колец, уложенных между пальцем и корпусом, и составляет от ± 2 до $\pm 7^\circ$, (см. рис. 3.50)

Ниже описана конструкция шарниров, используемых для соединений в рулевом управлении.

Показанный на рисунке в табл. 6 шаровой шарнир фирмы «Эренрайх», который чаще всего используется для крепления боковых тяг в легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности, имеет два полиуретановых вкладыша. По этим вкладышам скользит шаровая головка из улучшенной стали, при этом благодаря долговечной смазке износ вкладышей и головки не наблюдается. Вкладыши одновременно выполняют задачи демпфирования и изоляции шума, обусловленного движением по неровной дороге. Подобную конструкцию имеет также шарнир фирмы «Лемфердер металлварен», но вкладыши в нем выполнены из ацетала. Сферическая поверхность дополнительно полируется обкатыванием до получения высоты микронеровностей $R_z = 3$ мкм.

При использовании стального вкладыша поверхность шаровой головки шарнира должна иметь твердость по меньшей мере $HRC 55$ (рис. 3.62). Такие шарниры устанавливаются на боковых тягах при необходимости в большой жесткости соединений и при пренебрежении шумоизоляцией, например, в грузовых и гоночных автомобилях. На рис. 3.63 показан прецизионный шарнир с парой трения «сталь—сталь» и очень низкой податливостью во всех направлениях. Этой же фирмой для грузовых автомобилей разработан шарнир «Пре-кэп» с полиэтиленовым вкладышем, что снизило его стоимость (рис. 3.64). При этом податливость шарнира сохранена малой.

Благодаря обычно параллельному повороту сошки и маятникового рычага в рулевых механизмах с вращательным движением на выходе пальцы шарниров средней тяги практически только закручиваются и почти не испытывают перекоса. Развивающиеся

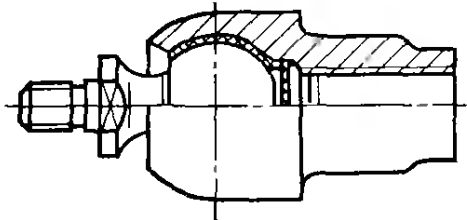


Рис. 3.66. Не требующий ухода упорный шарнир фирмы «Лемфердер метальварен» с вкладышем, рассчитанным на ввод шаровой головки в корпус «со щелчком». Шаровой палец сбоку ввинчивается в зубчатую рейку

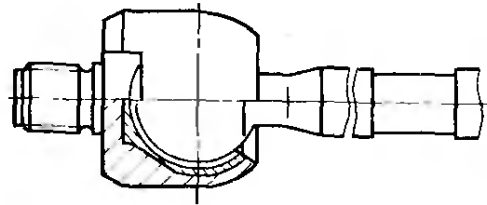


Рис. 3.67. Не требующий ухода упорный подшипник фирмы «Эренрайх» с вкладышем, состоящим из двух частей. Резьбовым хвостовиком корпус шарнира ввинчивается в зубчатую рейку

при этом силы действуют вдоль тяги. В таких случаях достаточно простых цапфенных шарниров (рис. 3.65) или, если необходима известная податливость рулевого управления, еще более дешевых шарниров-проушин (см. рис. 3.50).

Установка таких шарниров-проушин на концах зубчатой рейки является наиболее экономичным конструктивным решением, если углы перекося $\pm\beta/2$ малы, а имеющаяся податливость рулевого управления предотвращает его колебания или не оказывает на него отрицательного влияния (см. рис. 3.14, 3.22, 3.52, 3.53 и 3.56). Но чаще всего в таких случаях используют упорные шарниры, в которых шаровая головка работает на растяжение, сжатие и изгиб. Поскольку в большинстве случаев при коротких тягах шарниры должны позволять большие угловые отклонения, для достаточного перекрытия шаровой головки корпусом диаметр этой головки должен быть большим (25 или 27 мм, см. табл. 9). Шаровые пальцы могут ввинчиваться в концы зубчатой рейки (рис. 3.66 и 3.67; см. также рис. 3.12 и 3.59). Возможно также навинчивание корпуса шарнира на резьбовой хвостовик зубчатой рейки (рис. 3.68; см. также рис. 3.9 и 3.58).

Все рассмотренные выше шарниры не требуют ухода. Шарниры, которые необходимо регулярно смазывать, практически не применяются в современных легковых автомобилях и очень редко

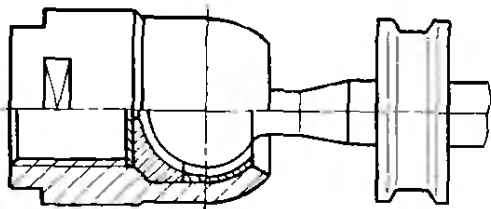


Рис. 3.68. Корпус шарнира имеет резьбовое отверстие, которым он навинчивается на резьбовой хвостовик зубчатой рейки. Большой диаметр внутренней резьбы требует установки промежуточной шайбы, на которую опирается пластмассовый вкладыш

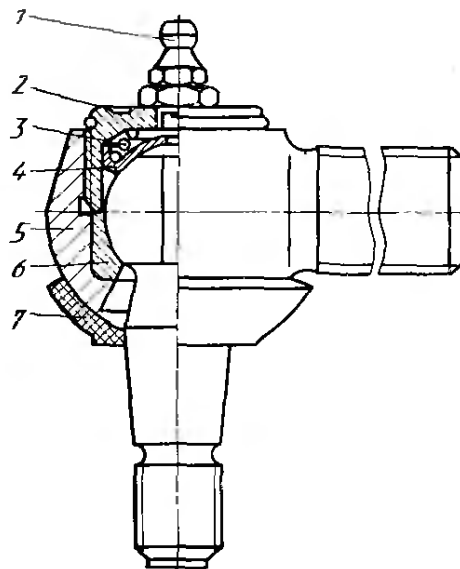


Рис. 3.69. Смазываемый шаровой шарнир фирмы «Эренрайх»

используются в грузовых. Иногда, правда, они устанавливаются на строительных машинах и сельскохозяйственных тракторах в условиях очень сильного загрязнения. Такой шарнир показан на рис. 3.69. В нижней части его корпуса 5 установлен стальной вкладыш 6, положение которого фиксируется резьбовой крышкой 2. Коническая пружина 3 прижимает сверху стальной колпачок 4, предотвращающий появление люфта в шарнире, не затрудняя легкость его хода. Кольцо 7 уплотняет корпус 5 снаружи. При смене смазочного материала через ниппель 1 отработавший смазочный материал вытекает через кольцо 7.

3.4. АМОРТИЗАТОРЫ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

3.4.1. Задачи амортизаторов

Амортизатор компенсирует ударные нагрузки и предотвращает биения рулевого управления; тем самым он повышает комфорт и безопасность езды на автомобиле. Он должен демпфировать удароподобные моменты на передних колесах, но при равномерной, как правило, жесткости во всем диапазоне ходов не снижать легкость рулевого управления. При неожиданном появлении различных по величине боковых и продольных сил на правом и левом передних колесах амортизатор должен предотвращать их поворот, а возникающую при этом высокую скорость поршня гасить (рис. 3.70).

Амортизатор устанавливается горизонтально (см. рис. 3.26, 3.28 и 6.14). В случае реечного рулевого управления одним концом он крепится к зубчатой рейке с помощью шарнира-проушины или непосредственно резьбовым соединением, другим — к корпусу рулевого механизма. В автомобилях с рулевым механизмом с вращательным движением на выходе амортизатор может быть прикреплен к сошке и средней тяге (см. рис. 3.43) в случае независи-

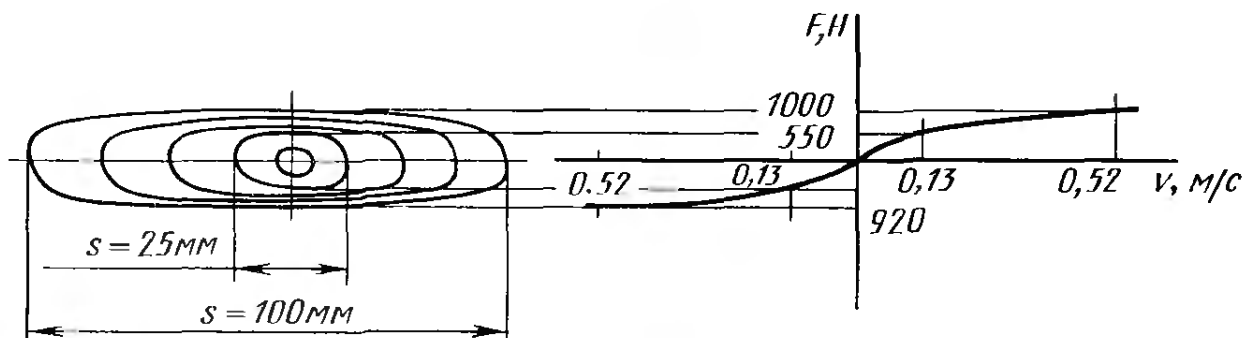


Рис. 3.70. Изменение нагрузки F на амортизатор рулевого управления фирмы «Боге» в зависимости от скорости v перемещения штока амортизатора. Значения F откладывались вверх при ходе отбоя амортизатора, вниз — при ходе сжатия. Диаграмма получена измерениями на испытательном стенде при $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ и ходах штока $s = 10, 25, 50$ и 100 мм . Дегрессивная характеристика необходима для демпфирования ударов в рулевом управлении без затруднения возврата рулевого колеса

мой подвески колес или к сошке и поперечной тяге в случае зависимой. Он располагается параллельно поперечине подвески (см. рис. 3.82).

3.4.2. Амортизаторы для легковых, грузопассажирских и грузовых автомобилей малой грузоподъемности

Амортизаторы рулевого управления имеют однотрубную конструкцию, соответствующую конструкции амортизаторов колебаний двигателя и сиденья водителя [8]. Различие лишь в том, что вследствие горизонтального расположения амортизатора рулевого управления здесь необходима компенсационная камера для разделения рабочей жидкости и воздуха.

На рис. 3.71 представлена наиболее широко распространенная конструкция амортизатора фирмы «Стабилус». Шланг 9 своими концами закреплен на цилиндре 12 обкаткой концов защитной трубы 8. Для повышения надежности герметизации в этих местах на цилиндре 12 предусмотрены кольцевые канавки, которые одновременно предотвращают смещение шланга. При ходе сжатия штока 13 жидкость через два отверстия 5 клапана 10 перетекает в промежуточную камеру 1, отжимая пластинку 4, на которую воздействует пружина 2. Эта пластинка играет роль золотника клапана соотношения давления. Компенсационная камера образована полостью между шлангом 9 и трубой 8. При перетекании жидкости из промежуточной камеры 1 через отверстия 3 шланг 9 выпучивается. Как и во всех однотрубных амортизаторах, на поршне 11 установлены клапаны сжатия и отбоя. Уплотнение поршня относительно цилиндра 12 осуществляет кольцо 6. На конце цилиндра опрессовкой закреплены направляющая 14 штока 13, уплотнение 15 и защитная шайба 16. Продольное отверстие в направляющей предназначено для выравнивания давления. Крепление амортизатора производится с помощью шарниров проушины 7 и 17.

Описанный амортизатор должен иметь возможно более короткую «мертвую» длину, которая почти не зависит от хода s . Увеличение хода s требует только удлинения шланга 9 и трубы 8. Однако удлинение трубы 8 иногда является нежелательным из-за недо-

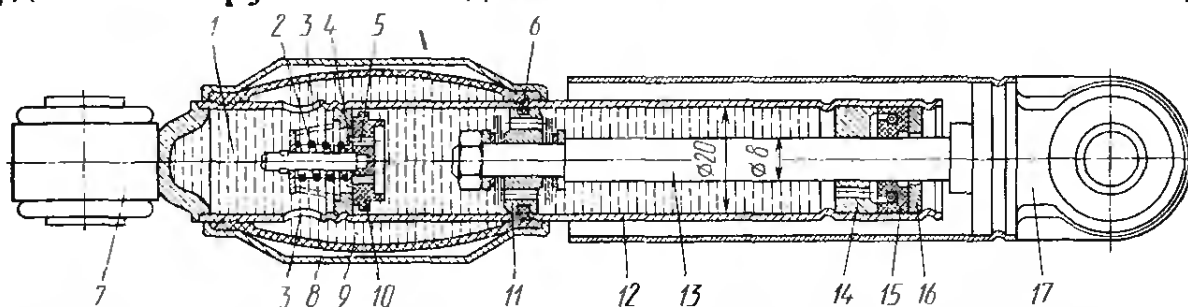


Рис. 3.71. Амортизатор рулевого управления фирмы «Стабилус», в большинстве случаев применяемый в легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности. Компенсационная камера образована шлангом 9, расположенным снаружи цилиндра 12

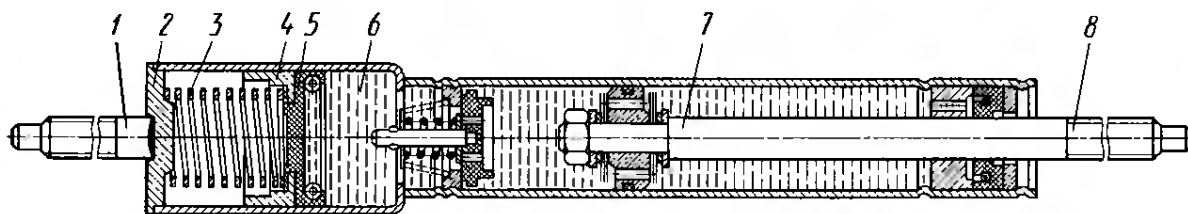


Рис. 3.72. Амортизатор рулевого управления фирмы «Стабилус» с продольно расположенной компенсационной камерой

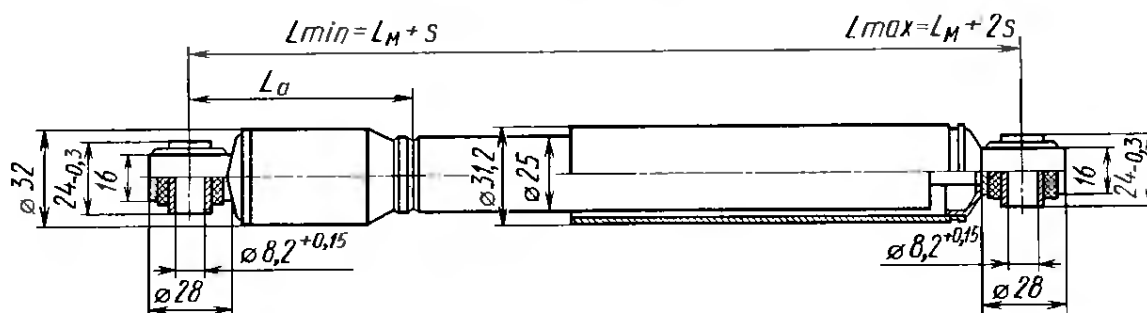


Рис. 3.73. Амортизатор рулевого управления Т 22 фирмы «Боге»

статка места. Более рациональна в таких случаях конструкция с чашеобразной манжетой (рис. 3.72). Компенсационная камера 6 приварена к торцу цилиндра и имеет увеличенный по сравнению с ним диаметр. При ходе сжатия штока 7 манжета 5 перемещается, преодолевая усилие пружины 3. Жесткость этой пружины рассчитана так, чтобы при небольшом давлении в камере 6 не происходило выталкивания штока. Положение манжеты в цилиндре фиксируется направляющей 4. Для крепления амортизатора предусмотрены резьбовые шпильки 1 и 8, одна из которых просто приварена встык к крышке 2 цилиндра.

На рис. 3.73 приведен чертеж амортизатора фирмы «Боге», крепящегося с обеих сторон шарнирами проушины. Диаметр штока равен 9 мм, внутренний диаметр компенсационной камеры — 32 мм. Длина L_0 зависит от хода s амортизатора. При ходе s от 135 до 210 мм она составляет 75 мм, при ходе s от 211 до 300 мм — 100 мм. «Мертвая» длина L_M соответственно равна 154 и 179 мм. Сила сопротивления F амортизатора достигает максимального значения (± 800 Н) при скорости поршня $v = 0,131$ м/с, т. е. при ходе s 25 мм и $n = 100$ мин⁻¹. На рис. 3.74 показана конструкция компенсационной камеры этого амортизатора. Клапан в перемычке 8 конструктивно подобен клапанам, устанавливаемым в двухтрубных амортизаторах, и выполняет такие же задачи [8]. Повышение давления в рабочей камере 3, вызванное ходом сжатия штока, отжимает пластинку 1 от торца колпачка 2 против усилия пружины 9. Жесткость этой пружины, ее предварительное напряжение, а также диаметр отверстия в пластинке 1 определяют только часть силы сопротивления амортизатора при ходе сжатия; основная ее часть зависит от характеристик клапана соотношения давлений, установленного на поршне. Сила сопротивления при ходе отбоя определяется только пластинчатым клапаном, уста-

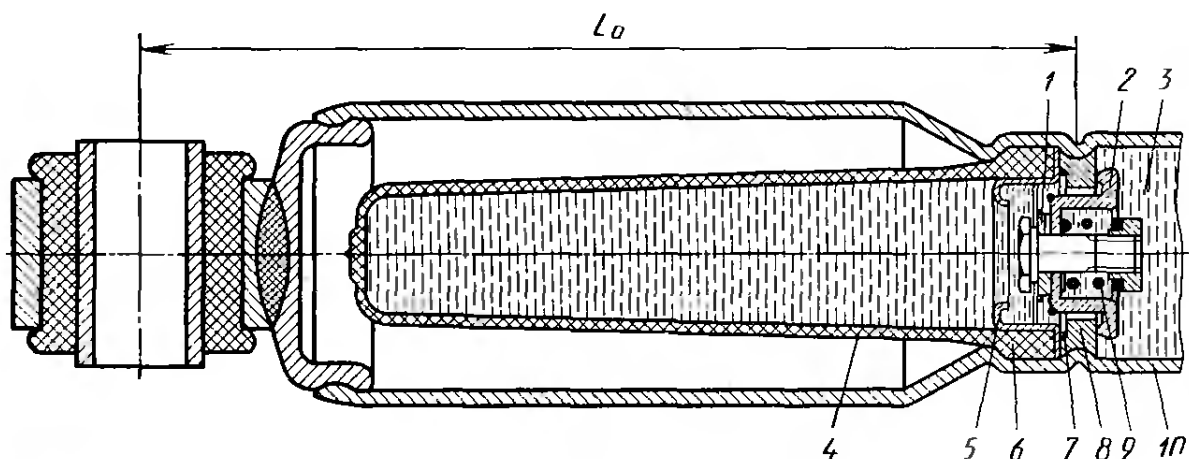


Рис. 3.74. Компенсационная камера амортизатора, показанного на рис. 3.73

новленным с другой стороны поршня. Клапанный узел, закрепленный на перемычке 8, должен не препятствовать всасыванию гидравлической жидкости в камеру 3 при ходе отбоя штока. Для этого жесткость конической пружины 7 выбирается малой.

Отделение воздуха от жидкости в этом амортизаторе осуществлено стаканом 4 из упругого материала, утолщенный край 6 которого прижат к опорному кольцу 5 стенкой цилиндра 10. Диаметр цилиндра соответственно увеличен для свободного расширения стакана 4 при ходе сжатия штока, это позволило также уменьшить длину L_a компенсационной камеры и, следовательно, «мертвую» длину L_m . Значения L_a и L_m зависят от требуемого хода s .

Амортизатор рулевого управления может крепиться резьбовыми шпильками (см. рис. 3.72), шарнирами проушины (см. рис. 3.71) или крепежными фланцами (см. рис. 3.77). Эти элементы могут быть расположены с одной или с обеих сторон амортизатора. Требуемый ход составляет от 130 до 260 мм. Ход 260 мм, а в исключительных случаях даже до 300 мм, без труда может быть реализован при диаметре поршня 20 или 22 мм.

Силы сопротивления амортизатора при ходах сжатия и отбоя должны быть равны и достигать относительно больших значений уже при небольших скоростях v поршня. Приведенная на рис. 3.70 дегрессивная характеристика объясняется компромиссом между требуемым демпфированием возможных колебаний рулевого управления и необходимой его легкостью. При этом должен быть обеспечен свободный возврат рулевого колеса в нейтральное положение. При измерениях на испытательном стенде при $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ и ходе 25 мм ($v = 0,131 \text{ м/с}$) сила сопротивления F составила от ± 200 до $\pm 550 \text{ Н}$, при ходе 100 мм ($v = 0,524 \text{ м/с}$) — около $\pm 900 \text{ Н}$. Допуск ΔF не должен превышать $\pm 15 \%$; он определяется значением самой силы F и приближенно может быть рассчитан по формуле $\Delta F = \pm(0,1F + 30 \text{ Н})$.

Трение в амортизаторе должно быть малым, в качестве верхней границы его силы можно принять $F_f = \pm 25 \text{ Н}$.

3.4.8. Амортизаторы для грузовых автомобилей средней, большой и очень большой грузоподъемности

Данные об общей массе этих автомобилей приведены в п. 1.5.2. Силы, развиваемые в боковых поперечных тягах этих автомобилей, значительно превышают соответствующие силы в тягах легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности. Это требует более эффективного демпфирования и, следовательно, увеличения диаметра поршня амортизатора. Необходимо учитывать также отрицательное влияние шарниров, имеющих малую податливость в направлении нагрузки (на шумоизоляцию обычно обращают мало внимания). Кроме того, для уменьшения диаметра разворота необходим большой угол поворота колес; более длинные рычаги рулевой трапеции обуславливают повышенный ход амортизатора, т. е. больший диаметр его поршня. Соответствующий амортизатор рулевого управления фирмы «Стабилус», показан на рис. 3.75. Он устанавливается на автобусах фирмы «Даймлер-Бенц». Ход $s = 400$ мм получен при очень малой «мертвой» длине $L_m = 200$ мм. Диаметр поршня равен 40 мм, его штока — 14 мм. При ходе 50 мм на испытательном стенде ($v = 0,262$ м/с) сопротивление составило $F = \pm 1,1$ кН.

Устанавливаемый на грузовых автомобилях особо большой грузоподъемности амортизатор фирмы «Стабилус» (рис. 3.76) имеет такие же шток и поршень, как и описанный выше амортизатор, но при ходе 10 мм ($v = 0,52$ м/с) развивает сопротивление $F = \pm 2,8$ кН $\pm 0,5$ кН, при ходе 50 мм $F = \pm 5,5$ кН $\pm 0,8$ кН. Возможно, эти высокие значения объясняются малым ходом: при $L_m = 185$ мм он составляет всего $s = 295$ мм. Из-за опасности продольного изгиба штока поршня может передавать большие сжимающие усилия сопротивления только при малом ходе. С учетом сказанного допуски составляют от 15 до 18 %.

При не слишком больших усилиях можно использовать амортизатор рулевого управления, поршень в котором имеет диаметр

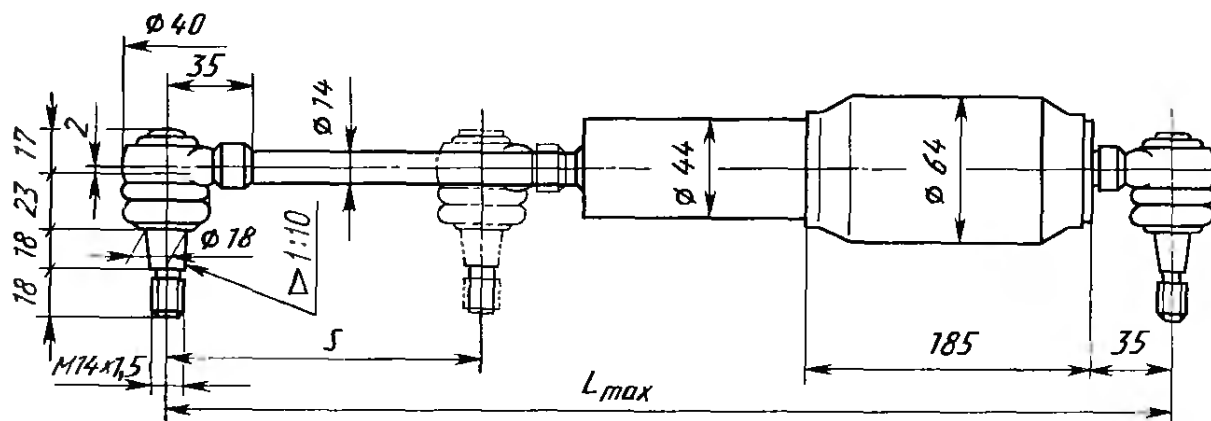


Рис. 3.75. Амортизатор рулевого управления фирмы «Стабилус», предназначенный для автобусов фирмы «Даймлер-Бенц». Характеристики шаровых шарниров, диаметр шаровой головки которых равен 27 мм, приведены в табл. 6. Амортизатор показан в положении максимального хода

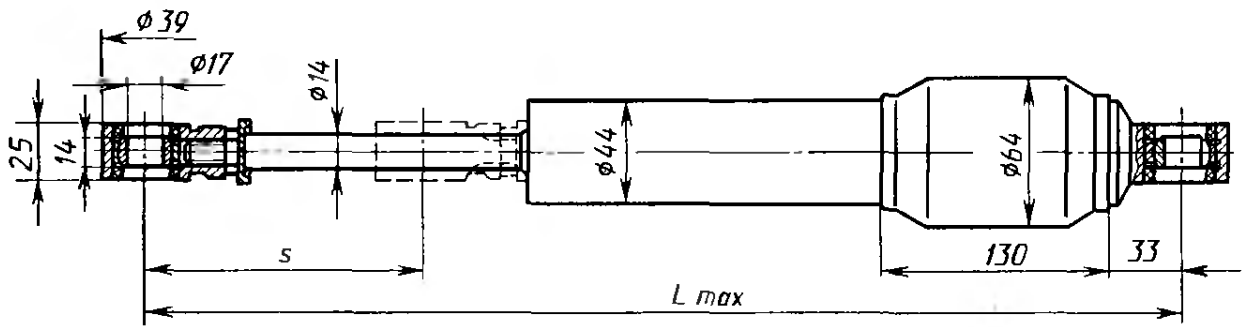


Рис. 3.76. Амортизатор рулевого управления фирмы «Стабилус», предназначенный для грузовых автомобилей особо большой грузоподъемности фирмы МАН. Для крепления предусмотрены два шарнирных подшипника скольжения, имеющих малые габариты и отверстие диаметром 17 мм, выполненное с высокой точностью. Амортизатор показан в положении максимального хода

30 мм. Фирма «Стабилус» выпускает такой амортизатор со штоком диаметром 11 мм как с шарнирными подшипниками скольжения и шаровыми шарнирами, а также с шарнирами-проушинами. В последнем случае крепление амортизатора осуществляется винтами $M 14 \times 1,5$, ширина и внешний диаметр шарнира равны 40 мм. Эти амортизаторы имеют ход до 320 мм, их сопротивление составляет до $F = \pm 2$ кН при $n = 100$ мин⁻¹ и $s = 50$ мм ($v = 0,262$ м/с).

3.4.4. Амортизаторы с сопротивлением, зависящим от хода

Как говорилось в п. 1.3, рулевое управление должно быть максимально легкоходовым. Амортизатор, оказывающий одинаковое сопротивление во всем диапазоне углов поворота колес, может не только вызывать незначительное утяжеление рулевого управления, но и потребовать более высокого момента для возврата колес в нейтральное положение. Это особенно касается легковых и грузо-пассажирских автомобилей, на которых по экономическим соображениям усилитель рулевого управления не устанавливается. Кроме того, амортизатор должен обеспечивать плавность рулевого управления, особенно при движении по прямой с большой скоро-

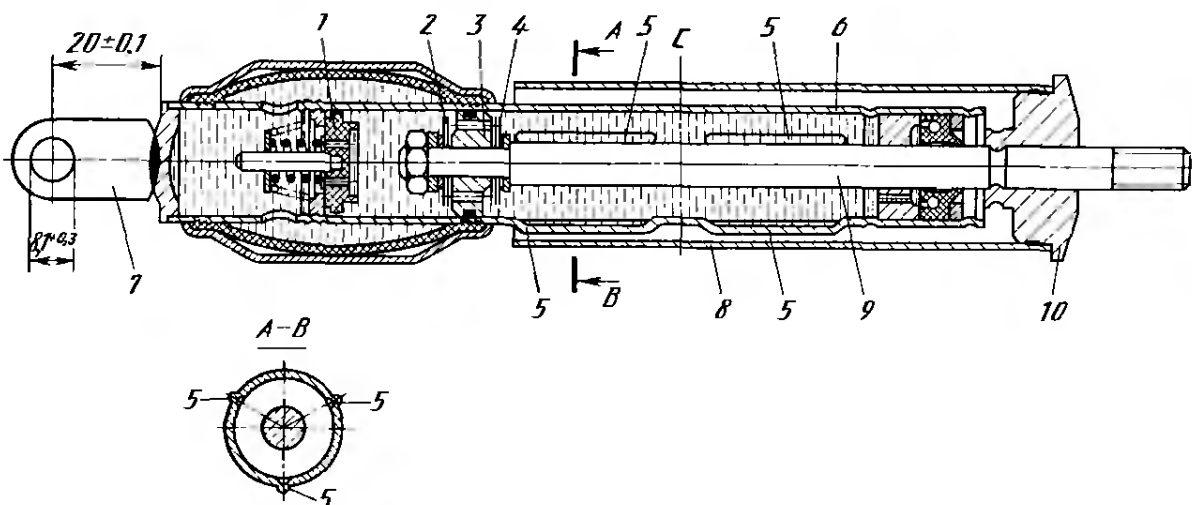


Рис. 3.77. Амортизатор рулевого управления фирмы «Стабилус». Зависимость силы сопротивления от хода получена за счет продольных канавок на цилиндре. С — плоскость среднего положения поршня

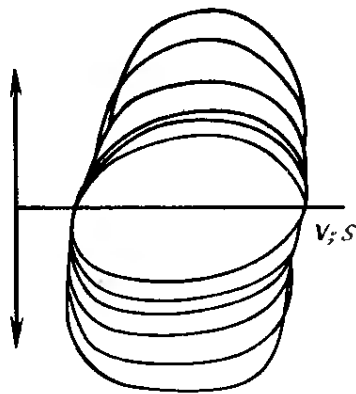


Рис. 3.78. Изменение силы сопротивления F амортизатора при небольших ходах s отбоя (вверх), т. е. при нейтральном положении колес, в зависимости от скорости перемещения v или хода s штока. Диаграмма была снята при общем ходе амортизатора 25 мм и частотах вращения испытательного стенда 25, 50, 75, 100 и 200 мин^{-1} (по данным фирмы «Стабилус»)

стью (т. е. при среднем положении рулевого механизма). При повороте колес возникают противодействующие моменты, которые вряд ли могут проявиться в виде колебаний рулевого управления. С учетом этого был создан амортизатор рулевого управления, сила сопротивления которого зависит от его хода (рис. 3.77). Он давно известен под названием гидравлического упора и подробно описан в литературе [8]. При ходе поршня $З$ в пределах примерно ± 10 мм относительно его среднего положения $С$ усилие амортизатора относительно велико (рис. 3.78). При переходе его в область канавок 5 (см. рис. 3.77), отштампованных на цилиндре 6 , жидкость начинает перетекать с одной стороны поршня на другую помимо клапана сжатия 4 или отбоя 2 , благодаря чему сопротивление падает. Вследствие этого характеристика амортизатора становится дегрессивной (рис. 3.79). При этом сила сопротивления в области канавок примерно вдвое меньше сопротивления в средней области. Кроме того, благодаря клапану 1 (см. рис. 3.77), закрепленному на промежуточном доннышке цилиндра и при ходе сжатия работающему одновременно с клапаном 4 на поршне $З$, сопротивление при ходе сжатия меньше, чем при ходе отбоя (рис. 3.80). Канавки 5 (см. рис. 3.77) обычно выполняются не на всю длину хода поршня, в ином случае длина цилиндра 6 была бы слишком

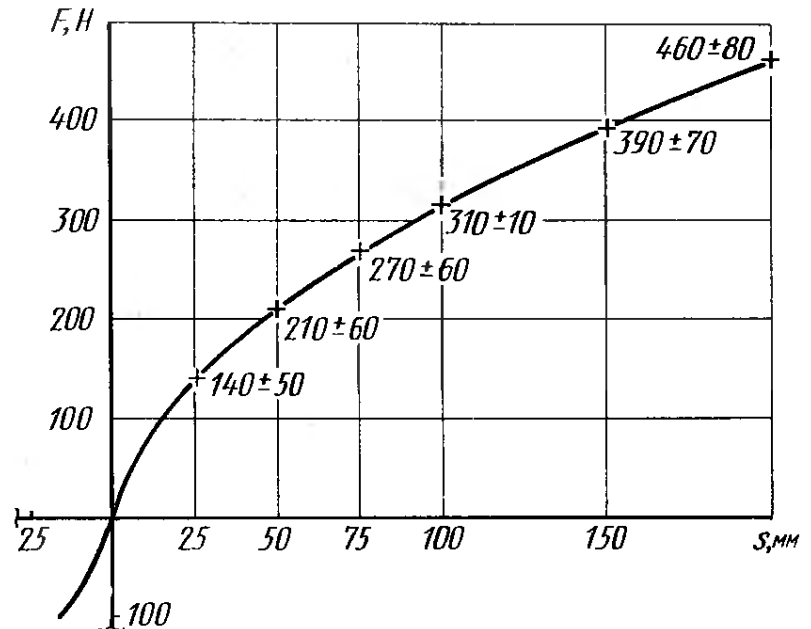


Рис. 3.79. Дегрессивная характеристика амортизатора рулевого управления, устанавливаемого фирмой «Опель» для повышения комфортности езды в автомобилях «Аскона» и «Кадет», оборудованных 1,6-литровым двигателем, автоматической коробкой передач и блокируемым дифференциалом, а также в автомобиле «Кадет ЖТЕ». Благодаря симметричности на графике показана только ветвь кривой для хода отбоя s . Крестиками отмечены измеренные значения усилия F амортизатора и их разброс

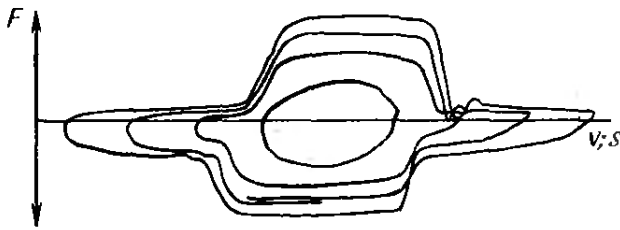


Рис. 3.80. Изменение сопротивления F амортизатора в зависимости от скорости перемещения v или хода s штока. Диаграммы сняты при ходах 25, 50, 75 и 100 мм. Хорошо видно уменьшение сопротивления при выходе поршня за пределы средней области. Благодаря комбинации клапанов 1 (на промежу-

точном доньшке) и 4 (на поршне) уменьшение сопротивления F при ходе сжатия не так велико, как при ходе отбоя

большой, а его установка была бы затруднена. Амортизатор, показанный на рис. 3.77, с одной стороны крепится ушком 7 толщиной 5 мм. Крышка 10 защитной трубы 8 закреплена на штоке 9 опрессовкой.

Амортизаторы рулевого управления, сила сопротивления которых зависит от хода штока, выпускают фирмы «Боге», «Кони» и «Стабилус».

3.5. РУЛЕВЫЕ КОЛОНКИ

В соответствии со стандартом ДИН 70023 «Названия деталей автомобиля» рулевая колонка состоит из трубы рулевой колонки, винтами крепящейся к кузову и называемой также защитной трубой, и вала рулевого колеса. Последний соединяет рулевое колесо с рулевым механизмом и проходит через трубу рулевой колонки.

3.5.1. Валу рулевого колеса легковых автомобилей

Вал рулевого колеса предназначен для передачи вращающего момента и поэтому должен быть жестким на кручение. Но для уменьшения колебаний рулевого управления и шумоизоляции он должен обладать определенной упругостью в небольшом угловом диапазоне. Кроме того, для повышения травмобезопасности вал рулевого колеса и труба рулевой колонки должны иметь возможность продольного изгиба. Для этой цели фирмы «Даймлер-Бенц» и «Вольво» на легковых автомобилях высокого класса устанавливают гофрированную трубу, которая может складываться «в гармошку» (рис. 3.81—3.83).

Вал рулевого колеса на автомобилях «Гольф» и «Сирокко» фирмы «Фольксваген» (рис. 3.84) имеет два карданных шарнира 2 и 3 (см. рис. 3.85), соединяющие верхнее и нижнее звенья этого вала, а также вал рулевого механизма. Верхнее звено вала уложено в игольчатом роликоподшипнике 4 и радиальном шарикоподшипнике 5. Нижний шарнир 2 защищен гофрированным чехлом 1, верхний конец прикреплен к передней стенке кузова. Это звено имеет телескопическую конструкцию (рис. 3.85). Оно состоит из плоской части 1 и трубчатой части 3 прямоугольного сечения, причем часть 1 может вдвигаться в часть 3 (рис. 3.86). Сила, требуемая для этого, определяется геометрией и материалом двух пластмассовых втулок, вставленных в углубления 2. Прива-

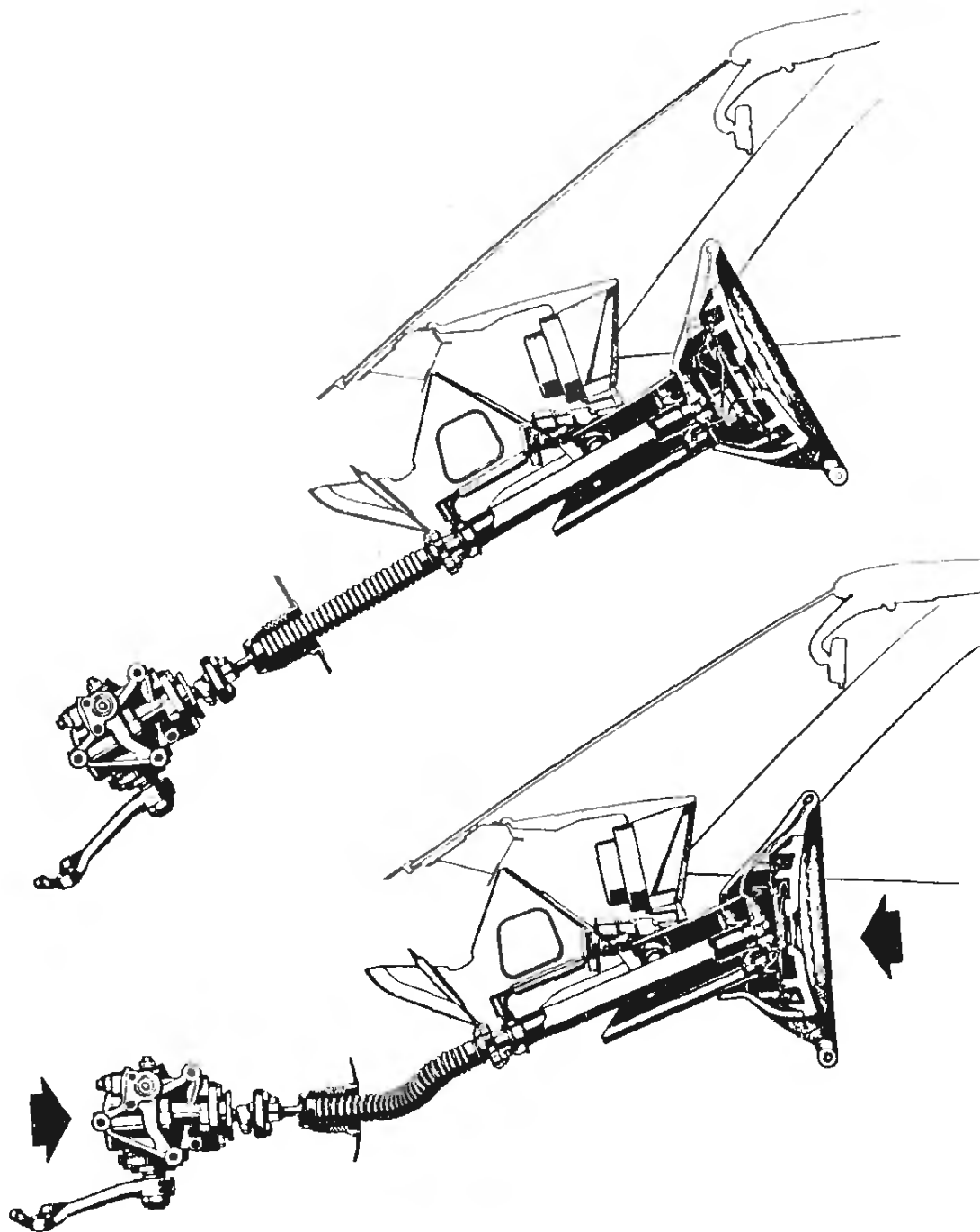


Рис. 3.81. Травмобезопасная рулевая колонка и чашеобразное рулевое колесо полноприводного многоцелевого автомобиля 240 ЖД/280 ЖЕ фирмы «Даймлер-Бенц», появившегося на рынке в 1978 г. Нижнее звено вала рулевого колеса выполнено в виде гофрированной трубы, складывающейся в «гармошку» при определенной нагрузке. Зависимая подвеска передних колес сбоку имеет тягу Панара, поэтому параллельная ей тяга связывает поворотный рычаг, сидящий на правой поворотной цапфе, с закрепленным на раме рулевым механизмом с винтовой передачей и зубчатой парой. Хорошо видны хомуты для регулирования длины изогнутой поперечной тяги, а также закрепленный на ней амортизатор рулевого управления

ренная листовая накладка 4 обеспечивает электрическое соединение обеих частей для электроцепи звукового сигнала. В выемку приваренного к части 3 полухомута 4 входит ригель замка рулевой колонки.

Подобный телескопический вал рулевого колеса установлен также на автомобилях «Кадет» и «Аскона» фирмы «Опель», но для его соединения с валом рулевого механизма использована упругая

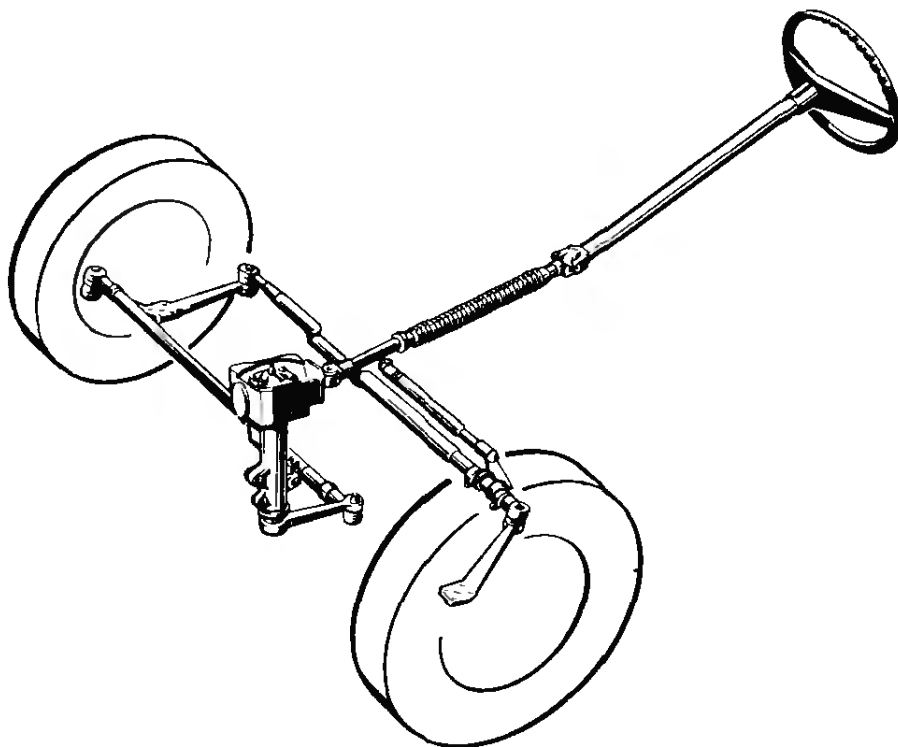


Рис. 3.82. Травмобезопасная рулевая колонка полноприводного автомобиля фирмы «Даймлер-Бенц» мод. 240 ЖД/280, выпущенного на рынок в 1978 г.

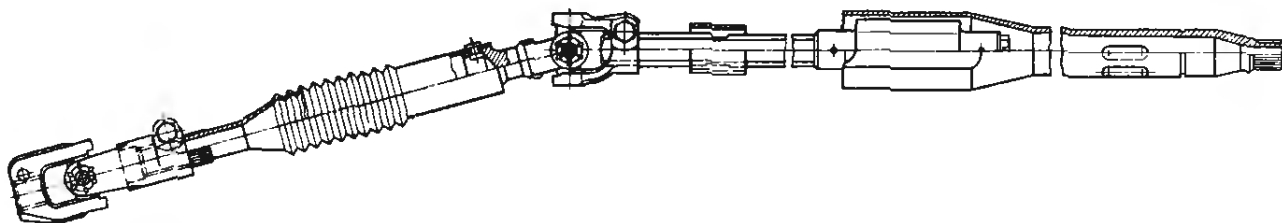


Рис. 3.83. Вал рулевого колеса, изготавливаемый фирмой «Лемфердер металлварен» для фирмы «Вольво». Он отвечает самым жестким требованиям травмобезопасности благодаря комбинации гофрированной трубы, установленной в его нижнем звене, и телескопическидвигающихся друг в друга частей верхнего звена. Для снижения массы оба звена и шарниры изготовлены из легкого металла

дисковая муфта (см. рис. 3.92 и 3.112). Кроме того, здесь отсутствует нижнее звено и, следовательно, оба карданных шарнира. Травмобезопасный вал рулевого колеса с двумя шарнирами установлен также на автомобилях «Порше-911» и «Кампаньола» (см. рис. 3.19 и 3.41). Нижнее звено при этом должно быть наклонено относительно верхнего.

Еще одним простым средством, повышающим травмобезопасность, является расцепляющаяся муфта. Она образована фланцем 2 на валу рулевого колеса и штифтом 1 на валу рулевого механизма (рис. 3.87). В нормальном состоянии штифт 1 входит в отверстие во фланце 2, обеспечивая сцепление обоих валов. Такая муфта не препятствует утапливанию рулевого колеса при ударе о него водителя. При этом деформируется так же консоль 3, крепящая трубу рулевой колонки к приборной панели. Рулевые колонки такой конструкции показаны также на рис. 1.3 для автомобиля «Ауди-100» мод. 83, рис. 3.8—«Поло С» и «Дерби» фирмы «Фольксваген»,

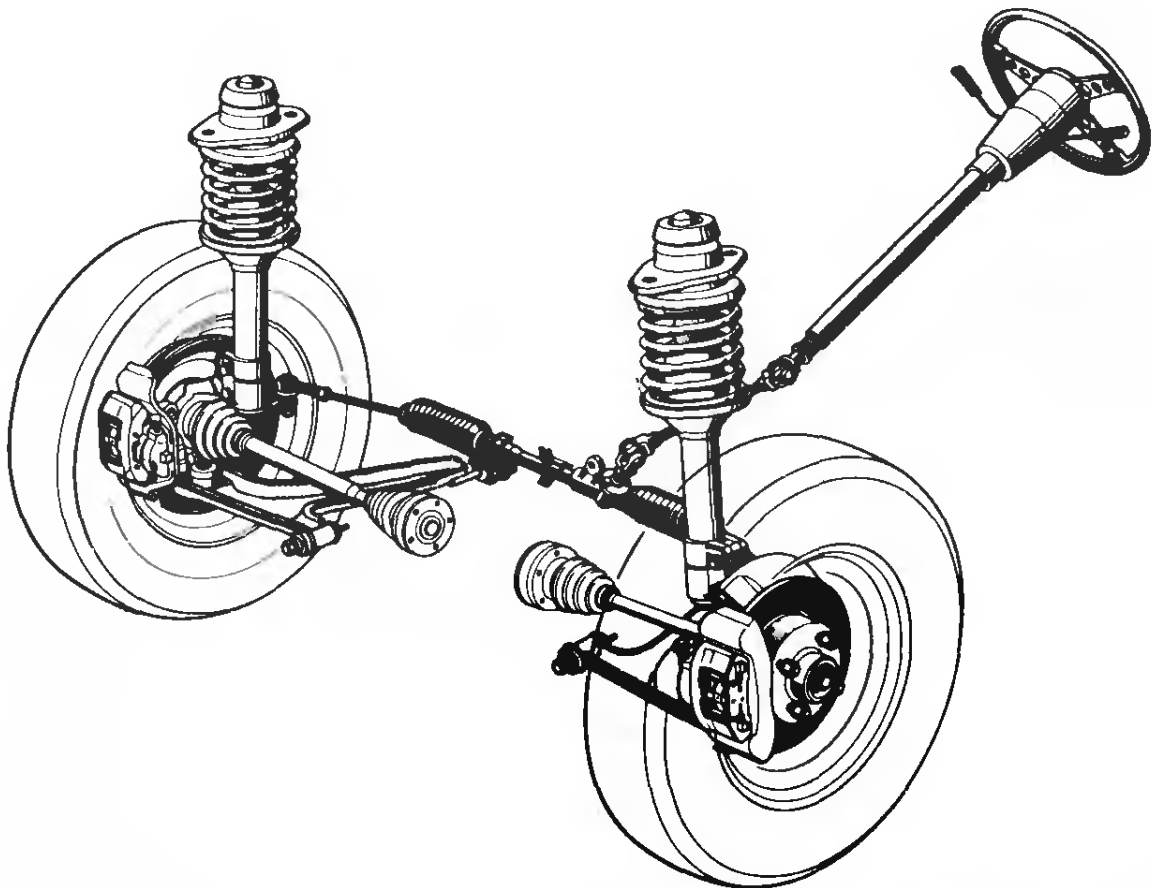


Рис. 3.84. Подвеска Макферсон автомобиля «Сирокко» фирмы «Фольксваген», выпускаемого с 1981 г. Подвеска конструктивно подобна подвеске автомобиля «Гольф» и имеет отрицательное плечо обкатки. Для максимального удлинения боковых тяг шестерня реечного рулевого механизма смещена к средней плоскости автомобиля. Вращающий момент рулевого колеса передается через два карданных шарнира. При торможении точки задних опор обоих нижних треугольных рычагов смещаются внутрь, что должно улучшать устойчивость прямолинейного движения при торможении за счет упругокинематического изменения схождения колес

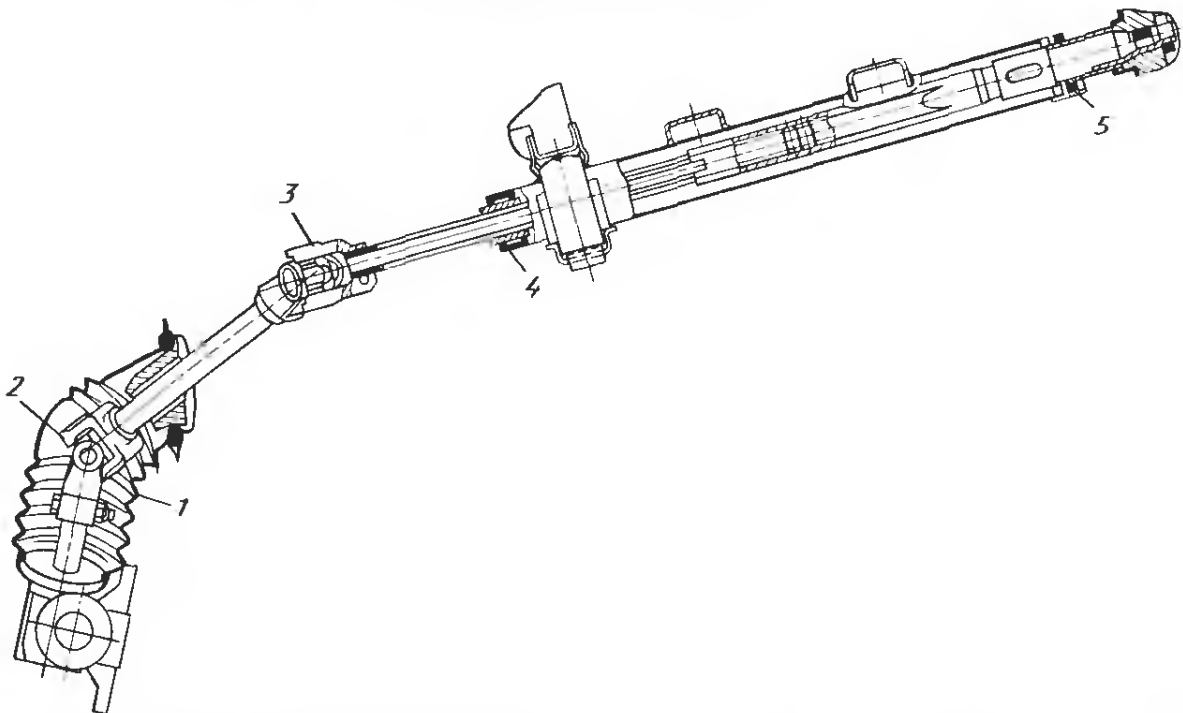


Рис. 3.85. Вал рулевого колеса автомобилей «Гольф» и «Сирокко» фирмы «Фольксваген»

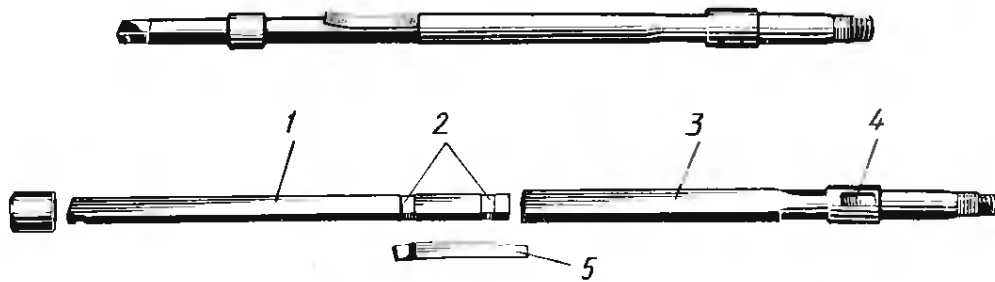


Рис. 3.86. Телескопический вал рулевого управления автомобилей «Гольф» и «Сирокко», изготовленный фирмой «Лемфердер метальварен»

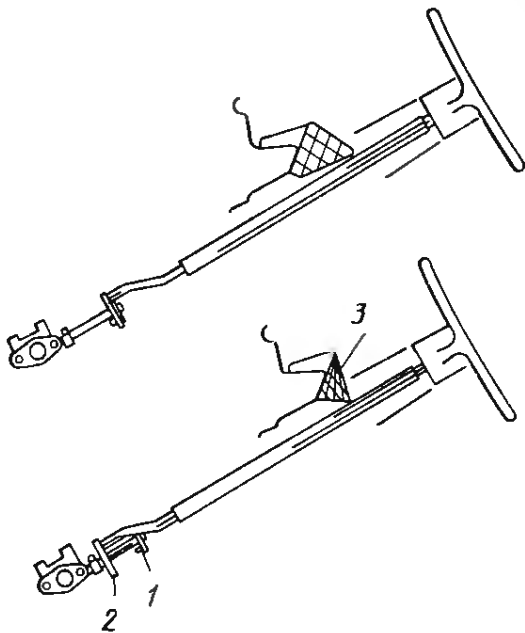


Рис. 3.87. Травмобезопасная рулевая колонка автомобилей мод. 80 и 100 фирмы «Ауди», а также автомобиля «Фольксваген-пассат» в нормальном состоянии (вверху) и после лобового удара автомобиля (внизу)

рис. 3.26 — «Пассат С» этой фирмы, а также на рис. 3.10 — «Форд-фиеста».

В противоположность конструкции с деформируемой консолью фирма «Деймлер-Бенц» на автомобилях мод. 190/190 Е устанавливает две расцепляющиеся муфты (рис. 3.88). Одна из них (муфта 1) установлена на валу рулевого колеса, вторая (муфта 2) — в точке крепления трубы рулевой колонки к приборной панели. При лобовом ударе автомобиля пластмассовая звездообразная втулка 9 соскальзывает вперед по трубчатому звену 8 вала, выходя из зацепления с поводком 4. При этом звено 8 играет роль направляющей для втулки 9. Кроме того, предусмотрено место заданного излома 7, который предотвращает защемление втулки 9 в звене 8, даже если при ударе изменится угловое положение рулевого механизма. В момент удара к тому же муфта 5 расцепляется, исключая возможность выпрямления рулевого колеса. Пластина 6 подачи звукового сигнала наклоняется вместе с ободом 10 рулевого колеса. Уплотнение вала рулевого колеса на передней стенке кузова осуществляется манжетой 3 и уплотнительным кольцом. Сошка 1 зафиксирована на шлицевом вале (см. рис. 3.33, поз. 5) рулевого механизма винтом с шестигранной головкой 2 и дополнительно застопорена кольцом со шлицем.

3.5.2. Вали рулевого колеса грузовых автомобилей

При расположении кабины над двигателем она в большинстве случаев делается откидной для удобства установки и обслуживания двигателя (рис. 3.89). При этом вал рулевого колеса должен

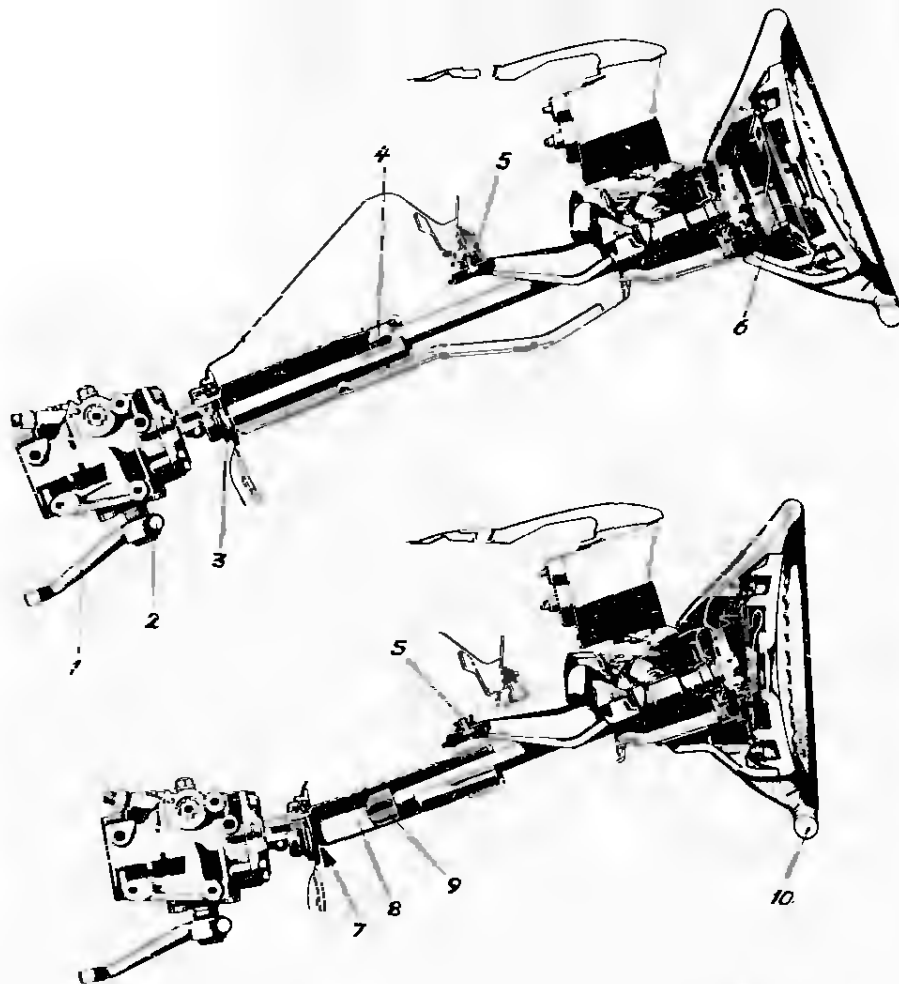


Рис. 3.88. Рулевая колонка автомобиля «Мерседес 190/190 Е» в нормальном состоянии (вверху) и после лобового удара автомобиля (внизу). Переднюю подвеску см. на рис. 3.43

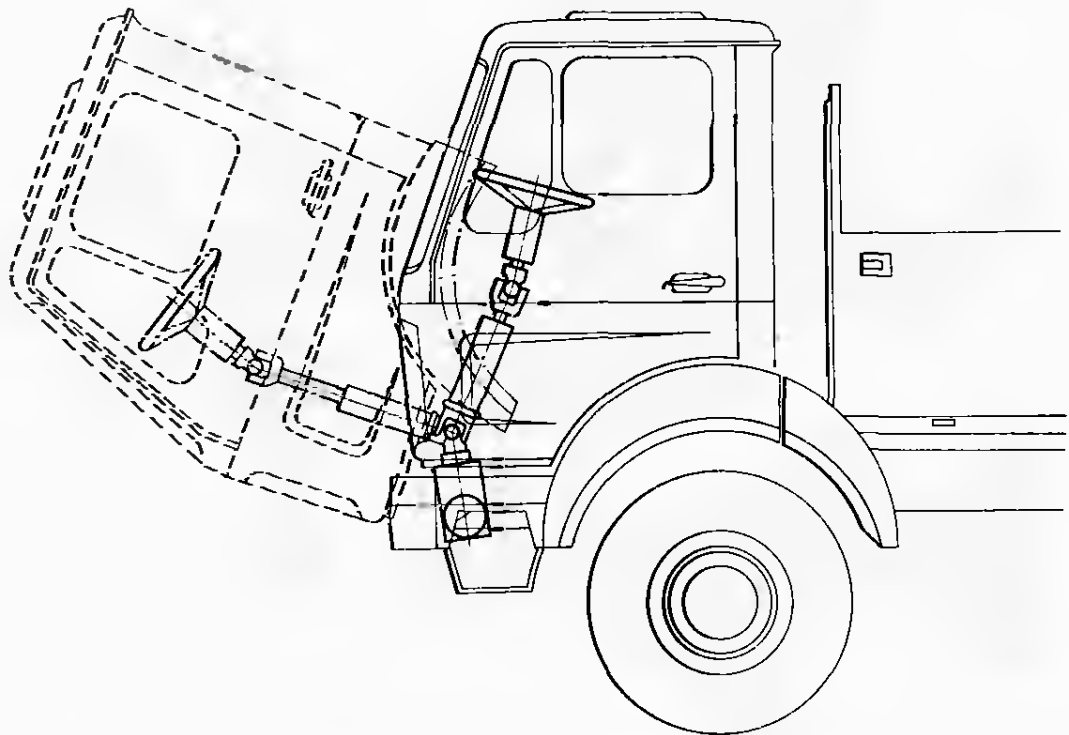


Рис. 3.89. Откидная кабина грузового автомобиля с вытягиваемым звеном вала рулевого колеса

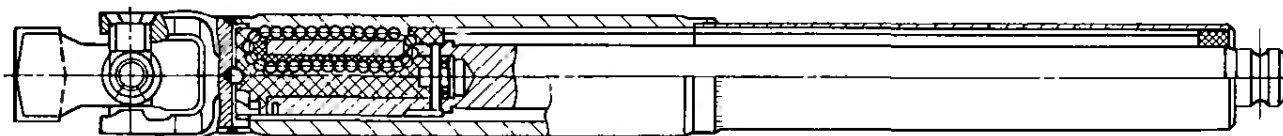
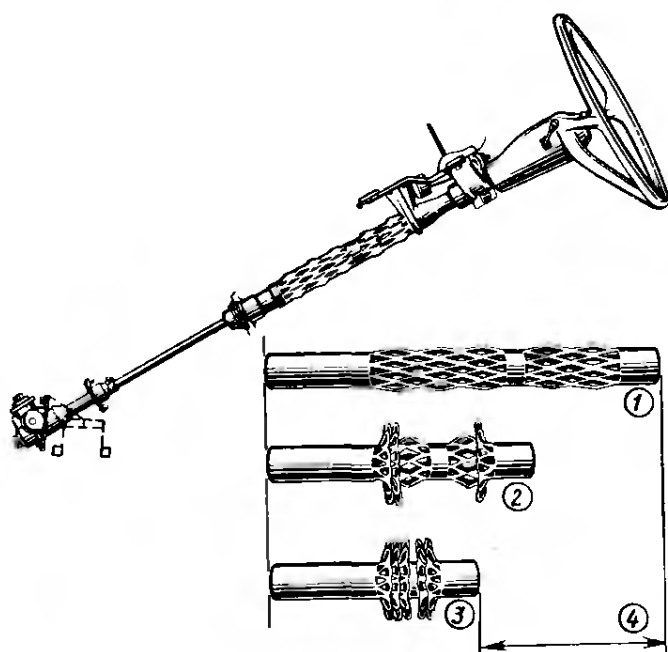


Рис. 3.90. Вал рулевого колеса фирмы «Лемфердер метальвареи». Вытягиваемое звено закреплено с помощью циркулирующих роликов. Такая конструкция отличается очень малым радиальным зазором при передаче момента рулевого колеса при минимальной силе, требуемой для выдвижения вала

легко вытягиваться вдоль своей оси без какого-либо радиального люфта. Наличие такого люфта увеличило бы свободный ход рулевого колеса. Такой вал показан на рис. 3.90.

3.5.3. Труба рулевой колонки

Было бы нелогичным обеспечить податливость вала рулевой колонки при ударной нагрузке, оставив жесткой трубу рулевой колонки. Для предотвращения травм она должна подаваться вперед при перегрузке вместе с валом. На автомобилях мод. 343/360 фирмы «Вольво» труба рулевой колонки имеет уширение в средней части, на котором выполнены четыре продольные прорези (см. рис. 3.110). Фирма «Опель» почти на всех моделях своих легковых автомобилей устанавливает трубу рулевой колонки из перфорированного листового материала, которая поглощает энергию удара при складывании «в гармошку» (рис. 3.91). На рис. 3.92 показана конструкция рулевой колонки автомобилей «Кадет» и «Аскона» мод. 83 с расположением кабины над двигателем. Телескопический вал 2 рулевого колеса здесь уложен в упругую дисковую муфту 1 и двухрядный шарикоподшипник 4 (см. рис. 3.100), который винтовой пружиной 5 прижат к уступу на валу 2. Труба 3 рулевой колонки выполнена гофрированной.



На автомобиле «Манта», в 1983 г. выпускавшемся уже в классической компоновке, из-за иного расположения рулевого механизма потребовалось нижнее звено 2, связанное с верхним карданным шарниром 3 (рис. 3.93). Вал рулевого колеса и в этом

Рис. 3.91. Рулевая колонка, устанавливаемая на большинстве легковых автомобилей фирмы «Опель», с трубой, поглощающей энергию удара:

1 — труба до удара; 2 — труба в процессе удара; 3 — труба полностью сложилась «в гармошку»; 4 — возможный ход утапливания рулевой колонки

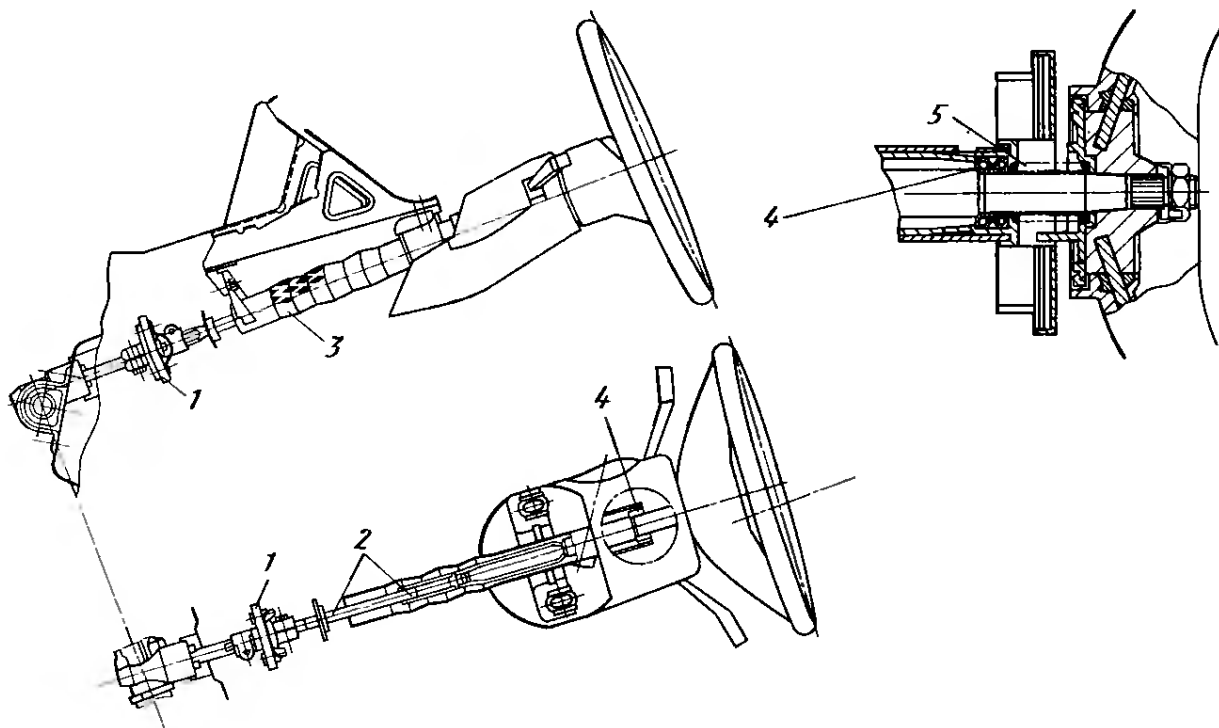


Рис. 3.92. Рулевая колонка автомобилей «Кадет» и «Аскона» фирмы «Опель»

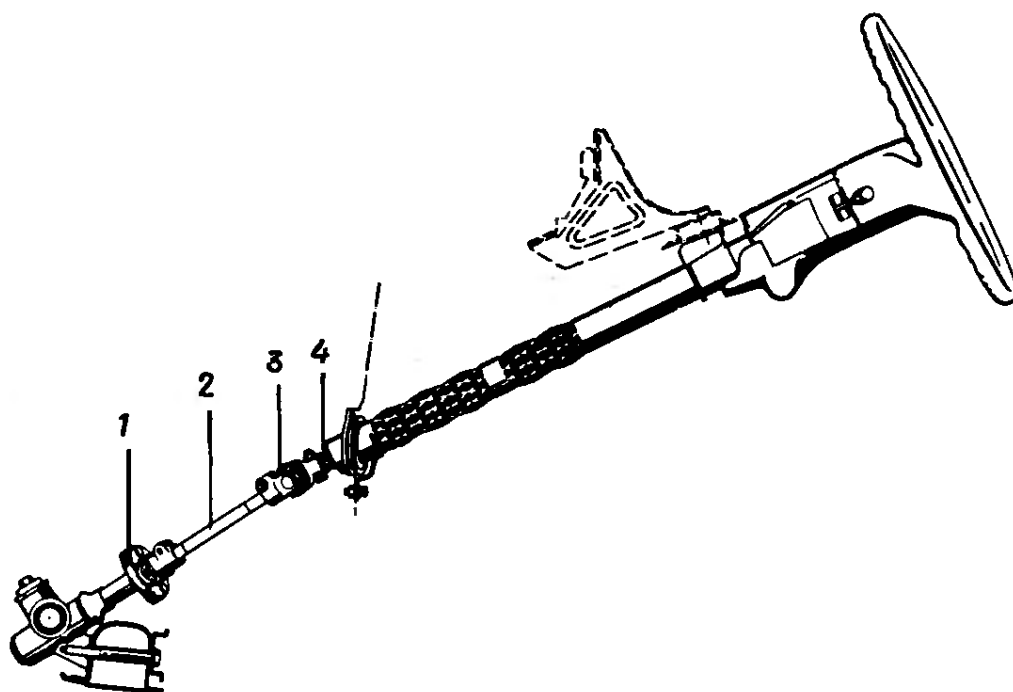


Рис. 3.93. Рулевая колонка автомобиля «Опель-манта» выпуска 1983 г.

случае закреплен в упругой муфте 1 и двухрядном шарикоподшипнике, который винтовой пружиной 4 прижат к верхнему звену вала рулевого колеса (см. рис. 3.96 и 3.110). Упругая муфта в этой конструкции предусмотрена для демпфирования ударов и колебаний рулевого управления.

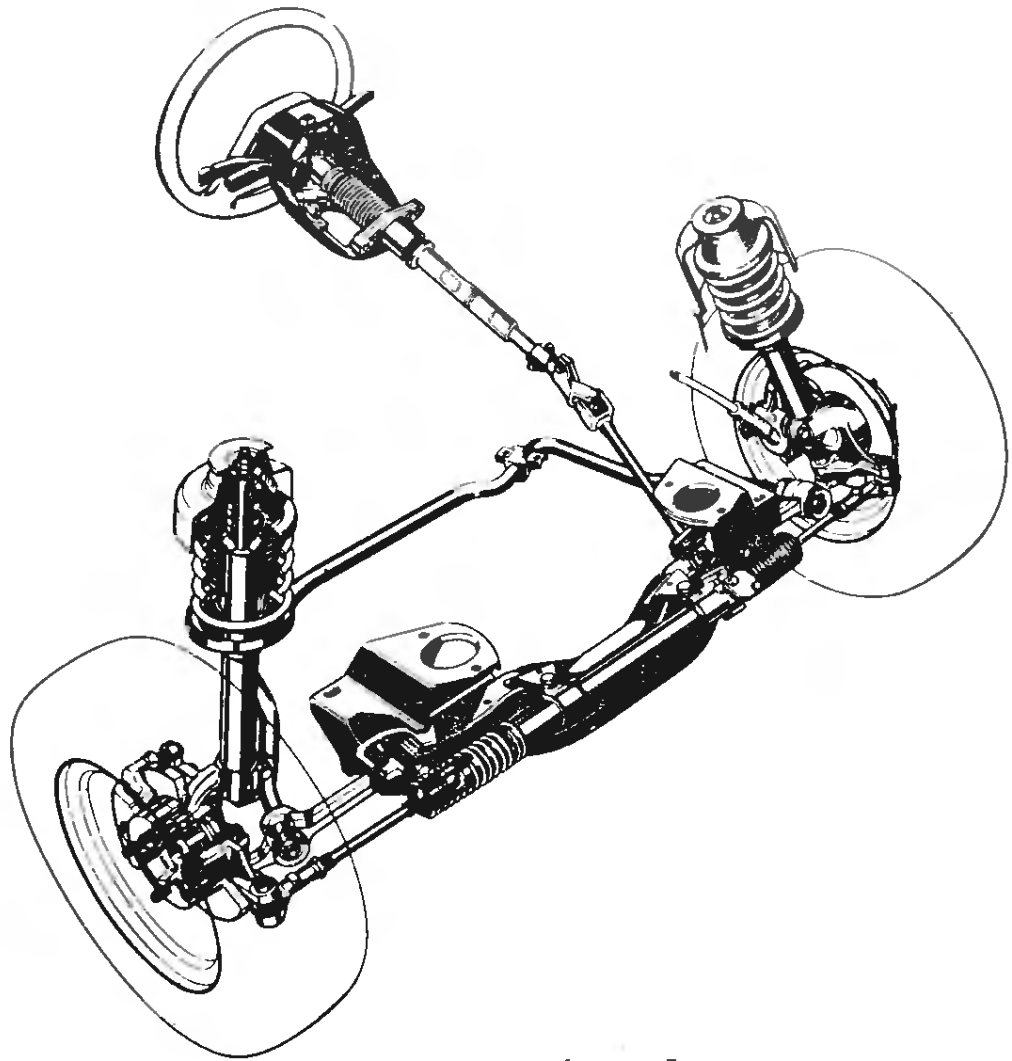


Рис. 3.94. Передняя подвеска Макферсон автомобиля «Форд-сиерра» с травмобезопасной рулевой колонкой. Переднее расположение рулевого привода обуславливает появление сил в боковых тягах, которые отжимают внешнее колесо в сторону положительного, а внутреннее колесо в сторону отрицательного развала

На легковых автомобилях фирмы «Форд» для крепления рулевой колонки к приборной панели используется прогибающаяся гофрированная труба. На рис. 3.10 была показана рулевая колонка с такой трубой, а также с расцепляющейся муфтой для переднеприводного автомобиля «Форд-фиеста». На рис. 3.94 приведена конструкция автомобиля «Форд-сиерра» классической компоновки. Здесь также установлена гофрированная труба, нижнее звено вала рулевого колеса имеет достаточно большую длину. Подобную конструкцию имеет и рулевая колонка автомобиля «Форд-эскорт» (см. рис. 3.122).

Фирма «Ауди» на своих автомобилях мод. 80 и 100 установила деформируемую при ударе консоль крепления трубы рулевой колонки (см. рис. 1.3 и 3.87). Некоторые трудности возникают при повышении травмобезопасности в грузовых автомобилях, рулевая колонка у которых расположена почти вертикально. Хотя при лобовом ударе рулевое колесо и несколько наклоняется, это не может исключить появление травм. Поэтому фирма «Фольксваген» на серии ЛТ грузовых автомобилей от малой

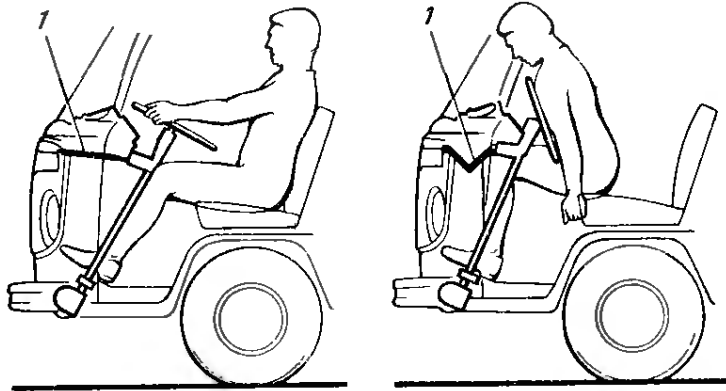


Рис. 3.95. Для повышения травмобезопасности в грузовых автомобилях серии ЛТ, а до 1979 г. и в грузовых автомобилях типа 2, у которых рулевая колонка расположена почти вертикально, предусмотрены наклон рулевого колеса и затем изгиб распорки 1 при лобовом ударе

При лобовом ударе вначале наклоняется рулевое колесо, затем изгибается распорка 1 (см. также рис. 3.2 и 3.5). Похожую на эту конструкцию имеет рулевая колонка грузового автомобиля малой грузоподъемности 207 Д/308 фирмы «Даймлер-Бенц». Кроме того, на этом автомобиле установлено травмобезопасное рулевое колесо, покрытое губчатой резиной (см. рис. 3.31).

3.5.4. Крепление вала рулевого колеса с одной стороны

Если неразрезной вал рулевого колеса внизу связан с шестерней реечного рулевого механизма (см. рис. 3.15 и 3.92), то вверху в трубе рулевой колонки необходим только один шарикоподшипник или игольчатый роликоподшипник, который не должен передавать никаких аксиальных усилий. Он испытывает только усилия, обусловленные поворотом рулевого колеса водителем, и колебания со стороны колес. Однако этот подшипник должен быть очень легкоходовым, при радиальной нагрузке 200 Н момент проворачивания должен быть менее 0,03 Н·м. Он выполняет эти же задачи и в случае крепления вала рулевого колеса к винту рулевого механизма с вращательным движением на выходе (см. рис. 3.5, 3.31 и 3.88).

На рис. 3.96 показан дешевый легко устанавливаемый шарикоподшипник фирмы «Стар», предназначенный для вала рулевого колеса и не требующий высокой точности его изготовления. Наружное кольцо 7 подшипника запрессовывается в трубу рулевой колонки, внутренний диаметр которой должен быть на 0,05—0,15 мм меньше внешнего диаметра кольца. При этом кольцо 7 садится на гофр 8. Между валом 9 рулевого колеса и внутренним кольцом 5 подшипника должен оставаться зазор около 0,2 мм, который устраняется опорным кольцом 4 с прорезью 6, выполнен-

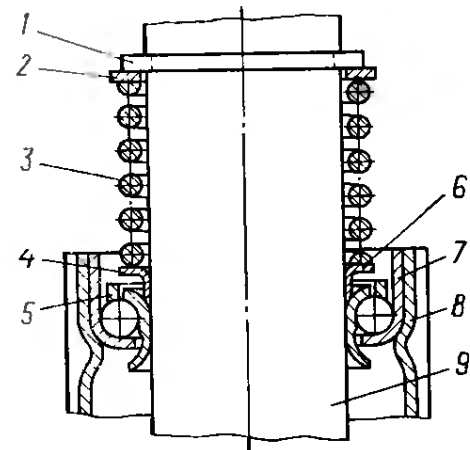


Рис. 3.96. Простейшая конструкция шарикоподшипника вала рулевого колеса (подшипник типа 0430 фирмы «Стар»)

до средней грузоподъемности предусмотрела распорку 1 (рис. 3.95).

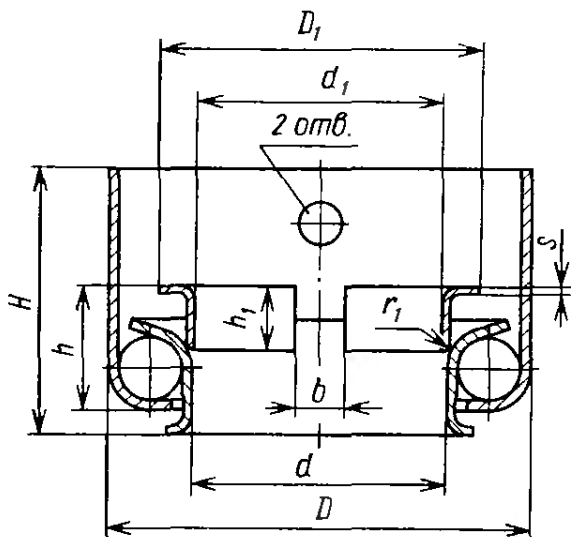


Рис. 3.97. Чертеж шарикоподшипника типа 0430 фирмы «Стар»

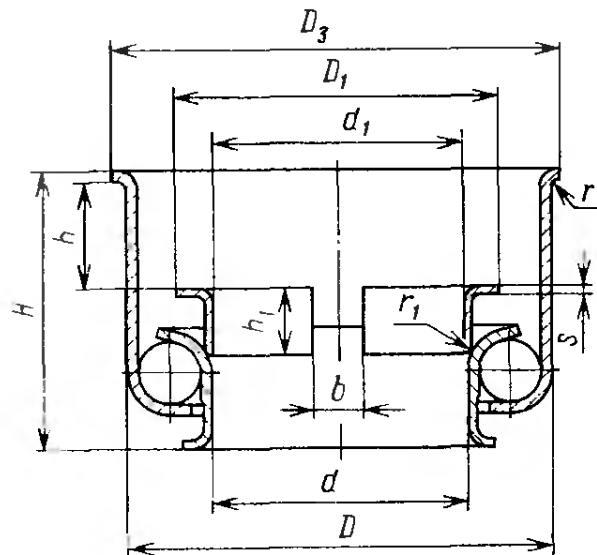


Рис. 3.98. Чертеж шарикоподшипника типа 0431 фирмы «Стар»; r_1 — радиус скругления или скоса кромки опорного кольца

ным из стали или пластмассы (см. рис. 3.111). Заостренной кромкой, угол скоса которой равен по меньшей мере 15° (в этом месте может быть также скругление радиусом 1,5 мм), это кольцо винтовой пружиной 3 прижимается к скругленному в поперечном сечении внутреннему кольцу 5. Прорезь 6 позволяет уменьшать диаметр кольца 4 и, следовательно, центрировать подшипник на валу 9. Такая конструкция позволяет небольшие продольные перемещения вала рулевого колеса относительно трубы рулевой колонки, которые могут появиться при езде. Пружина 3 верхним концом через шайбу 2 опирается на стопорное кольцо 1 или на нижнюю сторону ступицы рулевого колеса (см. рис. 3.92).

На рис. 3.97 и 3.98 приведены чертежи, а в табл. 11 и 12 даны соответствующие размеры шарикоподшипников типов 0430 и 0431 фирмы «Стар», предназначенных для вала рулевого колеса. Единственным отличием второго от первого является отбортовка

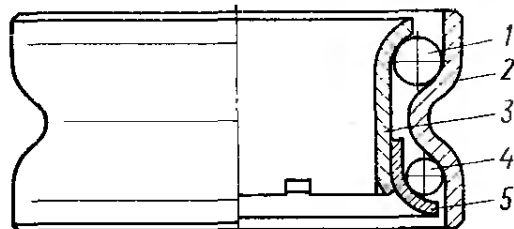
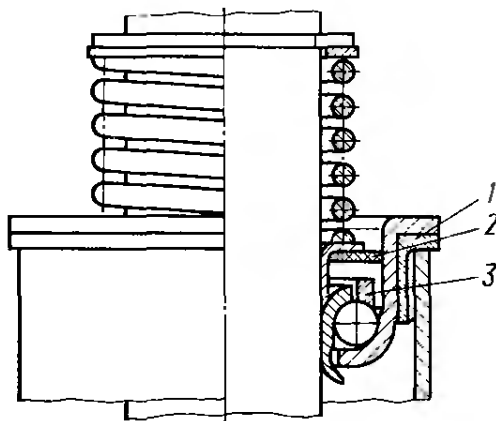


Рис. 3.99. Шарикоподшипник типа 0431 фирмы «Стар», у которого наружное кольцо 1 и сепаратор 3 выполнены пластмассовыми. Сверху подшипник закрыт фетровым уплотнением 2. Опорное кольцо имеет скругленную кромку (радиус r_1)

Рис. 3.100. Двухрядный шарикоподшипник типа 0436 фирмы «Стар»

11. Размеры шарикоподшипников типа 0430 (см. рис. 3.97)

Номер подшипника	Размеры, мм									
	d	D	H	h	d_1	D_1	s	h_1	b	r_1
0430-001-00	19,3	29,95	11,5	8,0	18,9	25,0	0,8	4,5	5,0	1,5
0430-003-00	22,3	32,95	12,0	8,7	22,1	29,5	0,7	5,9	2,0	—
0430-004-00	20,2	29,95	12,0	8,4	20,0	26,0	0,7	5,0	5,5	15°
0430-005-00	20,1	32,10	12,0	9,0	20,0	26,0	0,7	5,0	5,5	15°
0430-006-00 *	20,1	32,10	12,0	9,0	20,0	26,0	0,7	5,0	5,5	15°

* Сепаратор из пластмассы.

12. Размеры шарикоподшипников типа 0431 (см. рис. 3.98)

Номер подшипника	Размеры, мм					
	d	D	H	h	r	D_s
0431-008-10 *	18,10	32,30	14,85	2,30	0,3	37,00
0431-007-00	19,15	26,60	14,50	4,84	0,3	28,65
0431-006-00	19,30	29,95	20,50	10,00	0,5	32,00
0431-009-00	20,20	36,30	17,50	3,20	0,3	38,00
0431-003-00	22,10	32,00	19,30	7,60	0,5	34,00
0431-001-00	22,35	35,00	19,50	4,30	0,5	37,00
0431-005-00	26,10	42,10	26,00	9,20	0,5	43,00
0431-004-00	26,10	42,10	26,00	9,20	0,5	45,00
0431-010-00 *	20,20	36,30	17,50	3,20	0,3	38,00
0431-011-00 *	18,10	35,10	15,35	1,00	0,3	45,00
0431-012-00 *	30,35	43,00	14,50	1,00	0,4	46,00

Номер подшипника	Размеры, мм						Масса, кг
	d_1	D_1	s	h_1	b	r_1	
0431-008-10 *	18,0	26,0	0,7	4,7	1,5	1,5	0,0258
0431-007-00	18,9	24,0	0,7	4,5	5,0	1,5	0,0136
0431-006-00	18,9	25,0	0,8	4,5	5,0	1,5	0,0230
0431-009-00	20,0	26,0	0,7	5,0	5,5	1,5	0,0400
0431-003-00	22,0	27,0	0,7	4,5	5,0	1,5	0,0238
0431-001-00	22,0	28,0	0,7	6,7	5,0	1,5	0,0350
0431-005-00	26,0	32,0	0,7	6,5	5,0	1,5	0,0630
0431-004-00	26,0	32,0	0,7	6,5	5,0	1,5	0,0640
0431-010-00 *	20,0	26,0	0,7	5,0	5,5	1,5	0,0340
0431-011-00 *	18,0	26,0	0,7	6,0	1,5	1,5	0,0350
0431-012-00 *	30,0	36,0	0,7	7,9	5,0	15°	0,0360

* Сепаратор из пластмассы.

на наружном кольце, которым оно может быть оперто о трубу рулевой колонки (см. рис. 3.101). Для снижения шума снаружи может быть предусмотрено пластмассовое кольцо (рис. 3.99, поз. 1). На автомобилях «Кадет» и «Аскона» фирма «Опель» установила двухрядный шарикоподшипник иной конструкции (рис. 3.100). Наружное кольцо 2 жестко крепится в трубе рулевого управления. Винтовой пружиной верхнее внутреннее кольцо 3 через шарики 1 и 4 прижимается к нижнему кольцу 5, которое упирается в выступ на валу рулевого колеса. По сравнению с подшипниками типа 0430 и 0431, которые являются практически плавающими подшипниками, этот двухрядный подшипник можно считать неподвижным. Взаимные перемещения, возникающие между кузовом и рулевым механизмом, гасятся упругой муфтой (см. рис. 3.92).

3.5.5. Крепление вала рулевого колеса с двух сторон

Если вал рулевого колеса состоит из двух звеньев (как например, на рис. 3.19, 3.83, 3.85, 3.122), то верхнее звено, которое несет рулевое колесо, должно крепиться в двух местах. Для этого пригодны рассмотренные выше подшипники (см. рис. 3.96—3.99), но один из них должен быть плавающим, другой — неподвижным, как это показано, например, на рис. 3.101. Внутреннее

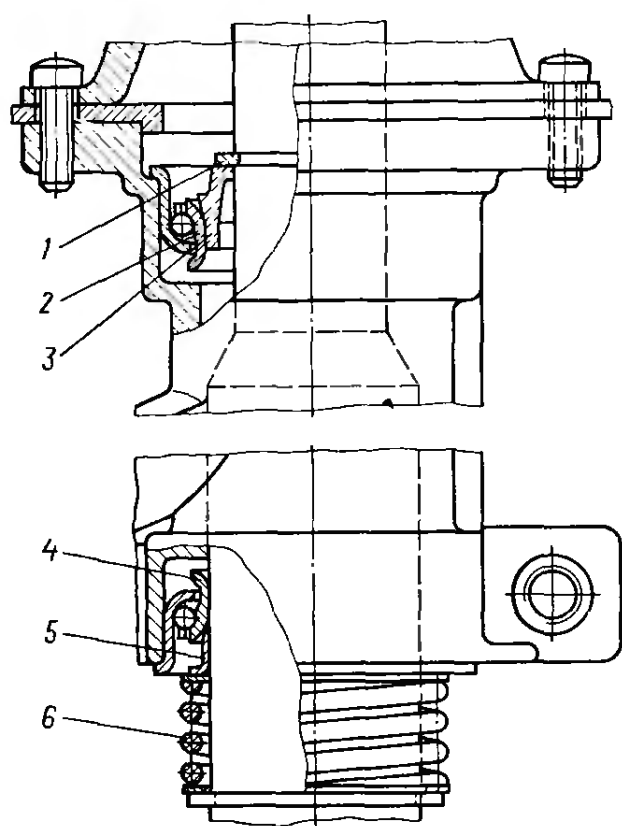


Рис. 3.101. Крепление вала рулевого колеса в трубе рулевой колонки с помощью двух шарикоподшипников типа 0431 фирмы «Стар»

кольцо 2 верхнего подшипника здесь жестко закреплено на пластмассовой втулке 3, опирающейся на стопорное кольцо 1. Внутреннее кольцо 4

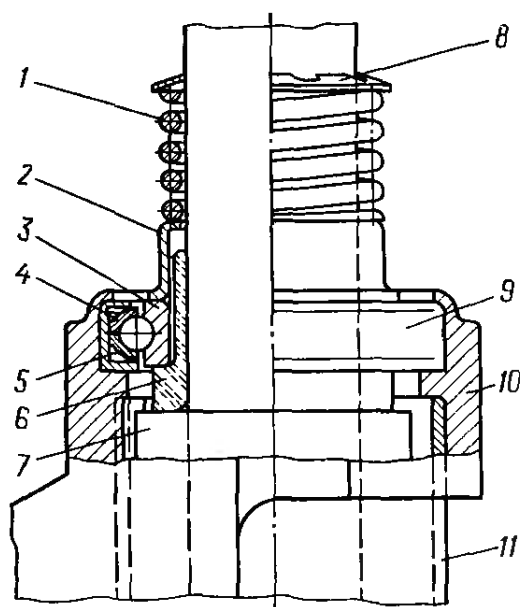


Рис. 3.102. Установка шарикоподшипника типа 0411 фирмы «Стар», шарики которого касаются дорожек качения в четырех точках, на верхнем конце трубы рулевой колонки

нижнего подшипника центрировано относительно вала рулевого колеса опорным кольцом 5. Винтовая пружина 6, прижимающая кольцо 5 к кольцу 4, обеспечивает нижнему подшипнику определенную подвижность в аксиальном направлении. На этом рисунке не показано уплотнение, которое необходимо для защиты трубы рулевой колонки снизу от грязи. Во всех описанных выше шарикоподшипниках шарики контактируют с дорожками качения в двух точках, что позволяет небольшие радиальные и аксиальные перемещения внешнего и внутреннего колец подшипника относительно друг друга. Если же из условий комфортности или снижения возможных стуков в рулевой колонке эти люфты должны быть сведены к минимуму, то конструкция подшипника должна предусматривать касание шариками дорожек качения в четырех точках. Такой радиальный шарикоподшипник фирмы «Стар» используется в качестве верхнего неподвижного подшипника в рулевой колонке автомобилей «Гольф» и «Сирокко» фирмы «Фольксваген» (см. рис. 3.85, поз. 5). На рис. 3.102 показан узел крепления этого подшипника, который имеет два наружных кольца 4 и 5 и одно внутреннее 3. Геометрия дорожки качения внутреннего кольца обеспечивает касание его шариком в двух точках. Такая конструкция позволяет сохранять аксиальный и радиальный зазоры в пределах ниже 0,1 мм. На трубу 11 рулевой колонки насажен корпус 10, составляющий одно целое с корпусом замка рулевой колонки. Обойма 9 подшипника закреплена в корпусе отбортовкой кромки соответствующего гнезда. Внутреннее кольцо 3 подшипника центрируется на валу рулевого колеса втулкой 6 с ребрами. Это кольцо прижимается

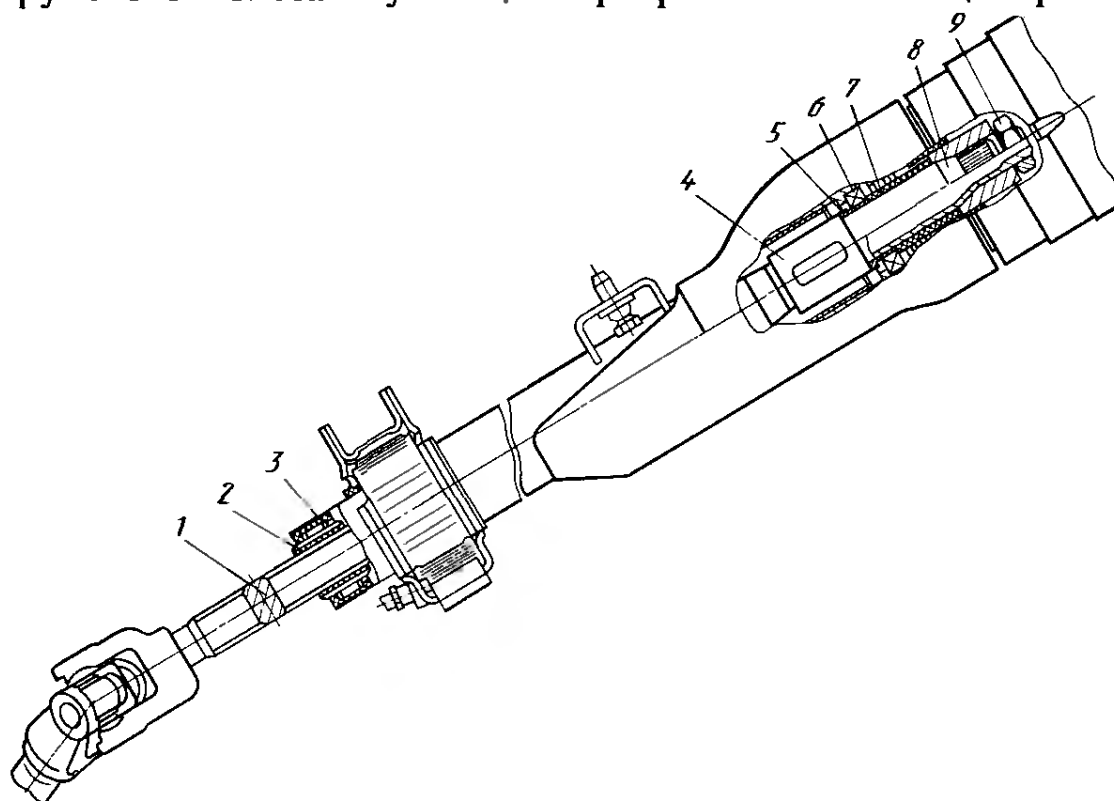


Рис. 3.103. Рулевая колонка экспортных вариантов автомобилей «Гольф» и «Сирокко» фирмы «Фольксваген»

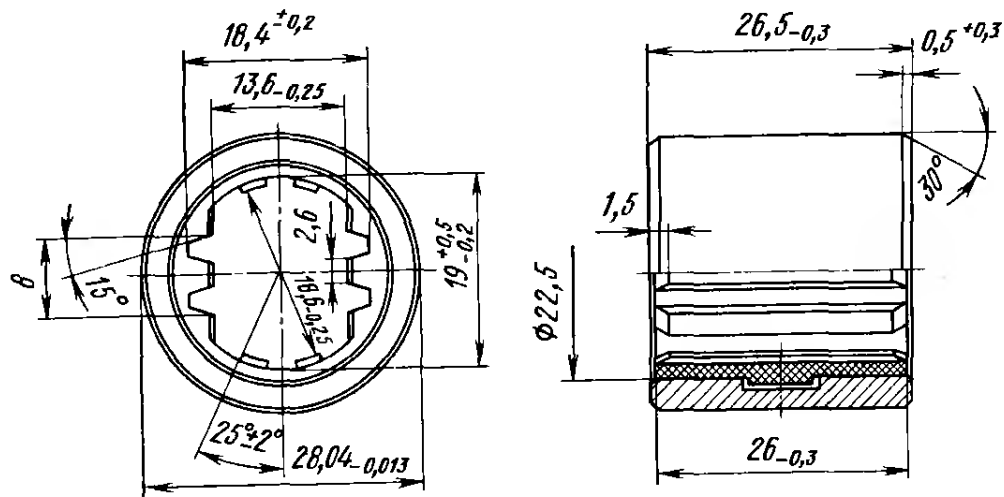


Рис. 3.104. Внутреннее кольцо игольчатого роликоподшипника со втулкой для его крепления (производства фирмы ИНА) на валу рулевого колеса

к буртику втулки 6 пружиной 1 через колпачок 2. Втулка 6, в свою очередь, опирается о выступ 7 на валу рулевого колеса. Ход пружины 1 сверху ограничен не ступицей рулевого колеса (как в примере на рис. 3.92), а зажимным кольцом 8, благодаря чему обеспечивается неподвижность подшипника при заранее заданном его люфте. При этом, несмотря на наличие пластмассовой втулки 6, цепь электрического тока для подачи звукового сигнала сохраняется неразорванной.

Другую конструкцию имеет крепление неподвижного шарикоподшипника 6 (рис. 3.103), шарики которого касаются дорожек качения также в четырех точках. Она применена на экспортных вариантах автомобилей «Гольф» и «Сирокко». При затяжке гайки 9 ступица рулевого колеса прижимается к конусу 8. Продольный зазор между внутренним кольцом подшипника и ступицей устраняется трубой 7 из упругого материала. Неподвижный подшипник 6 сидит на ребрах пластмассовой втулки 5, которая опирается о две накладки 4 с продольными отверстиями для ригеля замка рулевой колонки. Нижний конец 1 вала рулевого колеса, который имеет прямоугольное поперечное сечение, здесь закреплен в плавающем игольчатом роликоподшипнике, состоящем из двух частей. Его внутреннее кольцо 2 установлено на полиуретановой втулке 3 с ребрами.

Конструкция этой втулки и внутреннего кольца подшипника показана на рис. 3.104. Кольцо изготавливается из подшипниковой стали 100 Сг 6 или из стали С 15. После термообработки прочность поверхности должна составлять $HRC\ 58^{+6}$, после цементации — от $HRC\ 650$ до $HRC\ 810$ при нагрузке 300 Н. На внутренней поверхности кольца выполнена кольцевая канавка для фиксации его на пластмассовой втулке, для чего на ней предусмотрен соответствующий выступ. Внутренние ребра на втулке предназначены для ее крепления на валу рулевого колеса с учетом его прямоугольного поперечного сечения. Сила, требуемая для продольного смещения втулки, не должна быть менее 1 кН. Роликовая

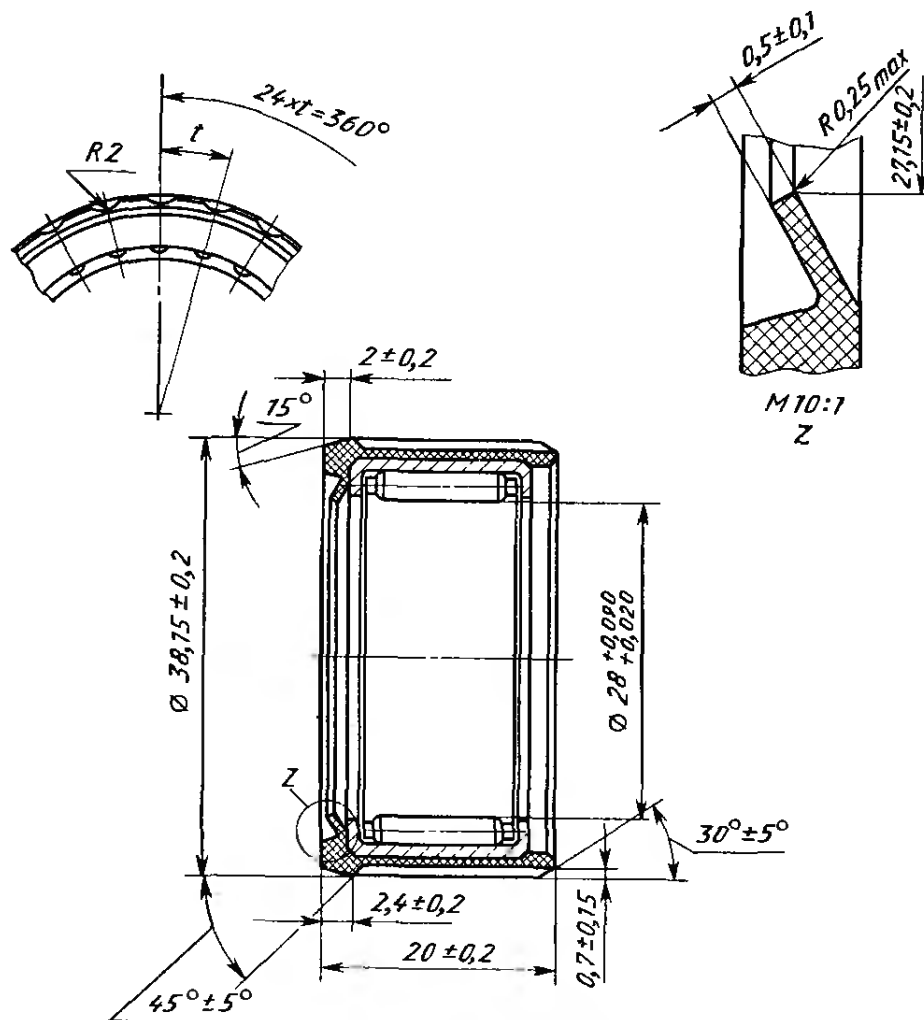


Рис. 3.105. Роликовая обойма фирмы ИНА (см. также рис. 3.104)

обойма для этого подшипника (рис. 3.105) изготавливается из холоднокатаной ленты MR St 3, поверхность которой цементируется до твердости от *HRC* 410 до *HRC* 490 при нагрузке 1 Н. При указанном на чертеже поле допуска на внутреннюю огибающую роликов теоретически возможно перекрытие 0,02 мм или зазор до 0,063 мм относительно диаметра внутреннего кольца (см. рис. 3.104). Статическая грузоподъемность подшипника составляет $C_0 = 13\,200$ Н, динамическая — $C = 9700$ Н. На обойму надето кольцо из жесткого полиуретана, на котором отформованы отогнутые внутрь уплотнительные кромки. Отклонение формы кольца по наружному диаметру должно лежать в пределах $\begin{matrix} +0.05 \\ +0.25 \end{matrix}$.

Фирма БМВ в рулевых колонках автомобилей пятой серии устанавливает два одинаковых не имеющих зазоров радиальных шарикоподшипника (рис. 3.106). Шарики здесь также контактируют с дорожками качения в четырех точках. Оба подшипника фиксируются буртиком наружного кольца в нижнем и верхнем уширениях трубы рулевой колонки. Нижний подшипник выполнен неподвижным, верхний — плавающим. Рулевое колесо 11 прижато к втулке 12, охватывающей проволочное стопорное кольцо 10, которое установлено в канавке на валу рулевого колеса. Втулка 12 предназначена также для удержания винтовой пружины.

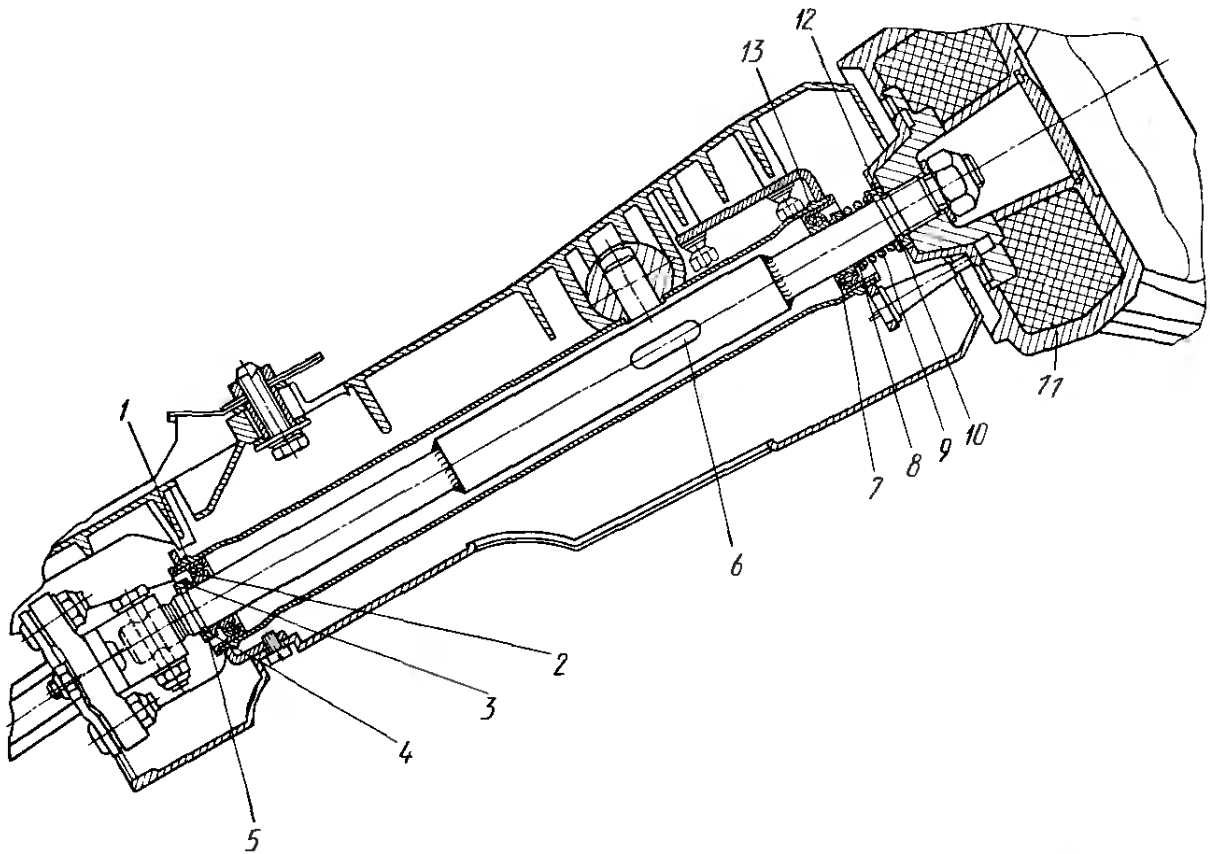
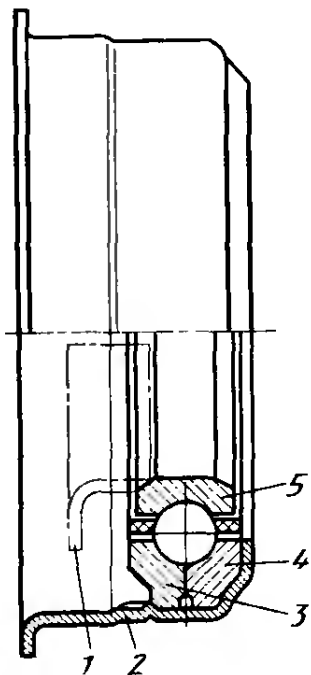


Рис. 3.106. Рулевая колонка автомобилей пятой серии фирмы БМВ, появившихся в 1981 г.

жины 9, через опорное кольцо 8 давящей на внутреннее кольцо 7 верхнего подшипника. Нижний подшипник 2 состоит из таких же деталей: из стопорного кольца 4, втулки 5, опорного кольца 3 и радиального шарикоподшипника. Углубление 6 на валу рулевого колеса предназначено для ввода ригеля замка рулевой колонки. Утолщения 1 и 13 предусмотрены для крепления рулевой колонки к приборной панели. На этой рулевой колонке устанавливаются радиальные шарикоподшипники фирмы «Стар» или ИНА



(рис. 3.107), наружное кольцо которых состоит из двух частей 3 и 4. Геометрия дорожки качения внутреннего кольца 5 обеспечивает касание ее шариком в двух точках. Это кольцо садится на вал рулевого колеса с зазором, необходимое центрирование осуществляет опорное кольцо 1, угол скоса кромки которого равен 40° . Оба кольца подшипника изготавливаются из улучшенной стали С 53 или С 60, их поверхность закаливается с помощью индукционного нагрева до твердости $HRC 61 + 3$. Можно использовать и подшипниковую сталь 100 Cr 6. Для корпуса 2 применяется холоднокатаная лента St 2 LGBK с поверхностной закалкой.

Рис. 3.107. Радиальный шарикоподшипник фирмы ИНА для рулевой колонки, показанной на рис. 3.106

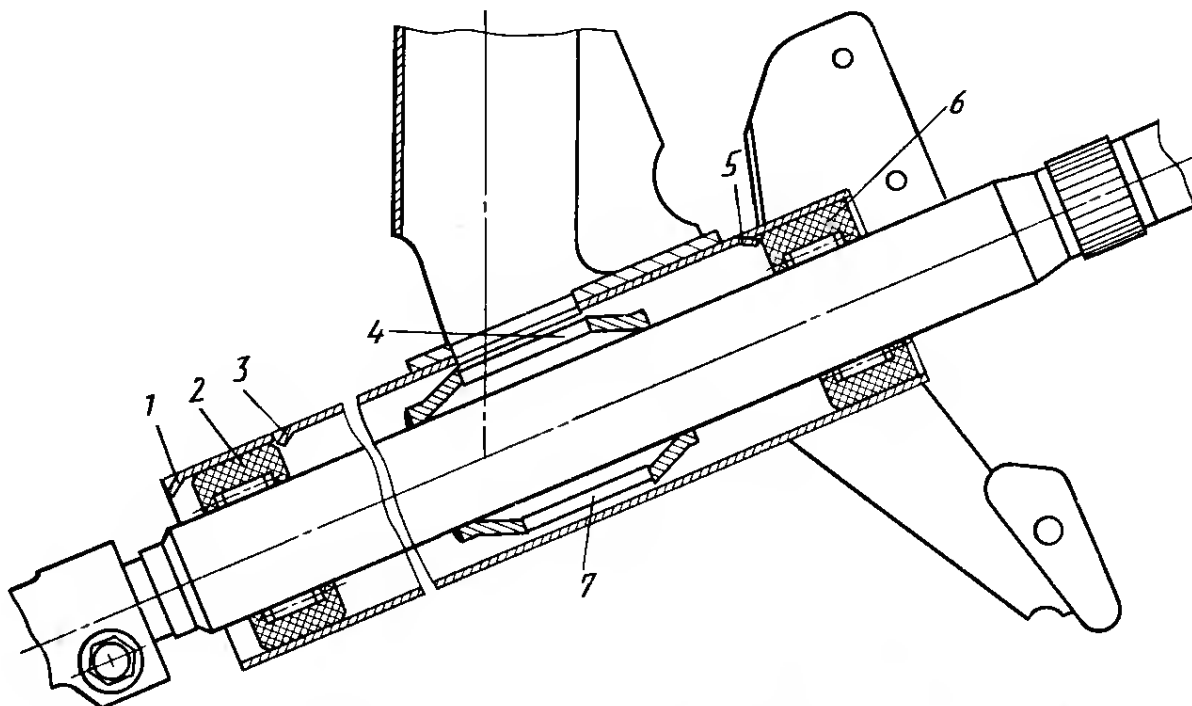


Рис. 3.108. Установка игольчатых роликоподшипников фирмы ИНА в рулевой колонке. Ролики катятся непосредственно по валу рулевого колеса

Если нижнее звено вала рулевого колеса должно предотвращать его перемещение в аксиальном направлении, то это звено устанавливается в двух плавающих подшипниках. На рис. 3.108 показана такая конструкция, применяемая фирмами «Фиат» и «Пежо» на различных моделях своих легковых автомобилей. В трубе рулевой колонки, внутренние размеры которой должны отвечать качеству IT 12 в системе ИСО, для изоляции шумов и компенсации отклонений от заданных размеров установлены игольчатые роликоподшипники 2 и 6, охваченные резиновыми втулками. Ролики подшипников катятся непосредственно по поверхности вала рулевого колеса, выглаженной вытяжкой или последующей накаткой. Диаметр вала соответствует качеству IT 10. Его материал должен иметь предел прочности $\sigma_B = 350$ МПа. Подшипники фиксируются в трубе рулевой колонки вмятинами 1, 3, 5. В средней части вала рулевого колеса приварены накладки с продольными отверстиями 4 и 7 для ригеля замка рулевой колонки. Игольчатые роликоподшипники в резиновых втулках выпускаются фирмами ИНА и «Наделла». Такой подшипник показан на рис. 3.109. Роликовая обойма установлена в резиновой втулке 3, толщина

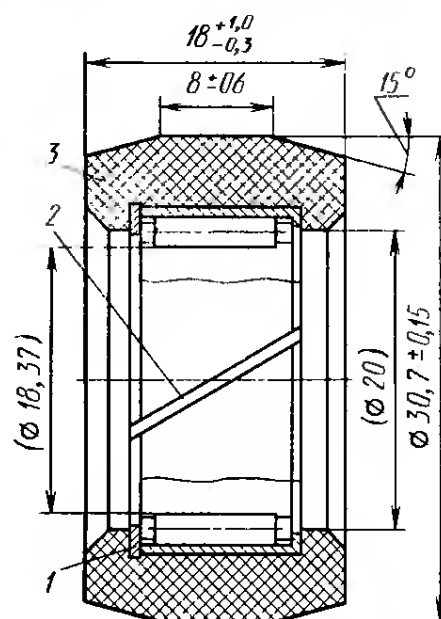


Рис. 3.109. Игольчатый роликоподшипник фирмы ИНА, ролики которого катятся непосредственно по валу рулевого колеса

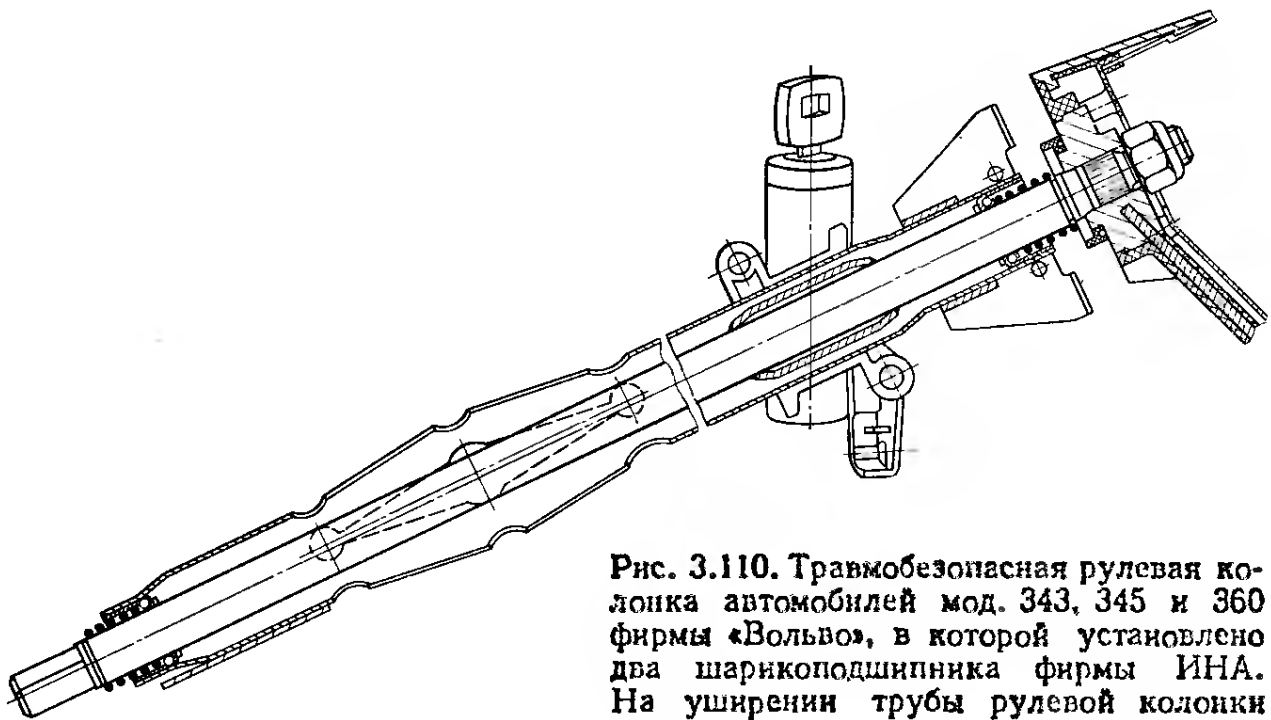


Рис. 3.110. Травмобезопасная рулевая колонка автомобилей мод. 343, 345 и 360 фирмы «Вольво», в которой установлено два шарикоподшипника фирмы ИНА. На уширении трубы рулевой колонки предусмотрены четыре продольные прорези, определяющие ее заданную податливость при лобовом ударе

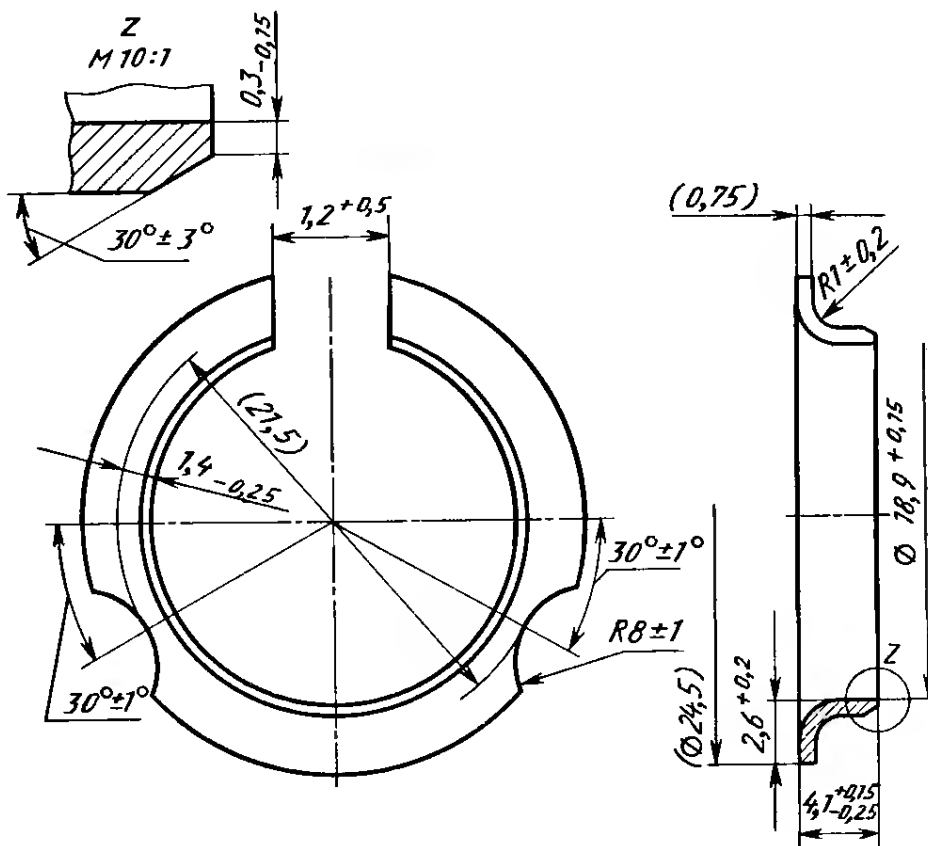


Рис. 3.111. Опорное кольцо фирмы ИНА, предназначенное для вала рулевого колеса диаметром 19 мм. Материал — холоднокатаная лента U St 2, поверхность фосфатированная. Кромка, обеспечивающая центрирование подшипника, имеет скос 30° . Ширина прорези указана для оправки диаметром 18,9 мм. Выемки $R = 8$ мм на фланце обеспечивают радиальную упругость кольца

стенки которой в данном случае равна 4 мм. Жесткость резины выбирается с учетом условий установки подшипника и требуемого снижения его шума. Боковая подвижность обоймы предотвращена стопорным кольцом 1 и внутренним бортом втулки 3. Чтобы исключить зазор в подшипнике, его внешнее кольцо выполнено с прорезью 2. Наклон прорези необходим для плавности качения роликов. Эту задачу можно решить и с помощью двух шарикоподшипников, конструкция которых была описана в начале п. 3.5.4. При этом две винтовые пружины создают усилия навстречу друг другу (рис. 3.110). Шаг витков пружин должен быть достаточно большим для компенсации продольных отклонений трубы рулевой колонки и вала рулевого колеса. Каждая пружина отжимает опорное кольцо (рис. 3.111), центрирующее подшипник относительно вала рулевого колеса.

3.6. ЭЛЕМЕНТЫ СОЕДИНЕНИЯ ВАЛА РУЛЕВОГО КОЛЕСА С РУЛЕВЫМ МЕХАНИЗМОМ

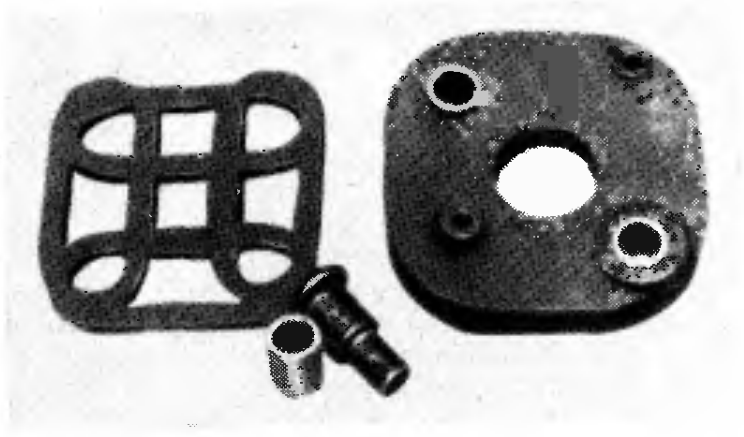
3.6.1. Упругие дисковые муфты для малых углов между валами

Упругие муфты целесообразно применять в цепи передачи вращающего момента рулевого колеса в тех случаях, когда передаваемые через эту цепь колебания могут нарушить возврат рулевого колеса или ухудшить плавность рулевого управления. Установка упругих муфт может потребоваться также для шумоизоляции.

Самыми известными и наиболее широко распространенными из соединительных элементов, устанавливаемых между цельным валом рулевого колеса и рулевым механизмом, являются упругие дисковые муфты.

На рис. 3.112—3.114 показаны такие муфты различных конструкций, выпускаемые фирмой «Зюддойче геленкшайбенфабрик» (ЗГФ). Каждая из этих муфт состоит из четырех металлических деталей круглого сечения (втулок или заклепок), попарно связанных искусственными волокнами для передачи вращающего момента рулевого колеса. Полученный таким образом блок закла-

Рис. 3.112. Упругая дисковая муфта фирмы ЗГФ, используемая на различных автомобилях фирм «Ауди» и «Фольксваген». Две втулки в виде отрезков трубы предназначены для ввода штифтов расцепляющей муфты (см. рис. 3.87). Муфта имеет два пальца для ее крепления к фланцу рулевого механизма



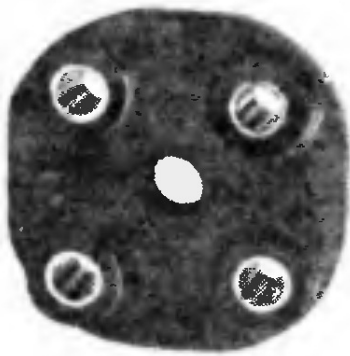


Рис. 3.113. Упругая дисковая муфта фирмы ЗГФ, устанавливаемая на автомобилях «Форд-сиerra». Соответствующие фланцы привариваются встык к валу рулевого колеса и валу рулевого механизма (см. рис. 3.94). Для облегчения хода при перекосах муфты на каждой ее стороне предусмотрены две обрезиненные распорные втулки

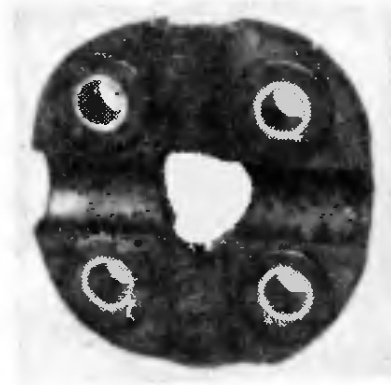


Рис. 3.114. Упругая дисковая муфта фирмы ЗГФ, устанавливаемая на автомобилях третьей опытной серии фирмы БМВ. Четыре полуцилиндрических углубления обеспечивают муфте сильно выраженную прогрессивную характеристику. Несмотря на большие моменты на валу рулевого колеса, развивающиеся при отсутствии усилителя рулевого управления (см. табл. 18) на диске с внешним диаметром 72 мм отверстия расположены на окружности диаметром лишь 50 мм. Диск крепится к обоим фланцам специальными заклепками из легкого металла (см. рис. 3.124)

дывается в резину и вулканизируется. Упругие дисковые муфты требуют мало места, легки и относительно дешевы. Они могут демпфировать удары, колебания и гасить шумы, а также компенсировать технологические допуски и угловые отклонения. Кроме того, они могут играть роль шарнира и компенсировать перемещения рулевого механизма относительно приборной панели. Эти перемещения могут возникать при креплении реечного рулевого механизма. Эти механизмы более чувствительны к ударным нагрузкам, чем механизмы с вращательным движением на выходе. Упругие и демпфирующие свойства упругих дисковых муфт могут свести на нет этот недостаток реечных рулевых механизмов.

Современные упругие дисковые муфты могут допускать перекосы до 20° , аксиальный ход до ± 8 мм, их жесткость при кручении составляет от 1 до 25 Н·м/градус (рис. 3.115). Такой широкий диапазон значений параметров возможен благодаря разделению функций между отдельными элементами муфты. Блок из связанных волокнистым материалом металлических деталей передает усилия, определяя параметры, зависящие от вращающего момента. Резина почти не испытывает динамических нагрузок и поэтому может быть выбрана только с учетом особенностей демпфируемых колебаний и окружающих условий. Рабочие температуры этих муфт лежат в пределах от -40 до $+150^\circ\text{C}$. В последних конструкциях применяются алюминиевые заклепки, соответствующие нижним звеньям вала рулевого колеса, изготовляемым из легкого металла (см. рис. 3.124).

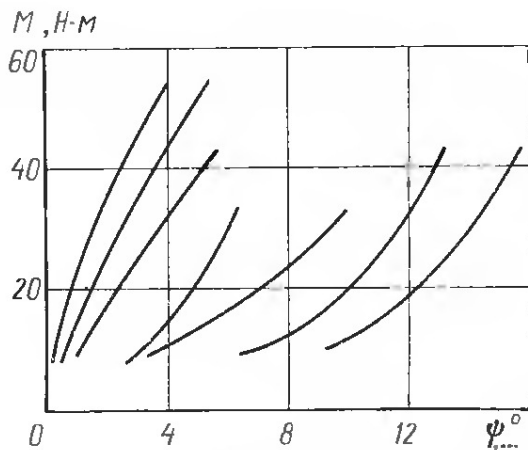


Рис. 3.115. Характеристики упругих дисковых муфт фирмы ЗГФ. Как показывает график зависимости передаваемого муфтой вращающего момента M от угла ее закручивания Ψ , имеется возможность выбрать муфту почти с любой требуемой характеристикой

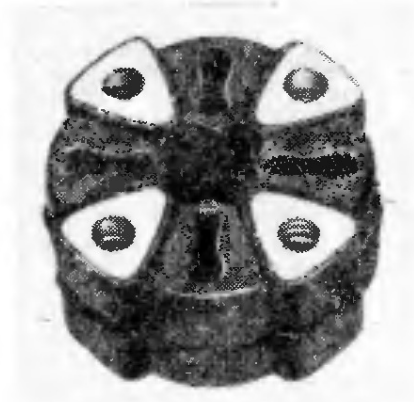


Рис. 3.116. Муфта фирмы «Гетце», предназначенная для вала рулевого колеса

Примером муфты, позволяющей найти компромисс между крутильной жесткостью и демпфированием колебаний, является упругая дисковая муфта фирмы «Гетце» (рис. 3.116). Она состоит из резинового диска, в которой завулканизированы треугольные втулки для крепления ее заклепками или винтами. Втулки имеют распорные кулачки, расстояние между которыми определяет угол закручивания муфты. Изменяя толщину слоя резины между кулачками и твердость эластомера, можно варьировать жесткость при кручении муфты в зависимости от передаваемого вращающего момента. Характеристики муфты при передаче небольших вращающих моментов определяются в основном формой и размерами отверстий между кулачками.

3.6.2. Упругие дисковые муфты для больших углов между валами

Если большой угол между фланцами на валу рулевого механизма и на валу прямого цельного вала рулевого колеса не может быть исключен, то описанные выше упругие дисковые муфты применять нельзя. В таких случаях может быть использован разработанный фирмой ЗГФ гомокинетический шарнир, который состоит из двух расположенных друг за другом упругих дисков (рис. 3.117). Он допускает угол перекося до 40° , а его упругость может быть выбрана почти любой. Для этой же цели можно использовать упругую дисковую муфту, скомбинированную с карданным шарниром (см. рис. 3.124).

Упругие диски на валу рулевого колеса требуют определенного места. Если его нет, то можно использовать конструкцию «Нафлекс», разработанную фирмой «Наделла» и используемую на автомобилях «Тальбо-оризон», а также на некоторых моделях фирмы «Альфа-Ромео». Эта конструкция представляет собой карданный шарнир, один конец которого имеет форму трубы 2 (рис. 3.118).



Рис. 3.117. Гомокинетический шарнир фирмы ЗГФ, состоящий из жесткой средней части и двух упругих дисков. Шарнир обеспечивает равенство угловых скоростей вала рулевого колеса и вала рулевого механизма

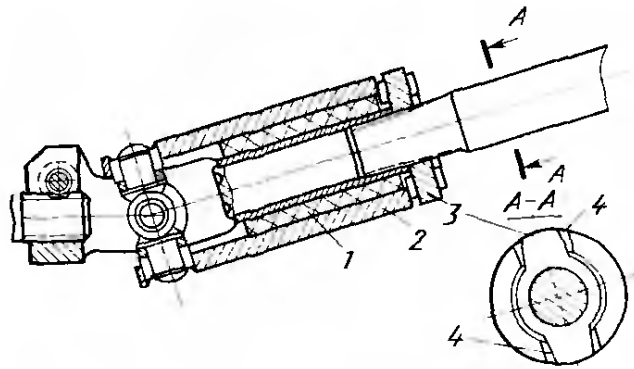


Рис. 3.118. Комбинированная муфта фирмы «Наделла». Запрессованная в трубу резина уменьшает колебания рулевого управления и шума

Запрессованная в нее резиновая втулка 1 оказывает шумоизолирующее действие и определяет жесткость муфты при кручении в обоих направлениях в угловом диапазоне, в котором могут поворачиваться два зуба 3, сидящие на валу рулевого колеса, в зазоре 4 на торце трубы 2. Такая конструкция позволяет достичь требуемой податливости вала рулевого колеса для подавления колебаний рулевого управления.

3.6.3. Карданные шарниры

Эти шарниры «жестко» передают вращающие моменты, воздействующие на вал рулевого колеса [5]. В зависимости от размеров они допускают углы перекося до $34\text{--}50^\circ$; диаметр поверхности, ометаемый при вращении шарнира, составляет 42—55 мм. Карданный шарнир состоит из четырех игольчатых роликоподшипников 1, посаженных на шипы крестовины 2, штампованной из стали (рис. 3.119). Шипы воспринимают также аксиальные силы. Защита от грязи обеспечена уплотняющими кольцами 3. Вилки 4 изготавливаются из катаного стального листа холодной штамповкой, благодаря чему их прочность повышается. Вал в месте соединения его с вилкой может иметь плоское поперечное сечение или шлицы треугольного сечения для увеличения передаваемого вращающего момента (рис. 3.120). Хвостовик вилки со шлицем стягивается винтом с контргайкой.

На рис. 3.121 показано разработанное фирмой «Наделла» соединение «Наделлок». На конце вала, имеющего гладкую поверхность и диаметр, соответствующий полю допуска $h11$, предусматриваются два углубления 2 полукруглого сечения, лежащие точно друг против друга. Эти углубления слегка наклонены к концу вала. В них укладываются игольчатые шпонки 3. В хвостовике вилки холодной штамповкой или соответствующей обработкой резанием получают соответствующие продольные пазы 1.

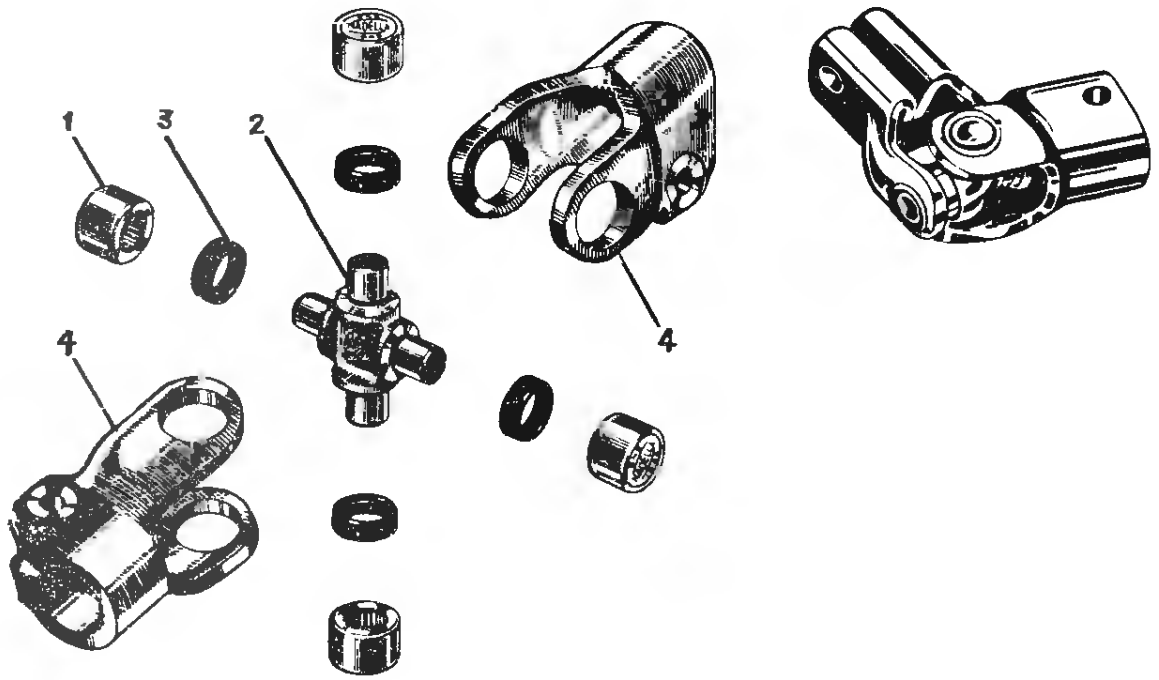


Рис. 3.119. Карданный шарнир фирмы «Наделла», предназначенный для установки на легковых и грузопассажирских автомобилях. На хвостовиках вилок 4 видны шлицы треугольного поперечного сечения, обеспечивающие передачу на вал повышенных вращающих моментов. На валу при этом предусматриваются ответные шлицы

Благодаря наклону шпонок при напрессовке вилки на вал получают требуемую тугую посадку. Дополнительно стопорение вилки можно усилить зачеканкой 4 конца вала. Кроме всех французских автомобильных фирм это соединение использует также фирма «Форд», применяющая его на всех звеньях вала рулевого колеса автомобиля «Эскорт» (рис. 3.122). Для съема вала предусмотрен хомут 3, которым нижнее его звено 2 крепится к шестерне реечного рулевого механизма.

На легковых автомобилях все шире применяются карданные



Рис. 3.120. Карданный шарнир фирмы «Лемфердер металлварен» для передачи очень больших вращающих моментов вала рулевого колеса грузовых автомобилей. Вилки изготовлены ковкой и имеют шлицы для надежного соединения их с валами

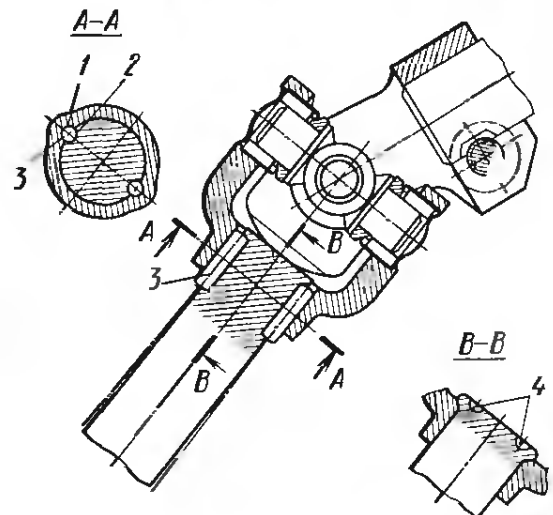


Рис. 3.121. Неразъемное соединение «Наделлок», разработанное фирмой «Наделла». Крепление верхней вилки предусмотрено разъемным с помощью винта, что необходимо для сборки узла в целом

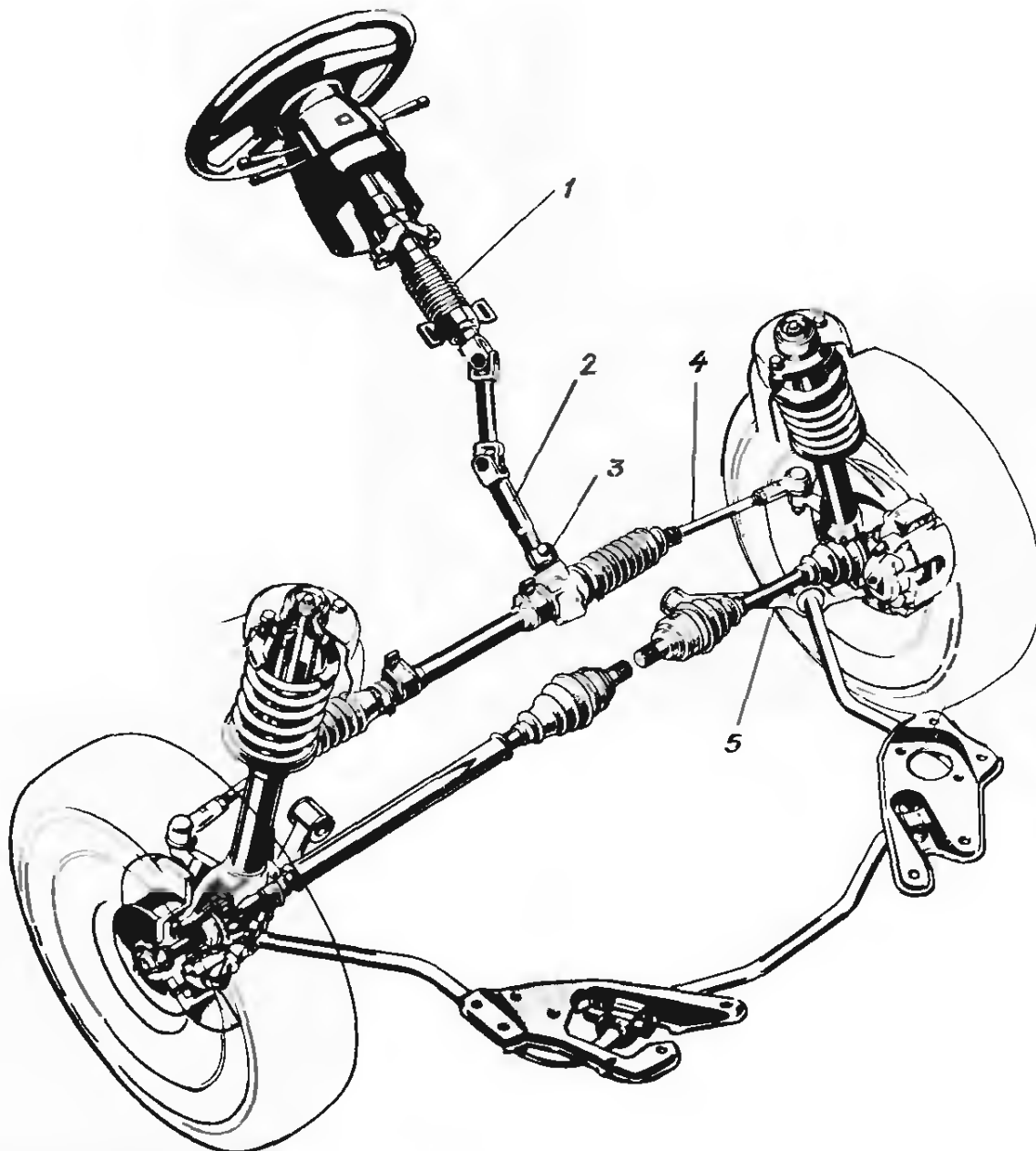


Рис. 3.122. Передняя подвеска Макферсон автомобиля «Форд-эскорт». Правмо-безопасность рулевой колонки обеспечена гофрированной нижней частью ее трубы 1 и изломом вала рулевого колеса. Этот вал и его оборудование (см. рис. 3.121) изготовлены фирмой «Наделла». Шестерня рулевого механизма смещена к центру, внутренние шарниры боковых тяг 4 закреплены на концах зубчатой рейки. Благодаря этому тяги 4 можно было выполнить несколько длиннее, чем нижние поперечные рычаги 5, что, как показали измерения, предотвратило какие-либо изменения схождения колес (см. рис. 3.17). Рычаги рулевой трапеции расположены низко и направлены назад, вследствие чего при движении на повороте боковые тяги отжимают внешнее колесо в направлении отрицательного, а внутреннее — в направлении положительного развала

шарниры из легкого металла (рис. 3.123). По данным фирмы «Цанрадфабрик», они имеют следующие преимущества:

отсутствие коррозии;

малая масса;

малый момент отклонения, составляющий от 0,05 до 0,2 Н·м, что особенно важно в случае рулевого управления с усилителем (см. рис. 4.44);

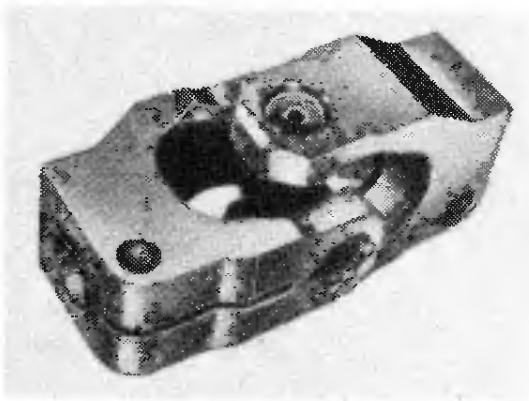


Рис. 3.123. Карданный шарнир из легкого металла, выпускаемый фирмой «Цанрадфабрик»

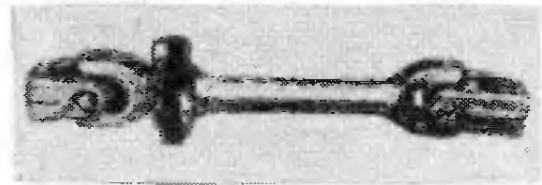


Рис. 3.124. Нижнее звено вала рулевого колеса из легкого металла, выпускаемое фирмой «Лемфердер металлварен». Упругая дисковая муфта (см. рис. 3.114) демпфирует колебания и обеспечивает шумоизоляцию. Это звено устанавливается на автомобилях третьей серии, которые фирма БМВ начала вновь выпускать в 1982 г.

неизменность момента отклонения при затяжке поперечного зажимного винта (см. рис. 3.121; верхний шарнир);

передача аксиальных сил на торцы крестовины, в результате чего уплотняющие кольца не испытывают нагрузки (см. рис. 3.119).

Применяемый для таких карданных шарниров коррозионно-стойкий алюминиевый сплав AlMg Si 1 F 31, легко поддающийся холодной обработке давлением, имеет следующие характеристики: $\sigma_B \geq 310$ МПа, $R_{p0,2} \geq 260$ МПа и $A_5 \geq 6\%$. Статические и динамические значения прочностных характеристик лежат ниже соответствующих значений для применяемой для этой цели стали С 35 (см. п. 3.3.5).

Таковыми же преимуществами обладают звенья вала рулевого колеса, изготовленные из легкого металла. Например, показанное на рис. 3.124 звено имеет массу всего 0,665 кг, в то время как масса ранее применявшегося звена была равна 1,224 кг. На одном конце этого звена откована вилка для карданного шарнира, на другом предусмотрен фланец, к которому алюминиевыми же заклепками прикреплена упругая дисковая муфта.

4. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

4.1. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

4.1.1. Угол поворота рулевого колеса и угол поворота управляемого колеса

В соответствии со стандартом ДИН 70000 и рекомендацией J 670e Общества автотракторных инженеров, США (SAE), общее передаточное число рулевого управления i_s представляет собой отношение изменения угла δ_H поворота рулевого колеса к изменению среднего угла δ_m поворота обоих управляемых колес, а именно при безмоментном повороте рулевого колеса для прекращения движения по прямой. Но неучтенными вначале остаются податливость рулевого управления и изменение передаточного числа в процессе поворота колес.

Средний угол поворота колес рассчитывается по формуле:

$$\delta_m = (\delta_a + \delta_i)/2, \quad (1)$$

кинематическое передаточное число:

$$i_s = \Delta\delta_H / \Delta\delta_m. \quad (2a)$$

Эти уравнения справедливы только в случае больших средних углов поворота колес (например, при $\delta_m = 20^\circ$) или при постоянном передаточном числе (см. рис. 4.12). Если это число изменяется (см. рис. 4.4, 4.5 и табл. 20), то оно определяется отношением доли угла поворота рулевого колеса вследствие управления $\Delta\delta_H$ к доле среднего угла поворота обоих колес, $\Delta\delta_{HS}$, также обусловленной управлением:

$$i_s = \Delta\delta_H / \Delta\delta_{HS}. \quad (2b)$$

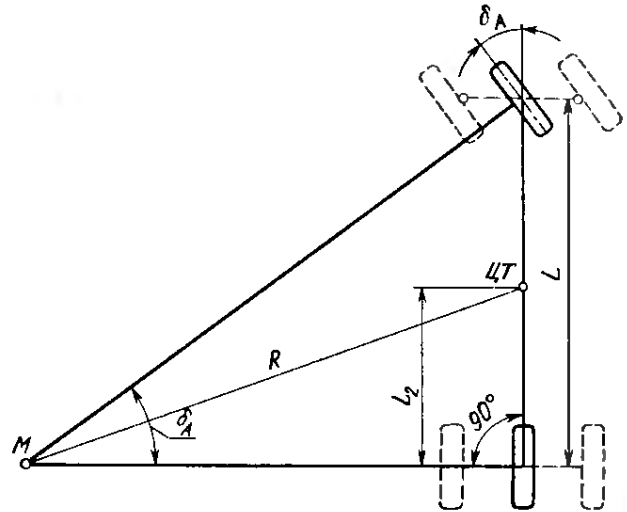
Если общее передаточное число рулевого управления указывается для прямолинейного движения (нейтрального положения колес), то в его обозначении должен быть поставлен индекс 0: i_{s0} .

Взаимосвязь между углами поворота передних колес и радиусом R , по которому перемещается центр тяжести ЦТ автомобиля (рис. 4.1), характеризуется углом Аккермана δ_A — средним углом поворота управляемых колес с учетом углов их увода относительно центра передней оси. Сведенные в середину оси колеса должны быть повернуты на этот угол.

$$\operatorname{tg} \delta_A = l / \sqrt{R^2 - l^2}; \quad (3)$$

$$l_2 = m_c l / m_g. \quad (4)$$

Рис. 4.1. Стандарт ДИН 70000 определяет угол Аккермана следующим образом: « δ_A представляет собой такой средний угол поворота колес автомобиля, тангенс которого равен отношению базы l к корню квадратному из разности квадратов радиуса R траектории центра тяжести ЦТ и расстояния l_2 центра тяжести до задней оси». Этот угол положителен для показанного на рисунке поворота колес влево и определяется только для двухосных автомобилей



В уравнении (4) m_v представляет собой нагрузку на переднюю ось, m_g — полную массу автомобиля при его соответствующей нагрузке. В качестве примера рассмотрим случай медленного движения легкового автомобиля с базой $l = 2,4$ м и распределением нагрузок на оси $i_{La} = 0,6/0,4$ (отношение нагрузки на переднюю ось к нагрузке на заднюю) по окружности с $D = 50$ м. Подставляя эти значения в формулы (4) и (3), получаем $l_2 = 1,44$ м; $\text{tg } \delta_A = 0,096$, $\delta_A = 5^\circ 30'$.

Требуемые углы поворота наружного δ_{Aa} и внутреннего δ_i колес по Аккерману могут быть легко рассчитаны с помощью расстояния j между следами шкворневых осей в плоскости дороги (см. рис. 5.3):

$$\text{ctg } \delta_{Aa} = \frac{l}{\text{tg } \delta_A} + \frac{j}{2l}; \quad (5)$$

$$\text{ctg } \delta_i = \text{ctg } \delta_{Aa} - j/l. \quad (6)$$

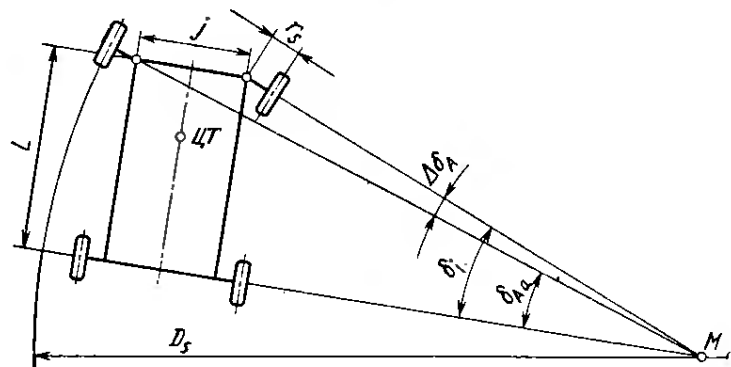
Представленные на рис. 4.2 разность $\Delta\delta_A$ углов поворота наружного колеса от заданного значения и диаметр разворота по колею D_s , по которому катится наружное колесо, рассчитываются следующим образом:

$$\Delta\delta_a = \delta_i - \delta_{Aa}; \quad (7)$$

$$D_s = 2(l/\sin \delta_{Aa} + r_s). \quad (8)$$

Уравнение (8) справедливо только тогда, когда углы поворота колес изменяются в соответствии с кривой их требуемого изменения (рис. 4.3), определяемой уравнением (6). Из условий езды фактический угол поворота

Рис. 4.2. Кинематические связи по Аккерману между углами поворота наружного δ_{Aa} и внутреннего δ_i колес. Здесь же указаны разность углов поворота колес $\Delta\delta_A$ и радиус поворота по колею $D_s/2$



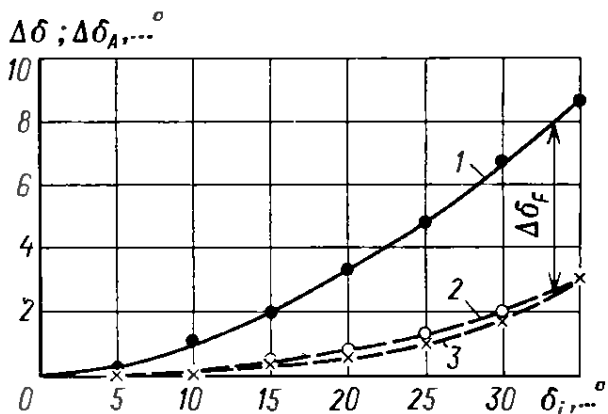


Рис. 4.3. Рассчитанная по Аккерману кривая требуемого изменения разности углов поворота колес $\Delta\delta_A$ (1), а также кривые фактического изменения этой разности $\Delta\delta$ при поворотах колес влево (2) и вправо (3) в зависимости от угла поворота внутреннего колеса δ_i у автомобиля «БМВ-323и» выпуска 1981 г. В руководствах для авторемонтных мастерских $\Delta\delta$ должен указываться при $\delta_i = 20^\circ$ с допуском. В данном случае $\Delta\delta = 40'$; $\Delta\delta_F$ — ошибка угла поворота колес

наружного колеса δ_a обычно больше требуемого угла δ_{Aa} , а именно на величину ошибки угла поворота колес:

$$\Delta\delta_F = \delta_A - \delta_{Aa}. \quad (9)$$

Эта ошибка хорошо видна на примере автомобиля «БМВ-323и».

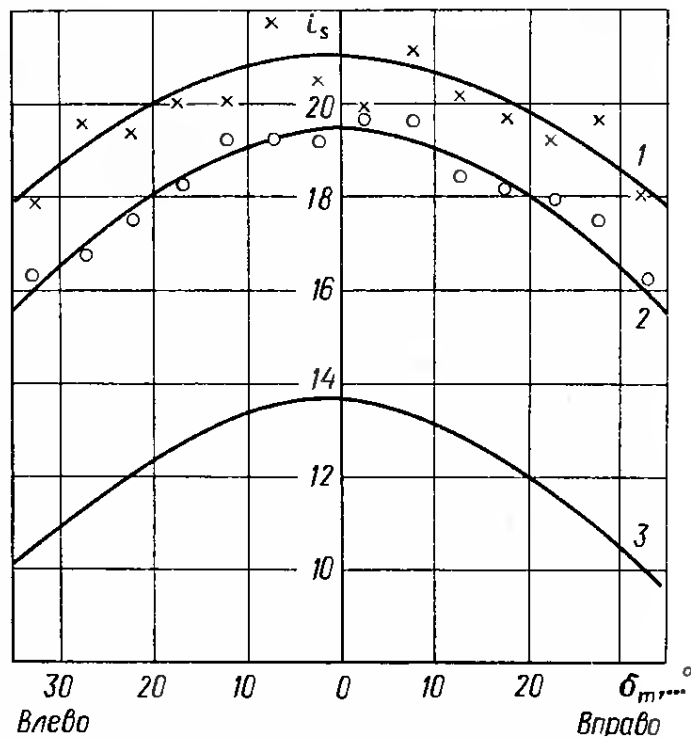
Несколько отличаются от вышерассмотренных взаимосвязи, соответствующие передней зависимой подвеске грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности. Примерно до $\delta_m = 10^\circ$ колеса остаются примерно параллельными. Но при больших углах поворота колес (которые могут достигать $\delta_i = 50^\circ$) кривая фактических углов поворота в большинстве случаев вновь достигает кривой требуемых углов. Благодаря этому износ шин при поворотах и парковании уменьшается. Более подробно вопрос рассмотрен в работе [5].

4.1.2. Изменение передаточного числа при реечном рулевом механизме

Общее передаточное число реечного рулевого управления уменьшается при увеличении угла поворота колес, как это видно из результатов измерений на четырех переднеприводных легковых автомобилях с поперечным расположением двигателя (рис. 4.4 и 4.5). В случае рулевого управления с усилителем это уменьшение передаточного числа противоречит требованию к нему: для обеспечения устойчивости прямолинейного движения на высоких скоростях необходимо достаточно большое передаточное число. Однако для поворота колес это число лучше иметь меньшим, что позволяет снизить число оборотов рулевого колеса при поворотах и парковании. Гидравлическая система здесь «берет на себя» усилия в рулевом управлении, возрастающие при увеличении угла поворота колес.

Иное дело — при рулевом управлении без усилителя. Усилия здесь могут быть непропорционально высоки, что создает определенные трудности. Особенно трудно достичь уменьшения передаточного числа у переднеприводных автомобилей. Причинами этого являются:

Рис. 4.4. Изменение общего передаточного числа рулевого управления i_s в зависимости от среднего угла поворота колес δ_m , полученное измерениями на испытательном стенде Лаборатории исследований ходовой части в Кёльне. Разброс измеренных значений объясняется ступенчатым поворотом рулевого колеса. Все три автомобиля имеют реечное рулевое управление. Снижение передаточного числа при повороте колес обусловлено здесь положением боковых тяг и рычагов рулевой трапеции. При нейтральном положении колес передаточное число автомобиля «Форд-эскорт» (1) равно $i_{s0} = 21,1$, «Фольксваген-поло» (2) — 19,4. «Ситроен Ц-нкс ЖТи» (3) оснащен рулевым управлением с усилителем. В таких случаях благоприятно уменьшение i_s при увеличении угла поворота колес, очень малое значение $i_{s0} = 13,5$ обеспечивает здесь большую чувствительность рулевого управления



расположение рулевого механизма в узком пространстве между передней стенкой кузова и двигателем;
 наличие жестких в боковом направлении мест крепления;
 невозможность какого-либо изменения схождения колес (см. рис. 3.16);
 необходимость выполнения определенной зависимости между углами поворота наружного и внутреннего колес (см. рис. 4.2).
 Важную роль играет также конструктивное положение боковых тяг на виде сверху. Не одно и то же — расположены ли они

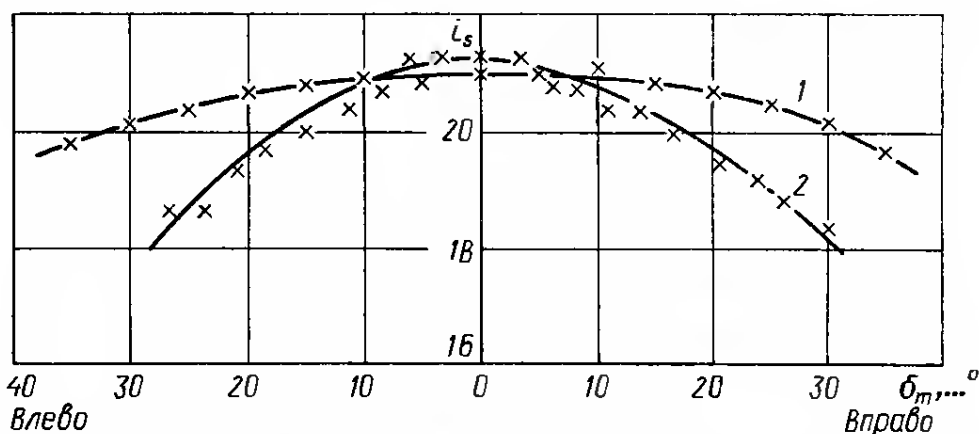


Рис. 4.5. Изменение общего передаточного числа рулевого управления i_s в зависимости от среднего угла поворота колес δ_m , полученное измерениями на испытательном стенде, описанном в п. 4.3.1, для автомобилей «БМВ-323и» выпуска 1981 г. (1) и «Рено-14» (2). Измеренные значения лежат почти на кривых (см. также рис. 4.17). Расположенный сзади оси рулевой трехзвенник у «БМВ-323и» рассчитан так, что передаточное число уменьшается очень мало; поперечно расположенный двигатель у переднеприводного «Рено-14» это сделать не позволяет

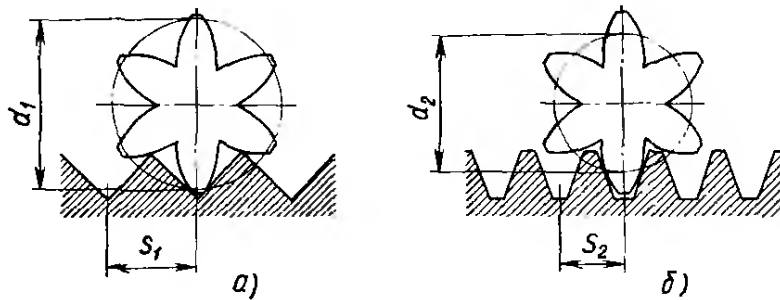
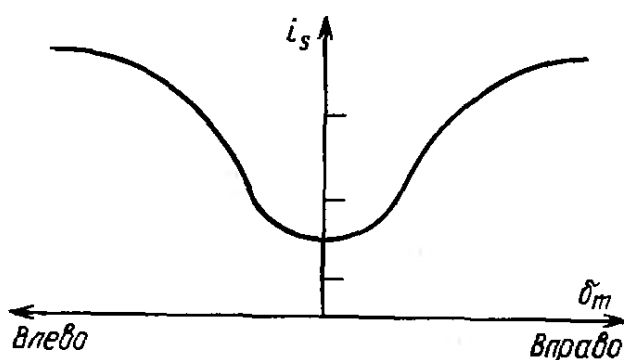


Рис. 4.6. При увеличении диаметра начальной окружности шестерни с d_1 в середине зубчатой рейки (а) до d_2 на ее концах (б) ход рейки на один оборот шестерни с увеличением угла поворота колес уменьшается. Вследствие этого передаточное число рулевого управления увеличивается

вблизи середины оси (как на рис. 3.3), далеко от нее (см. рис. 4.29) или почти пересекаются с ней (см. рис. 6.14). Кроме того, необходимо учитывать влияние поперечного и продольного наклона шкворневой оси, а также угол поворота рычага рулевой трапеции λ (см. рис. 6.25).

Серийные испытания, проведенные в лаборатории исследований ходовой части Кёльнского специального высшего учебного заведения, показали, что у переднеприводных автомобилей при повороте рулевого управления от нейтрального положения до максимального угла поворота колес передаточное число уменьшается на 17—30 %. На легковых автомобилях классической компоновки больше места под двигателем и коробкой передач, поэтому здесь можно разместить рулевое управление со значительно меньшим снижением передаточного числа — от 5 до 15 %. Как видно на рис. 4.5, передаточное число рулевого управления автомобиля «БМВ-323и» в нейтральном положении составляет $i_{s0} = 21$, при среднем угле поворота колес $\delta_m = 35^\circ$ — $i_{s \min} = 19,7$. Таким образом, $i_{s \min}/i_{s0} = 0,94$, т. е. уменьшение i_s равно всего 6 %. У заднеприводных автомобилей свободного места под передним багажником еще больше, поэтому среди них встречаются такие, у которых передаточное число вообще не изменяется во всем диапазоне углов поворота колес.

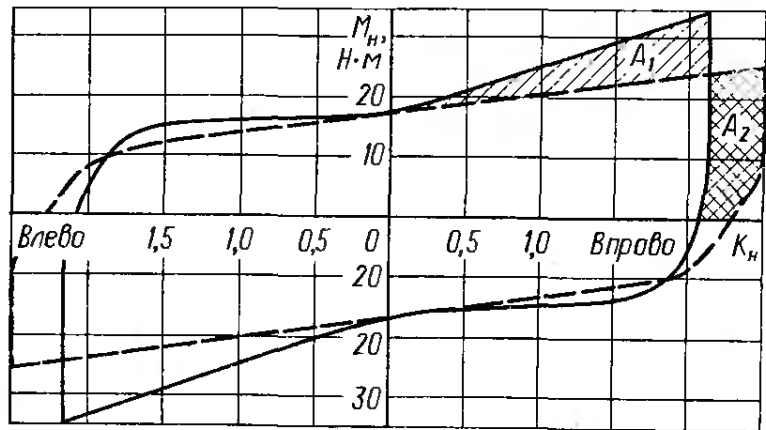
Отрицательный эффект уменьшения передаточного числа рулевого управления без гидроусилителя может быть устранен с помощью конструкции, разработанной фирмой «Цанрадфабрик» (рис. 4.6). Шаг зубчатой рейки здесь с s_1 в ее середине уменьшается до s_2 на концах, что равноценно уменьшению диаметра начальной окружности шестерни с d_1 до d_2 . Благодаря этому при увеличении



начальной окружности шестерни с d_1 до d_2 . Благодаря этому при увеличении

Рис. 4.7. Изменение общего передаточного числа рулевого управления i_s в зависимости от среднего угла поворота колес δ_m при использовании зубчатой рейки с изменяемым шагом (см. рис. 4.6)

Рис. 4.8. Изменение вращающего момента M_H на рулевом колесе в зависимости от числа оборотов K_H этого колеса у легкового автомобиля с нагрузкой на переднюю ось $m_0 \text{ нагр} = 850$ кг. Измерения проводились на испытательном стенде при установке в рулевом управлении автомобиля зубчатой рейки с постоянным (1) и переменным (2) шагом зубьев. Хорошо видно, что в первом случае при больших углах поворота колес момент M_H увеличивается в большей степени, чем во втором. Но поскольку требуемое число оборотов рулевого колеса при этом меньше, работа, затрачиваемая на поворот колес до упора, одинакова при той и другой рейках: $A_1 = A_2$. При диаметре рулевого колеса 360 мм момент 35 Н·м соответствует силе на этом колесе 194 Н

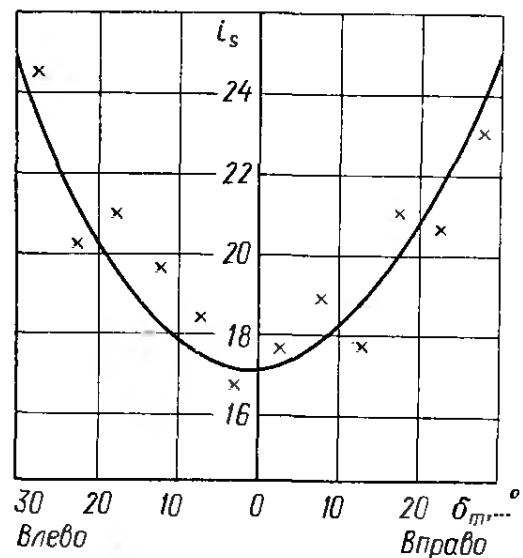


угла поворота колес ход s рейки на один оборот шестерни укорачивается, т. е. общее передаточное число i_s возрастает. Хотя это и влечет за собой увеличение числа оборотов рулевого колеса, требуемых для поворота колес от упора до упора, момент M_H на рулевом колесе уменьшается (рис. 4.7 и 4.8).

4.1.3. Изменение передаточного числа при рулевом механизме с вращательным движением на выходе

При независимой подвеске с обратным рулевым четырехзвенником (см. рис. 6.7 и 6.8) возможно почти любое изменение передаточного числа в функции угла поворота колес. Японские изготовители легковых и грузопассажирских автомобилей предпочитают нелинейную зависимость общего передаточного числа i_s от угла поворота колес (рис. 4.9). Увеличение i_s при больших углах позволяет парковаться при небольших усилиях, требуемых для поворота рулевого колеса. Фирма «Даймлер-Бенц» на автомобилях мод. 190/190 Е в рулевом механизме с винтовой передачей и зубчатой парой применяет зубчатый сектор (см. рис. 3.33, поз. 5) с переменным шагом зубьев, рассчитанным на увеличе-

Рис. 4.9. Изменение общего передаточного числа рулевого управления i_s автомобиля «Тойота-целика» мод. 1980 г. в зависимости от среднего угла поворота колес δ_m . Рулевой четырехзвенник позволяет уменьшать усилие на рулевом колесе при парковании, сохраняя его нормальным при движении по дороге



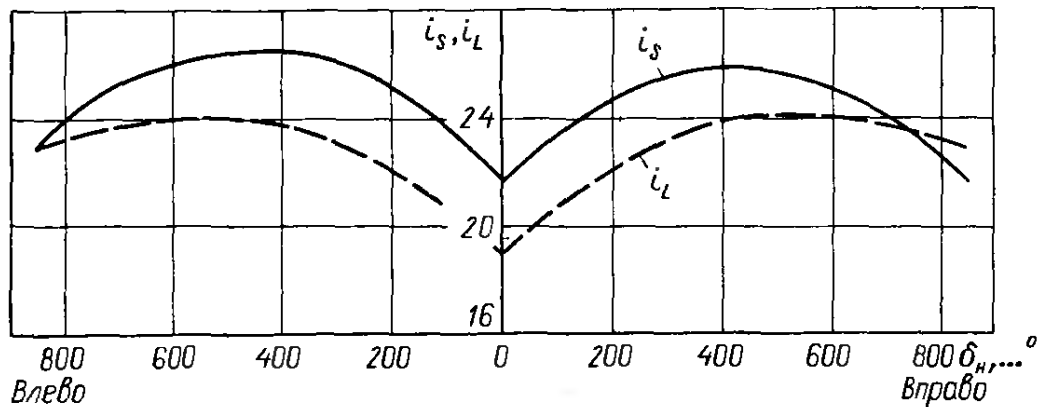


Рис. 4.10. Изменение общего передаточного числа рулевого управления i_s и передаточного числа рулевого механизма i_L автомобилей «Мерседес-190/190 Е» в зависимости от угла поворота рулевого колеса δ_H

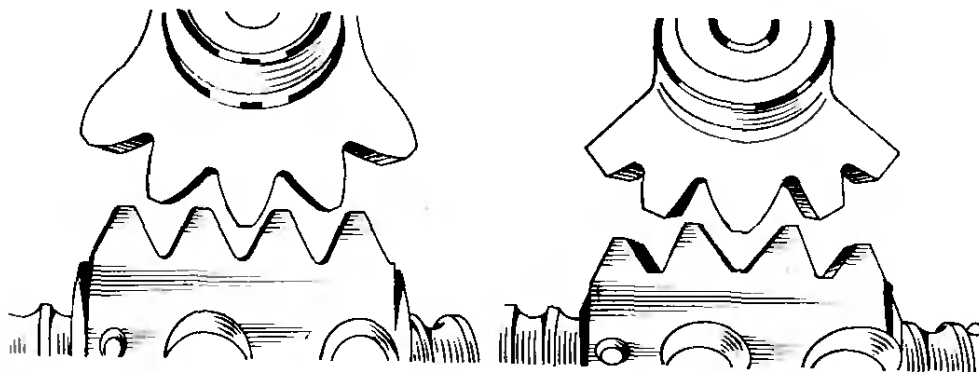
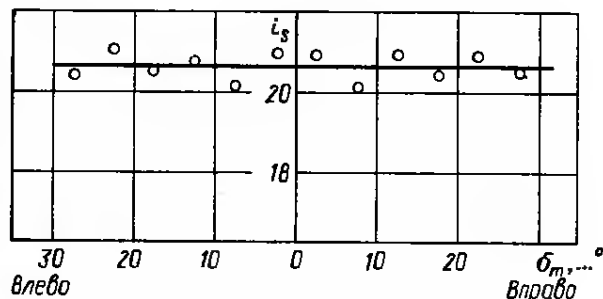


Рис. 4.11. Рулевой механизм автомобилей «Мерседес-200/230 Е» (слева) с постоянным шагом зубчатого зацепления. Рулевой механизм автомобилей мод. 190/190 Е (справа) отличается переменным шагом зубчатого зацепления. Оно рассчитано так, чтобы передаточное число рулевого механизма повышалось при увеличении угла поворота колес (см. также рис. 4.6)

ние передаточного отношения рулевого управления по мере поворота колес (рис. 4.10 и 4.11). В нейтральном положении колес это число равно $i_{s0} = 21,6$. В качестве среднего значения для всего диапазона углов поворота колес фирма указывает большее значение — $i_{sm} = 24$. Как видно на рис. 4.10, кривая общего передаточного числа i_s пересекает кривую передаточного числа рулевого механизма i_L , после чего значения i_s становятся меньше i_L , в области углов поворота рулевого колеса δ_H от 750 до 850° . Это объясняется тем, что передаточное число рулевого привода i_{T0} с наибольшего значения $1,14$ при нейтральном положении колес уменьшается по мере их поворота. Это благоприятно сказывается в случае рулевого управления с усилителем, которое получает все более широкое распространение. По сравнению с рулевым управлением без усилителя оно позволяет — в комбинации с описанным выше рулевым механизмом — уменьшить число оборотов рулевого колеса для поворота колес от упора до упора.

Кривые на рис. 4.9 и 4.10 нельзя сравнивать непосредственно, так как на первом изменение i_s указано в зависимости от среднего угла поворота колес δ_m , на втором — от угла поворота рулевого колеса δ_H . Большинство выпускаемых в ФРГ легковых автомо-

Рис. 4.12. Передаточное число i_S автомобиля «Опель-рекорд Е» (мод. 1980 г., без усилителя рулевого управления) остается постоянным при изменении среднего угла поворота колес δ_m . При измерениях было получено $i_S = 20,6$, фирма указывает значение $i_S = 20,3$. Постоянство i_S может быть достигнуто как при обратном (см. п. 6.6.1), так и при прямом (см. рис. 3.48 и п. 6.6.2) рулевом четырехзвеннике



билей имеют рулевое управление с постоянным передаточным числом (рис. 4.12). Поэтому значение для нейтрального положения колес справедливо для всех углов их поворота.

Как видно из рис. 4.10, при использовании любых рулевых механизмов с вращательным движением на выходе между общим передаточным числом рулевого управления i_S и передаточным числом самого рулевого механизма i_L , должна быть разница. Как показывает анализ схемы рулевого управления на рис. 3.1, при равенстве длин сошки, маятникового рычага и рычагов руле-

13. Значения общего передаточного числа рулевого управления i_{S_0} , а также передаточных чисел рулевого механизма i_{L_0} и рулевого привода i_{T_0} при нейтральном положении колес для легковых автомобилей классической компоновки (ЦФ — рулевой механизм фирмы «Цанрадфабрик», с — собственного производства изготовителя автомобиля)

Автомобиль	Изготовитель и тип рулевого механизма		Передаточное число					
	С винтовой передачей и зубчатой парой	С передачей глобондный червяк — гребневый ролик	Без усилителя			С усилителем		
			i_{S0}	i_{L0}	i_{T0}	i_{S0}	i_{L0}	i_{T0}
Альфа-Ромео-джулия	—	ЦФ	18,5	15,5	1,19	—	—	—
Опель-рекорд Е	с	—	20,6	20,3	1,02	—	—	—
Опель-сенатор/Монца	ЦФ	—	—	—	—	16,0	15,7	1,02
БМВ-518	ЦФ	ЦФ	21,4	19,3	1,11	16,2	14,5	1,12
БМВ-520и/528и (серия)	ЦФ	—	—	—	—	16,2	14,5	1,12
БМВ-520и/528и (спортивный вариант)	ЦФ	—	—	—	—	15,1	13,5	1,12
БМВ 7-й серии	ЦФ	—	—	—	—	18,1	15,7	1,15
Мерседес-190/190 Е	с	—	21,6	18,9	1,14	16,7	14,6	1,14
Мерседес-200 Д/200 Е	с	—	—	—	—	16,6	16,2	1,02
Мерседес-280 С/500 СЕ	с	—	—	—	—	15,1	14,6	1,03

вой трапеции (поз. 2, 4 и 1) эти передаточные числа были бы равны: $i_S = i_L$. Если же (как это показано на рис. 3.1) сошка и маятниковый рычаг длиннее рычагов рулевой трапеции, то $i_S < i_L$ и необходимо учитывать передаточное число рулевого привода i_T : $i_S = i_T i_L$. У всех легковых автомобилей i_T больше 1 (табл. 13), т. е. сошка и маятниковый рычаг короче рычагов рулевой трапеции.

В случае зависимой подвески, при которой используются рулевые механизмы только с вращательным движением на выходе, передаточное число рулевого привода i_T также должно учитываться в общем передаточном числе. Но здесь i_T определяется соотношением длин поворотного рычага и сошки (поз. 4 и 1 на рис. 3.4). При укорочении сошки можно получить $i_S < i_L$.

4.1.4. Требования к передаточному числу

Общее передаточное число рулевого управления автомобиля зависит от нагрузки на переднюю ось, типа шин, допустимого усилия на рулевом колесе и наличия усилителя рулевого управления или его отсутствия.

В соответствии с рекомендациями Европейского союза рулевые управления делятся на рулевые управления без усилителя, в которых колеса поворачиваются только за счет усилий, прикладываемых водителем к рулевому колесу, и рулевые управления с усилителем, в которых управляющие усилия на колесе развиваются как за счет дополнительного источника силы, так и за счет усилий водителя.

Использование рулевого управления без усилителя, называемого также механическим рулевым управлением, допускается для автомобилей без ограничения на их максимальную скорость,

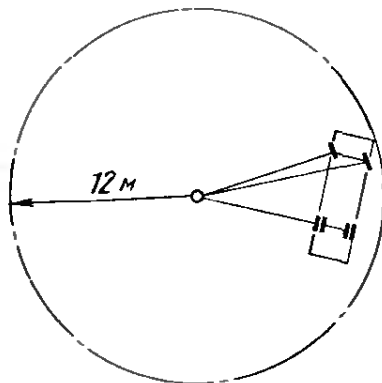


Рис. 4.13. Допустимая окружность кругового движения автомобиля, соответствующая окружности, диаметр которой равен диаметру разворота по габариту $D_w = 24$ м

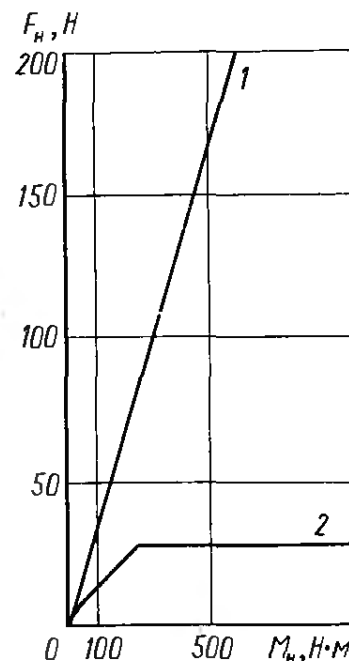


Рис. 4.14. Изменение усилия на рулевом колесе F_H в случае рулевого управления без усилителя (1) и с усилителем (2) в зависимости от момента M_H , развиваемого при этом на валу сошки рулевого управления

если усилие, развиваемое обеими руками на ободе рулевого колеса при движении по дуге окружности радиусом 12 м со скоростью примерно 10 км/ч, не превышает $F_H = 250$ Н (рис. 4.13). Время до достижения требуемого угла поворота колес после прямолинейного движения при этом не должно быть больше 4 с. Для автомобилей, максимальная скорость которых из конструктивных соображений не превышает 25 км/ч, это время может составлять максимум 5 с. Если диаметр рулевого колеса, измеренный по оси его обода, равен 400 мм, т. е. рычаг $r_H = 0,2$ м, то $M_H = F_H r_H = 250 \cdot 0,2 = 50$ Н·м (см. рис. 4.15).

К рулевым управлениям с усилителем также не предъявляется никаких ограничений по скорости. Но при тех же условиях испытаний (движение по окружности диаметром 24 м со скоростью 10 км/ч) они должны отвечать следующему требованию. При выходе гидроусилителя из строя усилие, необходимое для требуемого поворота рулевого колеса, не должно быть больше $F_H = 600$ Н. Но на вход в поворот в этом случае дается 6 или 8 с, если автомобиль движется со скоростью не более 25 км/ч. При этом момент на рулевом колесе может достигать $M_H = 120$ Н·м, что доступно только физически очень сильному человеку (максимально возможное значение — около 150 Н·м). Рис. 4.14 иллюстрирует случай отказа усилителя рулевого управления. В то время как при работе усилителя усилие на рулевом колесе в начале процесса поворота возрастает и затем остается постоянным, при выходе усилителя из строя водитель должен развивать значительные усилия. Это усилие важно в случаях, когда без ключа замка зажигания необходимо повернуть рулевое колесо на стоянке для срабатывания ригеля противоугонного устройства. Фирма «Ситроен» на своих автомобилях мод. Ц-икс, у которых значение i_s невелико (см. рис. 4.4), предусмотрела автоматический поворот колес в нейтральное положение по окончании езды.

4.1.5. Рулевое управление с усилителем, передаточное число при нейтральном положении колес

Для достижения высокой маневренности автомобиля, позволяющей парковать его при небольшом числе оборотов рулевого колеса, рулевое управление с усилителем теоретически может иметь очень малое общее передаточное число. Однако это число ограничено, во-первых, законодательными определениями, и во-вторых, тем обстоятельством, что рулевое управление со слишком малым передаточным числом вследствие его очень большой чувствительности при высоких скоростях может оказаться не только проблематичным, но и потребовало бы от водителя слишком большой концентрации внимания. Нижним граничным значением общего передаточного числа для легковых автомобилей при нейтральном положении колес является $i_{s0} = 15$. Однако у двух «очень быстрых» автомобилей «Ситроен Ц-икс ЖТи» (см.

рис. 4.4) и «Ровер-3500» это число даже меньше — 13,5 и 14,2 соответственно. Как видно из табл. 15—18, i_{s0} в среднем равно 17, что позволяет даже при постоянном i_{s0} быстро парковаться. Кроме того, при движении с высокой скоростью автомобиль хорошо «чувствует руль», что особенно важно при смене полосы движения.

4.1.6. Рулевое управление без усилителя, передаточное число при нейтральном положении колес

По сравнению с рулевым управлением с усилителем оптимизация передаточного числа рулевого управления без усилителя вызывает значительно бóльшие трудности. Основное значение здесь имеет допустимая нагрузка на переднюю ось $m_{v \text{ доп}}$. Важную роль играют также ширина беговой дорожки протектора и форма шин, снижение передаточного числа Δi_s при использовании получающего все более широкое распространение реечного рулевого управления (см. рис. 4.4 и 4.5), а также диаметр рулевого колеса. Этот диаметр, измеренный по оси обода, составляет от 350 до 390 мм. Если диаметр рулевого колеса уменьшить с 390 до 350 мм, то усилие, требуемое для его поворота, возрастет на 11%.

Чем больше должно быть передаточное число i_{s0} при увеличении нагрузки на переднюю ось, тем легче становится рулевое управление. Но это влечет за собой снижение его чувствительности и увеличение числа оборотов рулевого колеса для поворота колес от упора до упора. При нагрузке на переднюю ось более 600 кг небольшое передаточное число, вероятно, слишком бы затруднило рулевое управление. Здесь также важен тип привода. У переднеприводного автомобиля, масса которого в неснаряженном состоянии равна 1000 кг, нагрузки на оси распределены обычно в соотношении $i_{La} = 0,6/0,4$, т. е. нагрузка на переднюю ось составляет $m_{v \text{ ненагр}} = 600$ кг. У легковых автомобилей классической компоновки это соотношение равно примерно $i_{La} = 0,52/0,48$. В этом случае нагрузка на переднюю ось составляет лишь $m_{v \text{ ненагр}} = 520$ кг, благодаря чему рулевое управление облегчается.

На рис. 4.15 показано изменение моментов на рулевом колесе, измеренных на испытательном стенде у двух легковых автомоби-

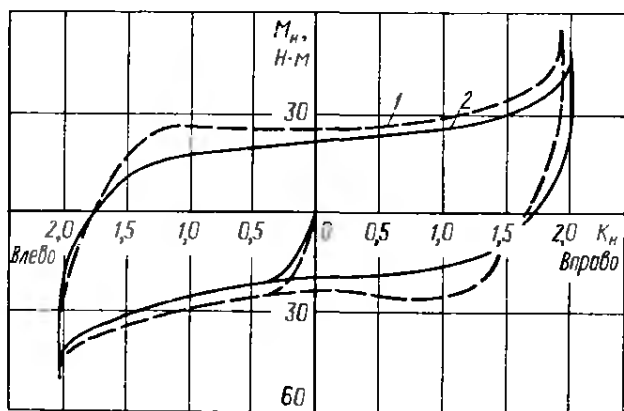


Рис. 4.15. Изменение момента на рулевом колесе M_H в зависимости от числа его оборотов K_H , найденное фирмой БМВ измерениями на стенде у двух легковых автомобилей одинаковой массы. При повороте колес до упора момент равен $M_H = 50$ Н·м, что при диаметре рулевого колеса 360 мм соответствует усилию $F_H = 278$ Н:

1 — переднеприводной автомобиль; 2 — автомобиль классической компоновки

14. Передаточное отношение рулевого управления i_{S0} при нейтральном положении колес, диаметр разворота по габариту D , диаметр рулевого колеса D_H , число оборотов рулевого колеса K_H , усилия на рулевом колесе на стоянке F_{H0} и при движении F_{H1} , значения коэффициента K_S , полная масса автомобиля m_g , распределение нагрузок на переднюю и заднюю оси i_{La} , нагрузка на переднюю ось m_u наагр и тип шин некоторых легковых автомобилей с рулевым управлением без усилителя [12]

Тип компоновки	Автомобиль	Рулевое управление						Нагрузки на Дорогу				Шины	
		i_{S0}	$D, м$	Рулевое колесо		Усилия		K_S	$m_g, кг$	$i_{La}, \%$	m_u наагр, кг		
				$D_H, мм$	K_H	$F_{H0}, Н$	$F_{H1}, Н$						
Классическая компоновка	Форд-сиера 2,0	19,9	10,6	360	4,3	94	33	2,67	1044	48,9/51,1	510	185/70 HR 13	
	Опель-манта 1,8	18,6	11,2	350	3,8	109	51	2,6	989	53,9/46,1	538	185/70 SR 13	
	Опель-рекорд 1,8	22,4	11,1	380	5,3	105	42	2,40	1119	51,5/48,5	576	185/70 SR 14	
	Тойота-целика-2000-икс-Т	21,4	11,4	360	3,8	128	39	2,16	1173	51,3/48,7	602	185/70 HR 14	
	БВМ-318и	21,4	10,5	360	4,3	97	42	2,56	1028	52,7/47,3	542	175/70 HR 14	
	БМВ-320и	21,4	10,4	360	4,3	111	44	2,45	1084	54,8/45,2	595	195/60 HR 14	
	Мазда-929	21,3	11,1	360	4,0	100	61	2,78	1134	53,2/46,8	603	175 SR 14	
	Пежо-505-фамилгал	22,0	11,3	380	4,5	100	50	2,68	1273	47,2/52,8	601	185 SR 14	
	С передним расположением двигателя	МЖ-метро	17,7	10,0	320	3,3	113	63	2,44	796	62,4/37,6	497	155/70 SR 12
		Опель-корса	21,4	10,1	360	3,8	83	39	2,60	764	61,5/38,5	470	145 SR 13
Фольксваген-дериби		17,9	10,1	360	3,5	103	42	2,42	752	60,4/39,6	454	155/70 SR 13	
Фольксваген-полю купе		17,9	10,1	360	3,5	111	56	2,27	754	60,9/39,1	449	165/65 SR 13	
Фиат-уно-70-супер		20,0	10,1	360	4,0	83	28	2,97	815	61,7/38,3	503	155/70 SR 13	
Фольксваген-гольф ЖТД		19,2	11,1	360	4,3	108	57	2,80	919	64,5/35,5	593	175/70 SR 13	
Опель-аскона 1,6 Д		24,5	11,1	360	4,3	83	44	3,24	1083	62,0/38,0	671	165 SR 13	
Рено-9 ЖТС		21,7	10,5	350	4,0	86	34	2,65	848	59,4/40,6	504	175/70 SR 13	
Фиат-ритмо 75 С		19,1	10,9	350	4,0	97	34	2,83	892	60,0/40,0	535	165/65 SR 14	
Ситроен Б-икс 14		18,2	11,1	350	3,8	114	63	2,72	978	59,4/40,6	581	170/65 R 365 TRX	
Мазда-626 ЖЛ-икс	20,4	11,4	365	3,8	124	68	2,54	1083	60,5/39,5	655	185/70 HR 14		
Ауди-100 ЦЦ 1,8	24,6	11,5	360	4,8	111	44	2,26	1117	56,4/43,6	630	165 SR 14		

Примечания. 1. Автомобиль «Опель-рекорд 1,8 С» имеет рулевой механизм с вращательным движением на выходе, все остальные автомобили — реечный рулевой механизм.

2. Диаметр рулевого колеса D_H измерялся по его ободу.

3. Число оборотов рулевого колеса K_H определялось при повороте колес от упора до упора.

4. Диаметр разворота по габариту D рассчитывался как среднее от диаметров при правом и левом разворотах.

лей одинаковой массы. Как видно из кривых, рулевое управление у переднеприводного автомобиля более тяжелое, кроме того, при увеличении угла поворота колес момент на рулевом колесе здесь возрастает быстрее (вследствие особенностей изменения передаточного числа).

В табл. 14 приведены характеристики рулевого управления без усилителя некоторых легковых автомобилей. Усилия на рулевом колесе на стоянке F_{H0} измерялись на сухой дороге. Эти же усилия, но во время движения F_{H1} , были определены при езде по кругу диаметром 50 м с равномерной одинаковой для всех автомобилей скоростью. Значение F_{H0} позволяет определить коэффициент k_S , характеризующий легкость рулевого управления: $k_S = G_{v \text{ нагр}} / (i_{S0} F_{H0})$. Здесь $G_{v \text{ нагр}} = m_{v \text{ нагр}} g$ — масса автомобиля, приходящаяся на переднюю ось ($m_{v \text{ нагр}}$ — нагрузка на переднюю ось, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, i_{S0} — общее передаточное число рулевого управления при нейтральном положении колес. Чем больше k_S , тем легче рулевое управление.

Момент на рулевом колесе измерялся с помощью рулевого колеса диаметром 390 мм. Затем этот момент пересчитывался в усилие на рулевом колесе, установленном на данном автомобиле. Это усилие зависит также от размеров и поперечного сечения шин. Например, у автомобиля «БМВ-320и», на котором используются шины серии «60», при примерно на 10 % большей нагрузке на переднюю ось усилие на рулевом колесе на стоянке больше, однако, на 14 %, чем у автомобиля мод. «318и» с шинами 175/70 HR 14.

В табл. 14 указаны также числа оборотов рулевого колеса K_H , необходимые для поворота колес из одного крайнего положения в другое. Значение K_H больше при более высоком значении передаточного числа i_S , если оно постоянно, или при его увеличении по мере увеличения угла поворота колеса (см. рис. 4.9). И напротив, K_H меньше при меньшем i_S или при недостаточно большом угле поворота колес. В последнем случае увеличивается радиус разворота автомобиля.

Установочные параметры подвески практически не влияют на результаты измерений на стоянке. При положительном плече обкатки r_S передняя часть автомобиля несколько приподнимается [5]. Отрицательное r_S ведет к опусканию автомобиля с двух сторон, а продольный наклон шкворневых осей назад — с одной стороны. Поэтому коэффициент k_S зависит в основном от КПД рулевого управления, шин и условий измерения, т. е. от состояния дороги, а также от угла поворота рулевого колеса. Чем больше k_S , тем меньшие усилия необходимы для поворота рулевого колеса.

Знание значения этого коэффициента позволяет оценить усилие F_{H0} , требуемое для поворота колес на стоянке: $F_{H0} = G_{v \text{ нагр}} / (k_S i_{S0})$, причем k_S принимается равным от 2,3 до 2,9.

15. Характеристики рулевого управления легковых автомобилей классической компоновки (обозначения см. в табл. 14)

Автомобиль	Рулевой механизм		Вез усилителя	С усилителем					Диаметр разворота, м
	реечный	с вращением на выходе		i_{s0}	Усилие		Рулевое колесо		
			F_{H0} , Н		F_{H1} , Н	D_B , мм	K_B		
Фнат-аргента 2000		×	—	16,4	—	—	—	—	11,0
БМВ-323и	×		21,4	20,5	36	31	360	3,9	10,4
Форд-граната	×		22,4	17,5	—	—	—	—	—
Тальбо-тагора	×		24,6	17,9	—	—	360	3,4	11,3
Пежо-505	×		22,0	17,0	—	—	365	3,5	11,3
Пежо-604	×		—	17,0	—	—	385	3,5	11,5
Мерседес 190 Е		×	21,6	16,7	31	21	390	3,3	12,2
Мерседес 280 СЕ		×	—	15,1	39	20	400	3,0	11,5
Вольво 760 ЖЛЕ	×		—	16,9	36	26	380	3,8	11,1
Ягуар Икс-Джи-СХЕ		×	—	15,3	37	37	380	2,8	12,5
Тойота-целика-супра	×		—	18,1	39	33	360	3,8	11,4
Форд-капри-турбо	×		—	17,0	35	29	340	3,3	11,4
Датсун-280 3-Икс-Т	×		—	16,0	33	31	360	3,0	11,6
Мицубиси-старин		×	—	17,8	33	22	360	3,8	10,7
БМВ-635 ЦСи		×	—	21,4	44	39	360	3,5	11,0
Шевроле-камаро		×	—	14,0	23	15	345	2,8	12,1
Порше-924	×		19,2	—	—	—	—	—	—
Порше-944	×		22,4	—	—	—	—	—	—
Порше-928	×		—	17,8	—	—	—	—	—

Примечание: знак «X» указывает на наличие у указанного автомобиля рулевого механизма соответствующего типа.

Как видно из таблицы, у автомобилей с рулевым управлением без усилителя сила F_{H1} , прикладываемая к рулевому колесу при равномерном движении по кругу, меньше, чем на стоянке. Кроме момента возврата рулевого колеса сила F_{H1} зависит также от типа шин, их профиля и отношения высоты профиля шины к его ширине. У переднеприводных автомобилей увеличение усилия F_{H1} может быть вызвано также наклоном полуосей (см. рис. 2.17), стабилизирующим моментом шин, увеличенным за счет тяговых усилий [4], а также моментом на внутреннем колесе, повышенным за счет большей длины рычага R_{2i} , на котором действует тяговая сила F_{a1} [5].

Изменением установочных параметров подвески (отрицательное плечо обкатки, отсутствие продольного наклона осей поворота колес и т. д., см. п.п. 2.2—2.4) можно уменьшить момент на колесе и, следовательно, «облегчить» рулевое управление при движении на повороте.

В табл. 15 и 16 приведены значения общего передаточного числа i_{s0} других (по сравнению с табл. 14) легковых автомобилей

16. Характеристики реечного рулевого управления переднеприводных легковых автомобилей (обозначения см. в табл. 14)

Автомобиль	Без усилителя		С усилителем					Диаметр разворота, м
	i_{50}	K_H	i_{50}	Усилия		Рулевое колесо		
				F_{H0} Н	F_{H1} Н	D_H мм	K_H	
Ситроен-виза	19,3	3,3	—	—	—	360	—	9,9
Тальбо-самба	21,3	3,9	—	—	—	345	—	9,9
Пежо-205	20,0	—	—	—	—	—	—	10,9
Форд-эскорт	19,6	3,7	—	—	—	—	—	10,4
Пежо-305 Д	23,6	4,0	—	—	—	365	—	10,9
Рено-18 Д	24,5	3,8	16,4	—	—	365	2,9	11,0
Хонда-прелюд Е-икс	—	—	14,9	12	32	340	2,5	11,5
Опель-аскона ¹⁾	22,0	—	—	—	—	360	—	11,1
Опель-аскона ²⁾	24,5	4,3	—	—	—	360	—	11,1
Ауди-80 Ц	22,4	4,0	17,3	34	26	360	3,0	11,2
Ауди-кваттро	—	—	18,3	39	33	360	3,0	11,2
Ауди-100 ЦЦ	24,6	4,7	18,7	39	31	360	3,5	11,5
Лянчия-трефи	20,5	—	16,8	56	39	360	3,3	11,7

¹⁾ С двигателем с принудительным воспламенением смеси и ступенчатой коробкой передач.

²⁾ С дизелем и автоматической коробкой передач.

классической компоновки и легковых переднеприводных автомобилей. Эти автомобили имеют рулевое управление как с усилителем, так и без него. Измерения усилий на рулевом колесе F_{H0} и F_{H1} проводились также на стоянке и при движении по кругу

диаметром 50 м. Все переднеприводные автомобили из условий размещения оборудованы реечным рулевым механизмом без усилителя, передаточное число которого зависит от нагрузки на дорогу от передней оси. Как видно из таблицы, автомобили, у которых эта нагрузка наиболее высока, такие, как «Ауди-100» мод. 83 и «Опель-аскона 1,6 Д», отличаются очень высокими значениями i_{50} — 24,6 и 24,5 соответственно. У более легких «Форд-фесты» и «Фольксваген-поло» значения i_{50} намного меньше —

17. Передаточные числа рулевых механизмов с винтовой передачей и зубчатой парой, установленных в грузовых автомобилях фирмы «Даймлер-Бенц»

Классе грузового автомобиля	Передаточное число рулевого механизма	
	без усилителя	с усилителем
Малой грузоподъемности	22 и 27	16,7 и 19,3
Средней грузоподъемности	29,7 и 32,8	19,3
Большой грузоподъемности	—	21,8

19,3 и 17,9. Среднее значение i_{s0} для рулевых управлений с усилителем составляет 17,8. У автомобиля «Хонда-прелюд Е-икс», выпуск которого был начат в 1983 г., передаточное число очень мало — $i_{s0} = 14,9$. Кроме того, этот автомобиль отличается очень малым усилием на рулевом колесе на стоянке — $F_{H0} = 12$ Н. Однако такое малое усилие связано с затруднением возврата рулевого колеса при движении с малой скоростью и снижением чувствительности рулевого управления. Очень малое передаточное число $i_{s0} = 14,0$ имеет построенный в США автомобиль «Шевроле-камаро».

Описанные в п. 3.2 рулевые механизмы с вращательным движением на выходе в ФРГ устанавливаются на автомобилях фирмами БМВ и «Опель». Такие механизмы применяются также в ряде легковых автомобилей других стран, а также во всех грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности (табл. 17). При отсутствии усилителя рулевого управления в этих автомобилях важную роль играет нагрузка на переднюю ось. Передаточные числа рулевых механизмов с передачей «глобондный червяк — гребневый ролик» фирмы «Цанрадфабрик» можно найти в табл. 5.

4.1.7. Влияние зубчатого зацепления и диаметра шестерни

Реечное рулевое управление преобразует вращательное движение рулевого колеса в прямолинейное движение, которое, в свою очередь, через поперечные тяги и рычаги рулевой трапеции вызывает поворот управляемых колес. В табл. 18 указаны значения общего передаточного числа и параметры зубчатого зацепления реечного рулевого управления автомобилей различных компоновок. Эти параметры связаны соотношением $D = s_y/\pi = (mz)/\cos \varphi$, где D — диаметр делительной окружности шестерни, s_y — ход зубчатой рейки на один оборот рулевого колеса, m — модуль, z — число зубьев шестерни, φ — угол наклона линии зуба.

По общему передаточному числу i_{s0} при нейтральном положении колес и радиусу $D/2$ с учетом угла наклона рычага рулевой трапеции λ (см. рис. 5.3) можно рассчитать длину этого рычага в проекции на плоскость, перпендикулярную к поперечной тяге. Эта длина равна $r \cos \lambda = (i_{s0}D)/2$. Например, у автомобиля «БМВ-315», у которого $i_{s0} = 21,1$ и $D = 12,12$ мм, $r \cos \lambda = 21,1 \cdot 12,12/2 = 128$ мм.

4.2. ИЗМЕРЕНИЕ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА

Кинематическое общее передаточное число i_s без учета боковых и продольных сил можно определить графически. Но при этом остаются неучтенными податливости сочленений рулевого управления. Поэтому более точными являются измерения, прово-

18. Общие передаточные числа реечных рулевых управлений с усилителем и без него, установленных на некоторых автомобилях, и характеристики соответствующих реечных рулевых механизмов фирмы «Цанрадфабрик» (s_p — ход зубчатой рейки на один оборот рулевого колеса, D и z — диаметр делительной окружности и число зубьев шестерни, m — модуль зуба)

Автомобиль	Компоненты				Общее передаточное число			D, мм	z	m, мм
	Классическая	Переднеприводная	С задним расположением двигателя	С передним расположением двигателя	Без усилителя	С усилителем	s_p , мм			
Ауди-80 (мод. 80)		×			—	18,5	50,64	16,12	7	2,1167
БМВ-315	×				21,1	21,1	38,07	12,12	6	2,0
Лянчия β		×			22,0	—	38,4	12,22	6	2,1167
					—	17,1	49,23	15,67	7	2,1167
Альфа-Ромео-альфетта	×				20,9	—	46,58	14,83	7	2,1167
Лянчия γ		×			—	15,0	57,25	18,22	8	2,1167
Ауди-100 (мод. 81)		×			—	19,7	53,18	16,93	8	2,0
Вольво-242/245	×				20,3	—	38,28	12,18	6	2,1167
					—	17,3	46,58	14,83	7	2,1167
Альфа-Ромео-альфа 6	×				—	21,0	50,27	16,00	7	2,1167
Порше-911			×		17,8	—	55,63	17,71	8	2,1167
Порше-928	×				—	17,8	46,79	14,89	7	2,1167
БМВ М 1				×	21,4	—	39,87	12,69	6	2,1167
Фольксваген-транспортёр			×		22,3	—	47,87	15,24	7	2,1167

19. Формуляр для расчета полного передаточного числа рулевого управления по результатам измерений на автомобиле. Измерения можно начинать после возврата наружного колеса из крайнего положения в положение соответствующего угла поворота $\delta_{a, t}$

Кёльнское специальное высшее учебное заведение				Лаборатория исследований ходовой части				К					
Углы поворота колес				Дата:				Положение					
Автомобиль				Номер:				Километраж:					
Результаты измерений для определения общего передаточного числа рулевого управления; углы развала колес и продольного наклона шкворневых осей колес в функции углов этого поворота, градус													
Поворот налево	Развал колес		Продольный наклон шкворневой оси		Угол поворота управляемого колеса $\delta_{a, t}$	Угол поворота рулевого колеса				i_S	δ_m		
	Левое γ_l	Правое γ_a	Левое τ_l	Правое τ_a		Возврат		Поворот				Среднее значение δ_{Hh}	Разность $\Delta\delta_{Hh}$
						δ_{Hl}	δ_{Ha}	δ_{Hl}	δ_{Ha}				
				40								37,5	
				35								32,5	
				30								27,5	
				25								22,5	
				20								17,5	
				15								12,5	
				10								7,5	
				5								2,5	
				0						—	—	—	
	γ_a	γ_l	τ_a	τ_l		Возврат		Поворот		—		2,5	
Поворот направо					5							7,5	
					10							12,5	
					15							17,5	
					20							22,5	
					25							27,5	
					30							32,5	
					35							37,5	
					40								

Значения $\delta_{a, t}$ записываются только до последнего целого числа.

20. Формуляр для расчета полного передаточного числа рулевого автомобиля, заполненный результатами измерений и расчета для автомобиля «Рено-14»

Кельнское специальное высшее учебное заведение	Лаборатория исследований ходовой части	К 82/04
Углы поворота колес	Дата: 01.82	Положение:
Автомобиль «Рено-14»	Номер: ВМ-КА 184	Километраж: 3846 км

Результаты измерений для определения общего передаточного числа рулевого управления; углы развала колес и продольного наклона шкворневой оси в функции углов этого поворота, градус

Развал колес		Продольный наклон шкворневой оси		Угол поворота управляемых колес $\delta_{a, i}$	Угол поворота рулевого колеса						i_s	δ_m
Левое γ_l	Правое γ_a	Левое τ_l	Правое τ_a		Возврат		Поворот		Среднее значение δ_{Hh}	Разность $\Delta\delta_{Hh}$		
					δ_{Hl}	δ_{Ha}	δ_{Hl}	δ_{Ha}				
				40								37,5
4°	-15'	+4° 48'	-6° 55'	35	658	731	669	736	698,5	88,5	17,7	32,5
3° 20'	-35'	+4° 20'	-5° 46'	30	573	638	583	646	610	94,5	18,9	27,5
2° 45'	-49'	+3° 40'	-4° 46'	25	485,5	537,5	595,5	543,5	515,5	96	19,2	22,5
2° 15'	-55'	+3°	-3° 46'	20	393	438	402	445	419,5	103	20,6	17,5
1° 48'	-59'	+2° 18'	-2° 50'	15	299	331,5	303,5	332	316,5	100,5	20,1	12,5
1° 25'	-59'	+2° 25'	-1° 55'	10	205	225	208	226	216	106	21,2	7,5
1° 5'	-50'	+1° 15'	-1	5	105	117	105	113	110	110	22,0	2,5
				0	0	2	-5	3	0	-	-	-
γ_a	γ_l	τ_a	τ_l		Возврат		Поворот		-	103,5	20,7	2,5
+38'	-14'	0	0	5	103	104	103,5	103,5	103,5	108	21,6	7,5
+12'	+5'	-48'	+55'	10	205,5	215,5	208,5	216,5	211,5	99,5	19,9	12,5
+5'	+29'	-1° 45'	+1° 45'	15	299	320	303	322	311	103	20,6	17,5
0	+50'	-2° 40'	+2° 37'	20	397	429	401	429	414	94	18,8	22,5
0	+1° 20'	-3° 35'	+3° 22'	25	482	526	491	523	508	94	18,8	27,5
+8'	+1° 55'	-4° 30'	+4° 10'	30	572	624	582	630	602	88	17,6	32,5
+15'	+2° 35'	-5° 23'	+4° 55'	35	653	718	663	726	690			37,5
				40								

Значения $\delta_{a, i}$ записываются только до последнего целого числа.

Чистая

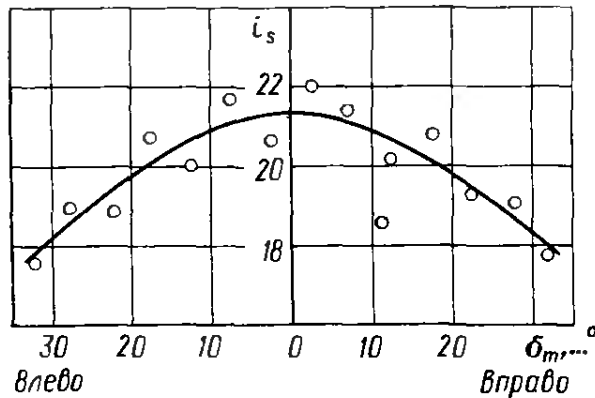


Рис. 4.16. Изменение общего передаточного числа рулевого управления i_s в зависимости от среднего угла поворота колес δ_m у автомобиля «Рено-14» (см. табл. 20). Для поворота колес от упора до упора здесь необходимо 3,9 оборота рулевого колеса, из них 2 оборота (710°) для поворота колес влево и 1,9 оборота (681°) — вправо

димые непосредственно на автомобиле. Для измерений передние колеса устанавливаются на поворачивающиеся в шарикоподшипниках поворотные круги. В автомобиль укладывается груз, соответствующий массе тел водителя и двух пассажиров по 68 кг каждый, что позволяет получить расчетное состояние автомобиля. Круги имеют градуировку в градусах и нониус для визуального считывания угловых минут. На рулевом колесе закрепляется диск со шкалой 360° ; он должен иметь возможно больший диаметр, чтобы получить максимально возможную точность при считывании угла поворота рулевого колеса с помощью неподвижной стрелки. Чтобы исключить влияние свободного хода рулевого колеса и различных податливостей, оба колеса в процессе их поворота нагружают направленным в сторону, противоположную повороту, моментом, значение которого не изменяется (например, $M_S = 10$ Н·м). При измерениях колесо поворачивается от упора до упора сначала в одну сторону, затем в другую. Для упрощения измерений и последующих расчетов целесообразно оба колеса отдельно друг от друга устанавливать на определенный легко считываемый угол и затем уточнять разность углов поворота колес $\Delta\delta = \delta_i - \delta_a$, поворачивая рулевое колесо на угол δ_H . Результаты измерений вносятся в специальный формуляр (табл. 19).

Сначала колеса поворачивают так, чтобы наружное из них было повернуто до наибольшего еще хорошо считываемого значения δ_a (например, для автомобиля «Рено-14» этот угол равен 35° ; см. табл. 20) и записывают угол поворота рулевого колеса δ_{Ha} . Затем незначительно поворачивают колеса в обратную сторону до достижения внутренним из них угла $\delta_i = 35^\circ$. Эту процедуру повторяют для $\delta_a = 30^\circ$, $\delta_i = 30^\circ$ и т. д. до поворота наружного колеса на угол $\delta_{a \max}$ с другой стороны.

По окончании измерений по данным четырех столбцов формуляра для углов поворота рулевого колеса для каждого угла поворота колес рассчитывается средний угол поворота рулевого колеса $\delta_{Hh} = (\delta_{Hi} + \delta_{Ha} + \delta_{Hi} + \delta_{Ha})/4$. Разности отдельных значений δ_{Hh} дают разности углов поворота рулевого колеса $\Delta\delta_{Hh}$, по которым рассчитываются кинематические передаточные числа $i_s = \Delta\delta_{Hh}/\Delta\delta_{HS}$. Поскольку каждый раз оба колеса поворачиваются на $\Delta\delta_{HS} = 5^\circ$, середина каждого углового сектора между колесами приходится на $\delta_m = 2,5; 7,5; 12,5^\circ$ и т. д., как это можно

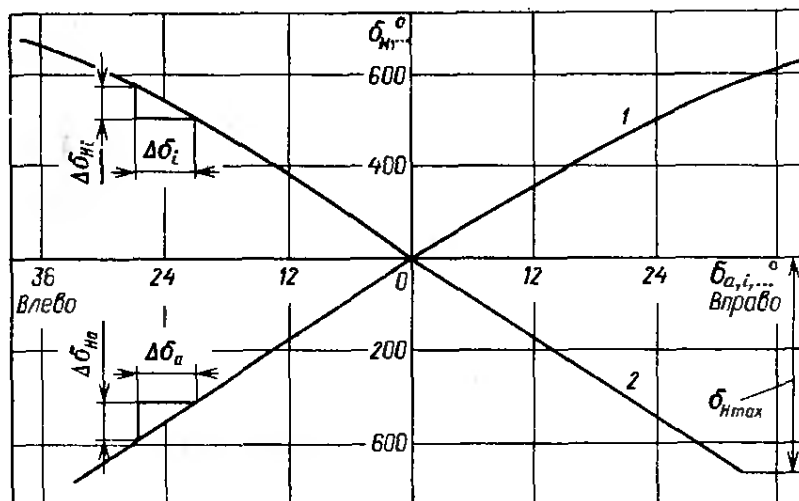


Рис. 4.17. Изменение угла поворота рулевого колеса δ_H от угла поворота левого (1) и правого (2) колес $\delta_{a,i}$. Построение треугольников на касательных к кривым или расчет разностей углов δ_H при различных $\delta_{a,i}$ позволяет найти передаточное число i_S при соответствующих углах поворота колес: δ_H — максимальный угол поворота рулевого колеса влево

видеть в табл. 19 и 20. В табл. 20, кроме того, приведены результаты измерений углов развала колес и продольного наклона шкворневых осей у автомобиля «Рено-14».

Изменение общего передаточного числа i_S при изменении угла поворота колес для большей наглядности удобно представить в виде графика в функции среднего угла поворота колес δ_m в левую и в правую стороны. На рис. 4.16 показан такой график, построенный по результатам измерений автомобиля «Рено-14», приведенным в табл. 20. Разброс точек измерений, хорошо видный на графике, объясняется дискретностью исследованных углов поворота колес. Кроме того, несмотря на небольшой момент, противодействующий их повороту, податливость рулевого управления все же оказывает определенное влияние. Этот разброс позволяет определить передаточное число лишь приближенно. Более точный график можно получить с помощью графопостроителя, вычерчивающего кривую зависимости угла поворота рулевого колеса δ_H в зависимости от угла поворота колеса $\delta_{a,i}$. При этом отдельно вычерчиваются кривые для правого и левого колес, однако в этом случае необходим испытательный стенд, описанный в п. 4.3.1. Он позволяет равномерно поворачивать колеса, а не рулевое колесо, от упора до упора в ту и другую стороны. Автомобиль нагружается до расчетного состояния и крепится задним мостом. На рис. 4.17 приведены полученные таким образом кривые для обоих колес автомобиля «Рено-14». На кривых показаны треугольники, необходимые для графической оценки передаточного числа i_S при каких-либо углах поворота колес. Показанные на рисунке треугольники для среднего угла поворота колес $\delta_m = 24^\circ$ дают $i_S = 19,6$ (см. рис. 4.5).

4.3. ПОДАТЛИВОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Устойчивость движения и быстродействие рулевого управления кроме жесткости этого управления зависят также от податливости крепления рулевого механизма, вала рулевого колеса, а также опор передней подвески под воздействием сил, действующих в боковых тягах. Величину этих сил определяет длина рычагов рулевой трапеции: чем короче эти рычаги, тем силы больше. Как видно из табл. 10, 14—16 и рис. 4.8, момент на рулевом колесе M_H составляет от 5 до 40 Н·м, силы в боковых тягах F_T могут быть равны от 100 до 1400 Н. При наезде на бордюрный камень они могут возрасти даже до 9 кН. Но с увеличением сил в боковых тягах возрастает податливость всех элементов рулевого управления, что влечет за собой повышение его передаточного числа. В результате устойчивость движения и быстродействие рулевого управления могут ухудшиться. Следовательно, измерения кинематического передаточного числа i_s , проводимые на поворотных кругах при малом противодействующем моменте или вообще при его отсутствии, недостаточны для выводов об управляемости автомобиля.

4.3.1. Измерение характеристик рулевого управления легковых автомобилей

Самый известный метод измерения передаточного числа рулевого управления предусматривает приложение момента к измерительному рулевому колесу, в то время как колеса, находящиеся в нейтральном положении, жестко связаны с полом. Недостатком является то, что здесь исключены изменение развала колес (или заменяющего их устройства), а также боковая и продольная податливости упругих сочленений рычагов. Поэтому в Лаборатории по исследованию ходовой части Кельнского специального высшего учебного заведения был разработан специальный стенд для измерений характеристик рулевого управления. Он состоит из двух имитаторов колес, которые допускают получение любых встречающихся на практике глубин запрессовки e дискового колеса и могут устанавливаться в соответствии с величиной требуемого динамического радиуса колеса r_{dyn} . Оба имитатора могут поворачиваться только вокруг оси X , благодаря чему возможно не только изменение развала колес под влиянием сил на рулевом колесе, но и его измерение.

Имитаторы колес закреплены на промежуточных элементах, установленных на игольчатых роликоподшипниках и подвижных в боковом и продольном направлениях. Передача на два рычага, расположенных на 0,6 м ниже, осуществляется двумя валами с шарнирами равных угловых скоростей. Эти рычаги, имеющие специальную подвеску, направлены к центру автомобиля и расходятся так, что позволяют фиксировать моменты на обоих коле-

сах, имеющие одинаковые знаки и величину. Благодаря этому при заблокированном рулевом колесе можно «снизу», т. е. через колеса, измерять момент, требуемый для оценки податливости. При связи этих рычагов рулевое управление можно нагружать «сверху», т. е. через рулевое колесо. В таких случаях необходима предварительная калибровка всего стенда, чтобы исключить влияние его собственной податливости на результат измерений.

Испытательный стенд оборудован датчиками вращающего момента и угла поворота. Результаты измерений при равномерном повышении сил могут быть выведены на графопостроитель. Благодаря подвижности обоих имитаторов колес в боковом и продольном направлениях можно дополнительно измерять податливости в отдельных сочленениях, а также изменения продольного наклона шкворневых осей и развала колес.

4.3.2. Общая податливость рулевого управления переднеприводных автомобилей

На рис. 4.18 представлены статически измеренные кривые общей податливости рулевого управления автомобилями «Рено-14» и «Фольксваген-поло» (выпуска 1981 г.) с передним поперечным расположением двигателя. Оба они имеют переднюю подвеску Макферсон, рулевой трехзвенник расположен сзади оси. Как и у всех переднеприводных автомобилей, здесь использовано реечное рулевое управление. Как можно видеть на рис. 3.8 и 4.21, у автомобиля «Фольксваген-поло» рулевой механизм расположен относительно высоко: примерно в средней плоскости между верхними опорами и нижними поперечными рычагами. Вследствие этого силы, развивающиеся в боковых тягах в большей степени прогибают штоки поршней амортизационных стоек, что ведет к увеличению доли угла поворота $\Delta\delta_{HR}$ рулевого колеса, обусловленной податливостью, у этого автомобиля по сравнению с «Рено-14», у которого рулевой механизм расположен намного ниже.

Для получения четкого гистерезиса к рулевому колесу прикладывается максимальный момент сопротивления при повороте колес вначале в одном направлении, затем в другом (рис. 4.19). В зависимости от размеров автомобиля момент на рулевом колесе может достигать $M_H = 70$ Н·м; при диаметре рулевого колеса 360 мм это соответствует усилию на нем $F_H = 389$ Н.

При другом методе измерений производятся качания рулевого колеса, т. е. приложение к нему знакопеременного момента. При этом вначале он нагружается небольшим моментом (например, 2 Н·м) в одном направлении, после этого еще большим, чем в первом, и т. д. до возрастания момента до $M_H = 15$ Н·м. В этом случае гистерезис не образуется, зависимость M_H от $\Delta\delta_{HR}$ имеет вид прямой (рис. 4.20). По сравнению с измерениями в статических условиях (см. рис. 4.18), податливость рулевого управления в ко-

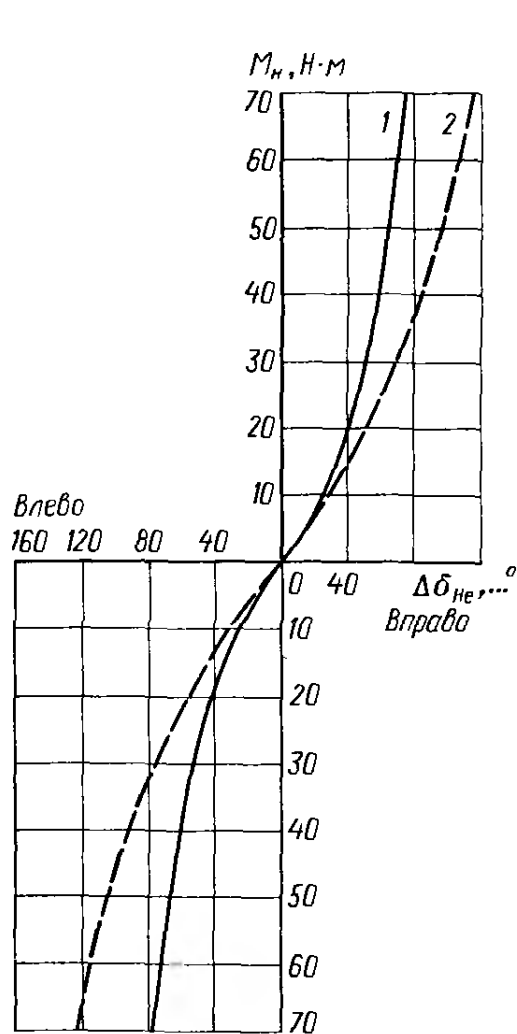


Рис. 4.18. Изменение момента на рулевом колесе M_H у автомобилей «Рено-14» (1) и «Фольксваген-поло» (2) в зависимости от доли угла поворота рулевого колеса $\Delta\delta_{He}$ вследствие податливости

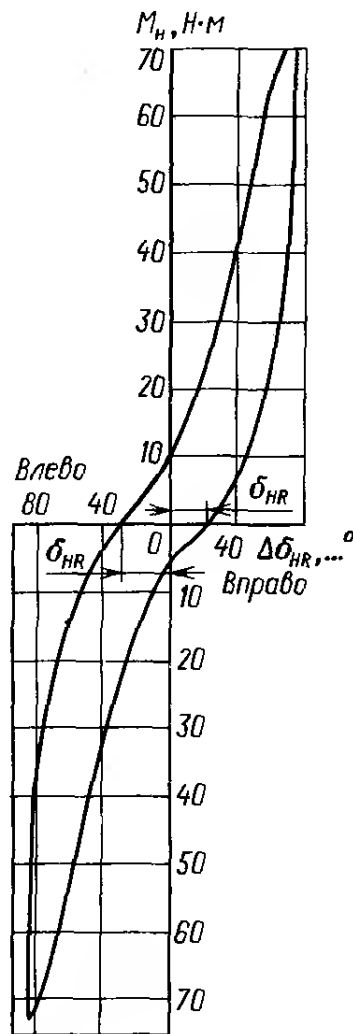


Рис. 4.19. Гистерезисная кривая изменения момента на рулевом колесе M_H автомобиля «Рено-14» в зависимости от остаточного угла поворота этого колеса $\Delta\delta_{HR}$. При повороте колеса влево этот угол равен 30° , вправо — 20° , т. е. средний остаточный угол поворота рулевого колеса составляет 25°

торых для «Рено-14» составила $2^\circ 50'$ и «Поло» — $3^\circ 20'$ на 1 Н·м момента на рулевом колесе, эти значения при измерении в динамических условиях равны соответственно $1^\circ 30'$ и 2° .

4.3.3. Податливость поворотных цапф

Несколько бóльшая податливость рулевого управления у автомобиля «Фольксваген-поло» по сравнению с «Рено-14» частично объясняется более высоким расположением рулевого механизма и направлением назад рычагов рулевой трапеции, которые приварены к внешним трубам амортизационных стоек, у первого (рис. 4.21; см. также рис. 3.8). Силы, действующие в рулевом управлении автомобиля «Поло» при повороте его вправо, показаны на рис. 4.22. Опоры нагружены при этом силами F_T , развивающимися в боковых тягах. Эти же силы через направляющие

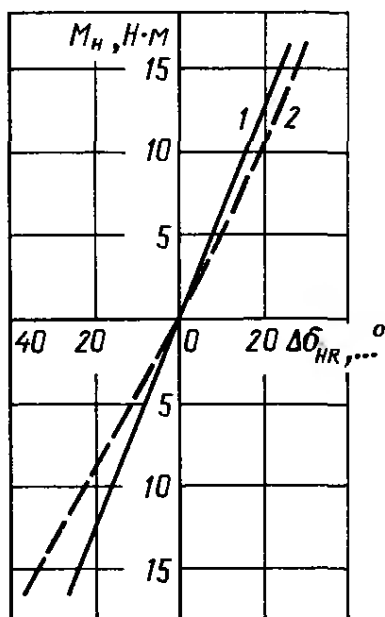


Рис. 4.20. Изменение момента на рулевом колесе M_H автомобилей «Рено-14» (1) и «Фольксваген-поло» (2) в зависимости от остаточного угла поворота этого колеса $\Delta\delta_{HR}$ при знакопеременном характере приложения M_H . Сравнение этих кривых с кривыми рис. 4.18 показывает, что податливость рулевого управления проявляется меньше при его динамической нагрузке, чем при статической

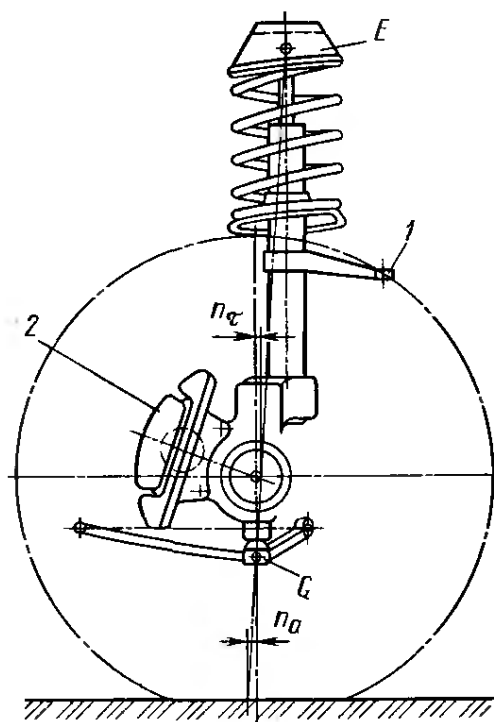


Рис. 4.21. Передняя подвеска Макферсон автомобилей «Поло» и «Дерби» фирмы «Фольксваген». Рычаг 1 рулевой трапеции расположен относительно высоко, поэтому силы, развиваемые в поперечном рычаге, должны восприниматься опорой E и нижним направляющим шарниром G . Опора тормозной скобы 2 расположена впереди по направлению движения

шарниры G нагружают нижние поперечные рычаги. Штоки поршней амортизационных стоек прогибаются незначительно, при этом наружное колесо отжимается в сторону положительного развала, внутреннее — в сторону отрицательного (рис. 4.23). В результате колеса дополнительно наклоняются в направлении, в котором их уже стремятся наклонить боковые силы при движении на повороте F_{Sa} и F_{Si} (на рис. 4.22 показанные штриховыми линиями).

Рассмотрим противоположный случай. У автомобилей «Ауди-100 С» и «Фольксваген-пассат С» рычаги рулевой трапеции направлены вперед. При этом не имеет значения, расположен ли рулевой механизм впереди или сзади передней оси. Составляющая F_{Ty} силы, действующей в боковой тяге, уменьшает положительный развал наружного колеса (рис. 4.24) и отрицательный — внутреннего. Вследствие положения боковых тяг под углом, как это видно на рис. 3.26 и 6.14, вторая составляющая F_{Tx} дополнительно противодействует тяговому усилию F_a , повышающемуся при движении на повороте. Если эти тяги идут в другом направлении (см. рис. 4.2.9), силы F_{Tx} и F_a складываются и опоры рычагов испытывают более высокую нагрузку в продольном направлении.

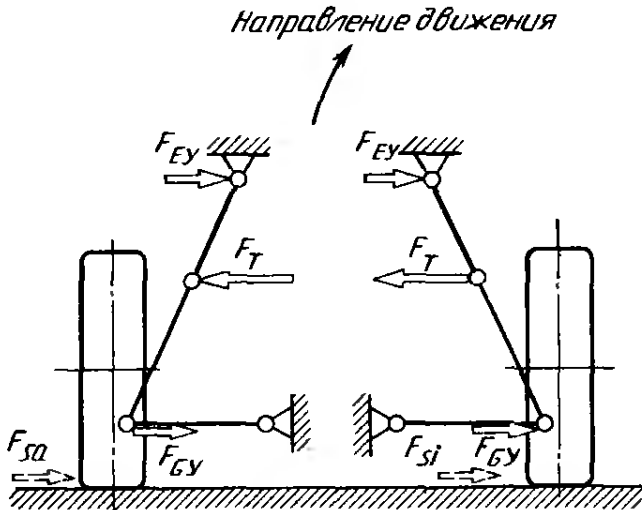


Рис. 4.22. У автомобиля «Фольксваген-поло» рулевой привод расположен за передней осью и относительно высоко. Силы F_T , действующие в боковых тягах, и боковые силы при движении на повороте F_{Sa} и F_{Si} стремятся наклонить наружное колесо в сторону положительного развала, внутреннее — отрицательного

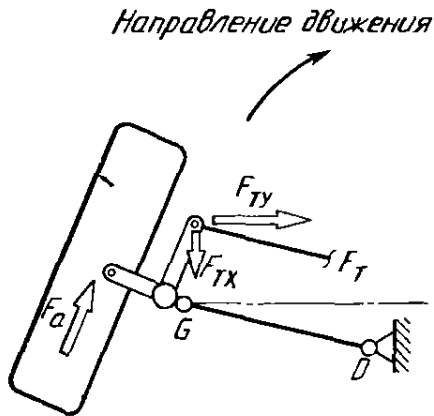


Рис. 4.24. Если рычаги рулевой трапеции закреплены относительно высоко на внешних трубах амортизационных стоек, то составляющая F_{Ty} стремится наклонить наружное колесо в сторону отрицательного развала (внутреннее — в сторону положительного). При расположении боковых тяг под углом вторая составляющая F_{Tx} противодействует продольной силе F_a наружного колеса и усиливает воздействие этой силы внутреннего колеса. Звено $G-D$ соответствует нижнему поперечному рычагу

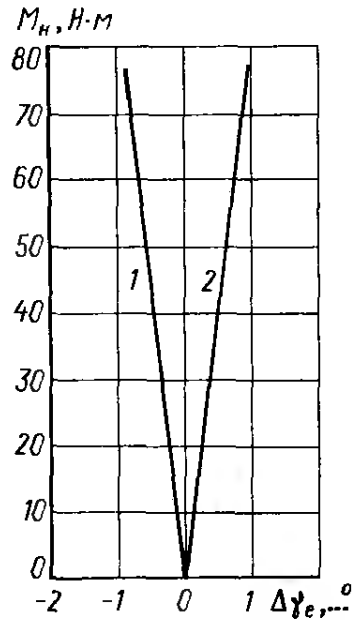


Рис. 4.23. Зависимость момента на рулевом колесе M_H и доли угла развала колес вследствие податливости $\Delta\gamma_e$. Относительно высокое расположение точек приложения сил, действующих в боковых тягах, обуславливает прогиб штоков цилиндров амортизационных стоек. Вследствие этого наружное колесо (1) отжимается в сторону положительного развала, внутреннее (2) — в сторону отрицательного

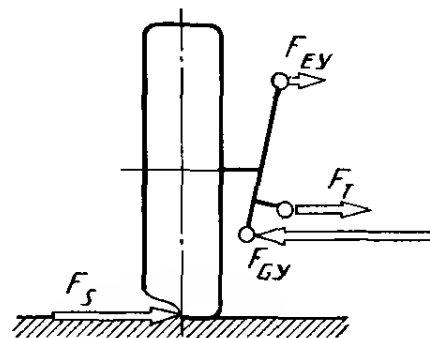


Рис. 4.25. При низком переднем расположении рулевой трапеции боковые силы F_S , развиваемые при движении на повороте, и силы F_T , действующие в боковых тягах обоих колес, направлены в одну сторону. При этом увеличиваются силы реакции F_{Gy} в нижних шарнирах, в результате чего повышаются нагрузки на штоки поршней амортизационных стоек и опоры рычагов, прогиб которых возрастает. Для наружного колеса еще более увеличивать положительный развал было бы нецелесообразно, это касается и отрицательного развала внутреннего колеса

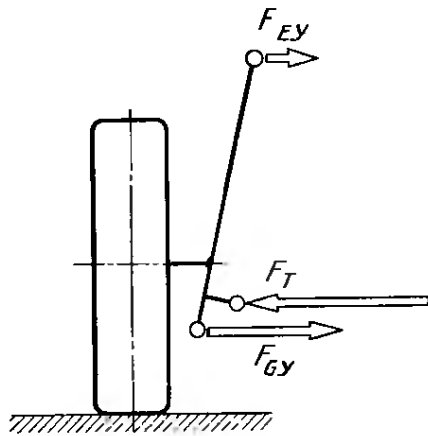


Рис. 4.26. При расположении рулевого управления низко и позади оси, как у автомобиля «Рено-14», сила F_T , действующая в боковой тяге, отжимает наружное колесо преимущественно в сторону отрицательного развала (внутреннее колесо — в сторону положительного)

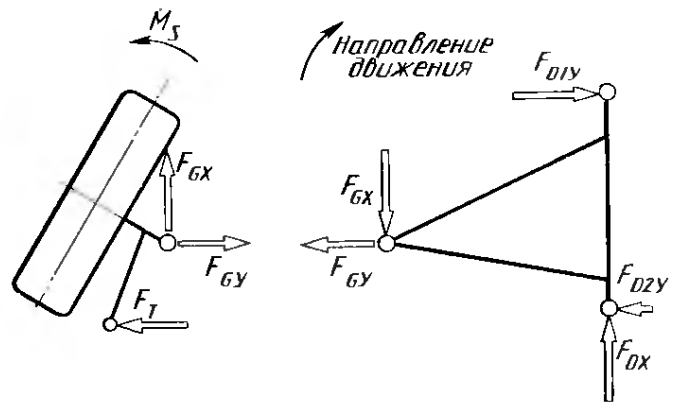


Рис. 4.27. Поперечный рычаг, расположенный вблизи боковой тяги, должен воспринимать основную часть силы F_T , действующей в ней, и силы реакции, вызванные моментом на рулевом колесе M_S . Опоры этого рычага должны быть возможно более жесткими. Здесь не показаны боковая сила F_{Sa} , действующая в точке контакта колеса с дорогой и дополнительно нагружающая рычаг, а также тяговая сила F_a (в случае переднеприводного автомобиля) и вызванная сопротивлением качения сила F_R

Такие же преимущества подвеске на двойных поперечных рычагах придает расположение рулевого механизма впереди оси на высоте верхних рычагов (см. рис. 3.55). При движении на повороте одна из боковых тяг оттягивает внутреннее колесо внутрь (отрицательный развал), другая отжимает колесо наружу (положительный развал). Точно противоположным этому является случай заднего расположения рулевой трапеции. Опоры верхних

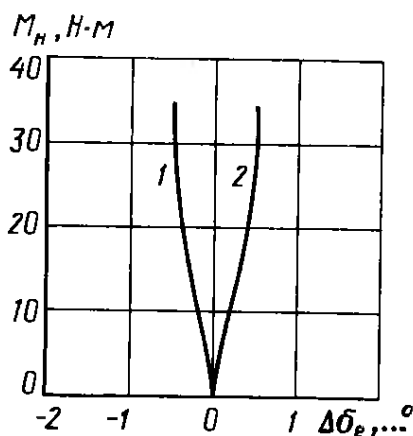


Рис. 4.28. Зависимость момента на рулевом колесе M_H и доли угла развала колес $\Delta\delta_e$ вследствие податливости у автомобиля «БМВ-323и». Боковые тяги расположены низко и направлены назад. При движении на повороте они отжимают наружное колесо (1) преимущественно в направлении отрицательного развала, внутреннее (2) — в направлении положительного

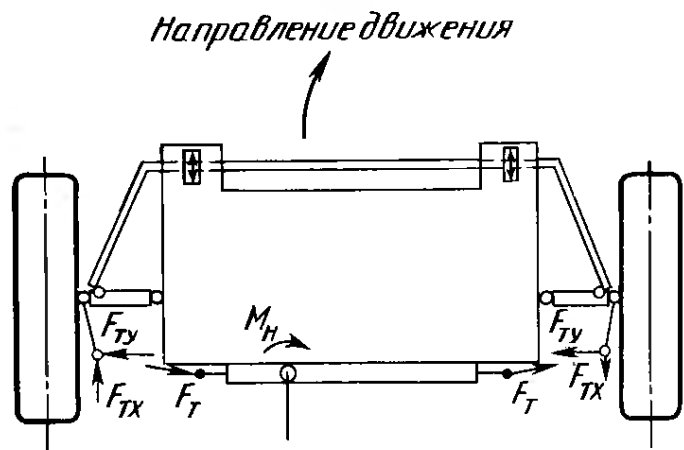


Рис. 4.29. У автомобиля «Рено-14» боковые тяги расположены низко и сзади передней оси под большим углом к ней на виде сверху. При движении на повороте наружное (левое) колесо отжимается вперед, внутреннее (правое) — назад

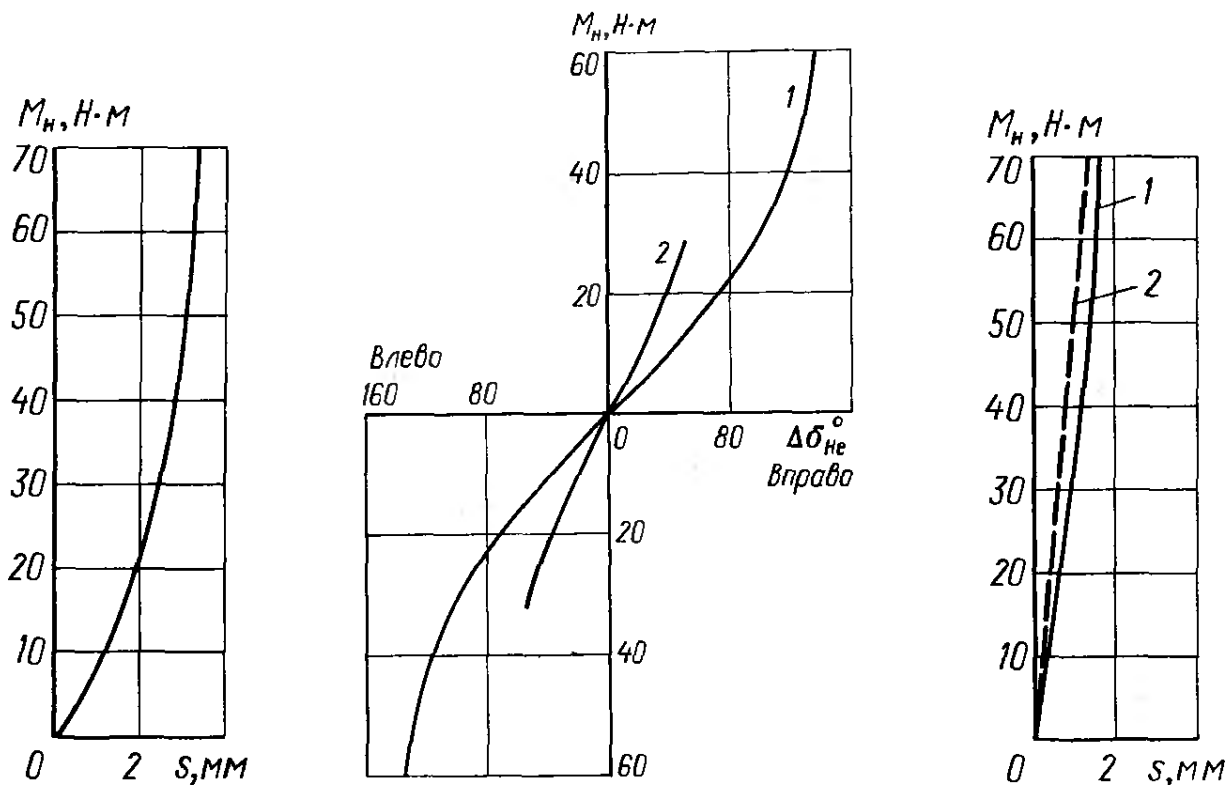


Рис. 4.30. Изменение отклонения s нижних направляющих шарниров на автомобиле «Рено-14» в зависимости от момента на рулевом колесе M_H . Эта податливость в продольном направлении вряд ли заметно сказывается на податливости всего рулевого управления, но может способствовать более сильному проявлению жесткости радиальных шин при движении на повороте

Рис. 4.31. Изменение доли угла поворота рулевого колеса $\Delta\delta_{He}$ вследствие податливости в зависимости от момента на рулевом колесе M_H у автомобилей «Опель-рекорд Е» (1) и «БМВ-323и» (2). Передаточное число рулевого управления у первого из них составляет $i_{s_0} = 20,6$, у второго — $i_{s_0} = 21$

Рис. 4.32. Изменение отклонения s левой поворотной цапфы в боковом направлении (1) и резиновой опоры продольной тяги в продольном направлении (2) у автомобиля «Опель-рекорд Е» в зависимости от момента на рулевом колесе M_H . При $M_H = 70$ Н·м поворотная цапфа отклоняется на 1,6 мм, резиновая опора — на 1,3 мм

рычагов здесь должны воспринимать действующие в боковых тягах силы, причем прогиб этих рычагов может привести к неблагоприятному изменению развала колес. Если — независимо от вида подвески — низкорасположенные рычаги рулевой трапеции направлены вперед (см. рис. 3.18 и 3.94), то основная часть сил, раздвигающихся в боковых тягах, приходится на нижние рычаги. Боковой прогиб этих рычагов влечет за собой наклон наружного колеса в сторону положительного, внутреннего — в сторону отрицательного развала (рис. 4.25).

Иное дело, если рулевой трех- или четырехзвенник расположен хотя и высоко, но за передней осью (см. рис. 3.15, 3.19, 3.43, 3.49 и 3.122). В этом случае усилия в боковых тягах улучшают развал обоих колес при движении на повороте (рис. 4.26—4.28).

Если в горизонтальной проекции боковые тяги расположены под углом, как это хорошо видно на рис. 6.9 и 6.13, то вследствие

влияния момента на рулевом колесе с обеих сторон появляются продольные составляющие F_{T_x} сил, действующих в этих тягах (рис. 4.29). Эти составляющие должны восприниматься стабилизатором или продольными штангами. Однако узлы крепления этих элементов спереди или сзади должны обладать определенной податливостью для компенсации жесткости качения радиальных шин [5]. Вследствие этого может появиться повышенная податливость рулевого управления, если силы F_{T_x} имеют заметное значение. Рис. 4.30 дает представление о значениях отклонений нижних направляющих шарниров в продольном направлении под воздействием момента на рулевом колесе.

Все сказанное выше с помощью рис. 4.25—4.30 в отношении податливости рулевого управления справедливо и для подвески на двойных поперечных рычагах.

4.3.4. Податливость всего рулевого управления легковых автомобилей классической компоновки

На рис. 4.31 показано изменение средней доли угла поворота рулевого колеса вследствие податливости, измеренное у автомобилей «Опель-рекорд Е» и «БМВ-323и», выпуск которых был начат в 1981 г. Рулевой механизм у обоих автомобилей расположен сзади передней оси. «Опель-рекорд Е» оборудован рулевым механизмом с винтовой передачей и зубчатой парой, «БМВ-323и» имеет реечный рулевой механизм. На рисунке хорошо видно, что податливость рулевого управления автомобиля «БМВ-323и», которое относится к типу I (см. п. 3.1.4), меньше.

Рулевой механизм с вращательным движением на выходе обычно устанавливается на одной из двух продольных балок, которые идут вперед от передней стенки кузова и к которым крепятся передняя подвеска и двигатель. Исследование нескольких автомобилей классической компоновки показало, что балка, на которой установлен рулевой механизм, может скручиваться под воздействием сил, действующих в боковых тягах, и повышать общую податливость рулевого управления. У автомобиля «Опель-рекорд Е» угол закручивания этой балки относительно ее нейтрального положения при статической нагрузке на 1 Н·м момента на рулевом колесе составил 4° , при знакопеременной — $2^\circ 25'$. У автомобиля «БМВ-323и» при статической нагрузке он был равен $2^\circ 25'$. При повышенной нагрузке этот угол быстрее увеличивается у автомобиля фирмы «Опель».

Дополнительные исследования этого автомобиля выявили у него повышенную креновую поворачиваемость передней оси при разноименном ходе колес (см. рис. 3.16). Вероятно, комбинация недостаточной поворачиваемости, обусловленной кинематикой, и сознательно допускаемой податливости рулевого управления является причиной его гармоничности. Как видно на рис. 3.48, боковые поперечные тяги параллельны передней оси при виде

сверху. Но, несмотря на это, при исследованиях были обнаружены отклонения нижних поперечных рычагов. При повороте колес вправо левый из этих рычагов смещался вперед максимум на 1,3 мм в точке, в которой продольная тяга крепится к резиновой опоре и которая воспринимает жесткость качения радиальных шин (кривая 2 на рис. 4.32). При повороте влево рычаг смещается на то же расстояние назад.

Силы, действующие в боковом направлении (кривая 1 на рис. 4.32), значительно более высоки по сравнению с продольными силами, развиваемыми боковыми тягами. Несмотря на это, при максимальном моменте на рулевом колесе поворотная цапфа прогибается всего на 1,6 мм. Пластмассовые обечайки направляющего шарнира и внутренняя опора поперечного рычага прогибаются на такую величину.

4.3.5. Угол поворота колеса как функция момента на нем

Приложение момента к рулевому колесу и измерение доли его угла поворота $\Delta\delta_{He}$ вследствие податливости позволяет получить однозначные результаты только при отсутствии усилителя рулевого управления. Если автомобиль оборудован таким усилителем, то более целесообразно закрепить рулевое колесо и раздельно нагружать колеса вращающимися моментами. Испытательный стенд, описанный в п. 4.3.1, при заблокированном рулевом колесе позволяет нагружать оба колеса одного моста моментами одинаковой величины и с помощью графопостроителя фиксировать доли угла поворота колес $\Delta\delta_e$, обусловленные податливостью.

На рис. 4.33 приведены результаты соответствующих испытаний автомобиля «Форд-эскорт». Общее передаточное число рулевого управления этого автомобиля равно $i_{S0} = 21,1$ (см. рис. 4.4). При повороте передних колес до упора момент на рулевом колесе в конце этого процесса должен составлять $M_H = 50$ Н·м (см. рис. 4.4 и 4.15). Если потери в рулевом управлении считать пре-

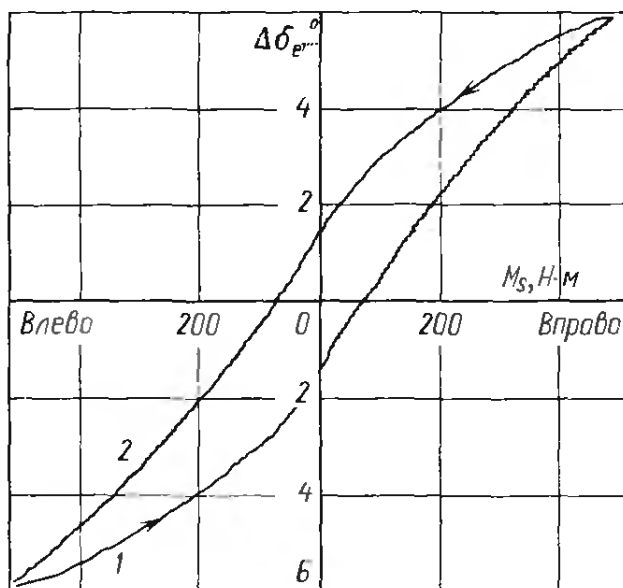


Рис. 4.33. Изменение доли угла поворота $\Delta\delta_e$ левого переднего колеса вследствие податливости у автомобиля «Форд-эскорт» в зависимости от момента M_S , приложенного к этому колесу. При максимальном моменте $M_S = 500$ Н·м эта доля составила 6° . При повороте вправо это соответствует положительному, при повороте влево — отрицательному схождению колес. При испытаниях оба колеса нагружались равномерно:

1 — начало нагрузки; 2 — конец нагрузки

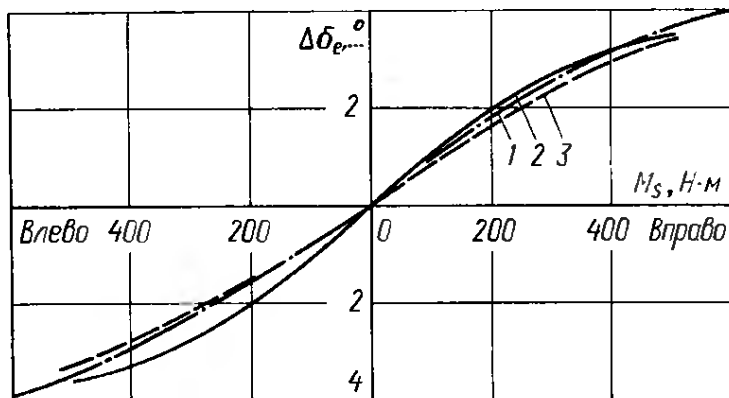


Рис. 4.34. Изменение доли угла поворота $\Delta\delta_e$ левого переднего колеса вследствие податливости у автомобилей «Рено-14» (1), «БМВ-323и» (2) и «Рено-9» (3) в зависимости от момента M_S , приложенного к этому колесу. «БМВ-323и» имеет классическую компоновку, у «Рено-14» и «Рено-9» двигатель расположен спереди перпендикулярно к продольной оси автомобиля. Все автомобили оборудованы реечным рулевым управлением

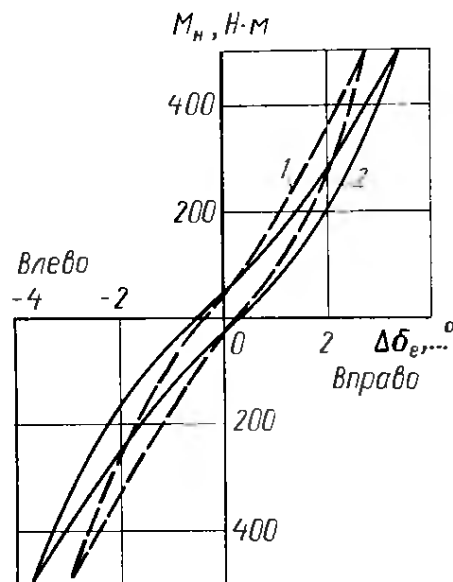


Рис. 4.35. Измененные доли угла поворота $\Delta\delta_e$ левого (1) и правого (2) колес вследствие податливости в зависимости от момента M_S на них (по данным фирмы «Даймлер-Бенц»). Благодаря «дополнительным» (по сравнению с левым колесом) средней тяге и маятниковому рычагу податливость правого колеса больше

небрежимо малыми, то это соответствует поворотному моменту на колесе $M_S = 503$ Н·м. Поэтому измерения проводились до моментов этого порядка величины. Как видно из табл. 14, при движении на повороте усилие на рулевом колесе равно примерно $F_{H1} = 50$ Н, что соответствует моменту $M_H = 10$ Н·м и моменту на каждом колесе $M_S = 100$ Н·м. Полученная измерениями доля угла поворота колеса $\Delta\delta_e$ вследствие податливости у автомобиля «Рено-9» составила $50'$, у «БМВ-323и» — $1^\circ 10'$, у «Рено-14» — $50'$ и у «Форд-эскорт» — $1^\circ 50'$ (рис. 4.34).

Упомянутые выше четыре автомобиля имеют реечное рулевое управление, поэтому доли углов поворота обоих колес вследствие податливости у них равны. Это не наблюдается в случае рулевых механизмов с вращательным движением на выходе. У автомобилей с левосторонним расположением рулевого колеса левое управляемое колесо через боковую тягу связано непосредственно с сошкой рулевого механизма. К правому колесу дополнительно относятся шарниры средней тяги и опоры маятникового рычага, обладающие определенной податливостью. Рис. 4.35 иллюстрирует это различие: при $M_S = 100$ Н·м доля угла поворота $\Delta\delta_e$ на левом колесе составляет около $55'$, на правом — $1^\circ 10'$.

4.3.6. Жесткость рулевого управления

Стандарт ДИН 70000 дает следующее определение: «Жесткость рулевого управления представляет собой жесткость на кручение всех деталей, испытывающих нагрузку при повороте рулевого

колеса или управляемых колес, приведенную соответственно к рулевому колесу или к поворотным цапфам. В определенных диапазонах жесткость рулевого управления может рассматриваться как постоянная».

Как показывают приведенные кривые (см. рис. 4.35), рулевое управление может считаться жестким в определенном диапазоне вблизи нейтрального положения колес. Жесткость рулевого управления измеряется в Н·м/рад или Н·м/градус. Если момент прикладывается к самим колесам, то жесткость обозначается C_S ; при приложении момента к рулевому колесу — C_H .

Ниже указаны жесткости рулевого управления отдельных автомобилей, рассчитанные по кривым приведенных выше рисунков при линеаризации их вблизи начала координат:

«Фольксваген-поло» — $C_H = 0,37$ Н·м/градус (см. рис. 4.18);

«Рено-14» — $C_H = 0,50$ Н·м/градус (см. рис. 4.18), $C_S = 118$ Н·м/градус (рис. 4.34);

«БМВ-323и» — $C_H = 0,46$ Н·м/градус (см. рис. 4.31); $C_S = 87$ Н·м/градус (см. рис. 4.34);

«Опель-рекорд» — $C_H = 0,26$ Н·м/градус (см. рис. 4.31);

«Форд-эскорт» — $C_S = 59$ Н·м/градус (рис. 4.33).

Эти значения соответствуют статической нагрузке. Значения C_H для автомобилей «Фольксваген-поло» и «Рено-14», соответствующие знакопеременной нагрузке, равны соответственно 1,5 и 1,8 Н·м/градус (см. рис. 4.20).

Среднее значение C_S в соответствии с кривыми, полученными фирмой «Даймлер-Бенц» (см. рис. 4.35), составляет 120 Н·м/градус. Умножением указанных выше значений на 57,3 можно получить жесткость рулевого управления в [Н·м/рад]. В последнем случае было бы: $C_S = 6876$ Н·м/рад или $C_S = 6,88$ кН/рад.

4.4. ДИНАМИЧЕСКОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Передачное число, «ощущаемое» непосредственно водителем, является динамическим. Оно складывается из доли $\Delta\delta_{Hh}$ этого числа, обусловленной управлением, и доли $\Delta\delta_{He}$, обусловленной податливостью. Для расчета семейства кривых для обоих колес необходимо задать определенный диапазон их поворота (например, от 0 до 5°, от 0 до 10°, от 0 до 15° и т. д.) и найти его среднее значение (здесь $\Delta\delta_m = 2,5^\circ, 5^\circ, 7,5^\circ$ и т. д.), чтобы можно было рассчитать кинематическое передачное число i_S в этом месте соответствующей кривой (см. рис. 4.4, 4.5 и 4.10). Оно зависит от момента на рулевом колесе M_H , благодаря этому можно рассматривать в каждом случае только одну точку определенной кривой. Динамическое передачное число рассчитывается по формуле

$$i_D = i_S + \Delta\delta_{He}/\Delta\delta_{HS}.$$

В качестве примера рассмотрим автомобиль «Опель-рекорд Е». Рассчитаем i_D при $M_H = 10$ Н·м в диапазоне $\Delta\delta_{HS}$ от 0 до 5°.

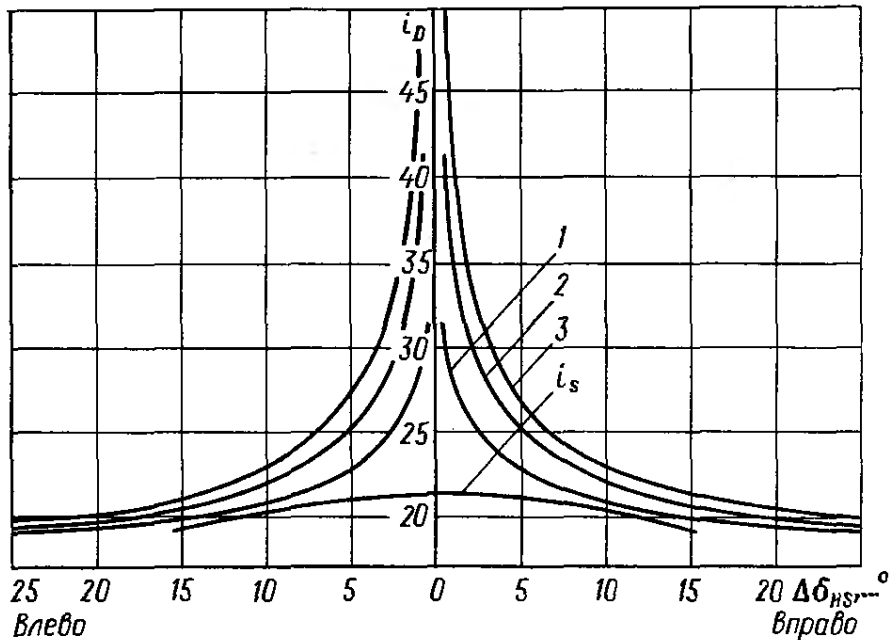


Рис. 4.36. Изменение динамического передаточного числа i_D рулевого управления автомобиля «Рено-14» в зависимости от диапазона углов поворота колес $\Delta\delta_{HS}$ (например, от 0 до 5° , от 0 до 10° , от 0 до 15° и т. д.) и момента на рулевом колесе 5 Н·м (кривая 1), 10 Н·м (кривая 2) и 15 Н·м (кривая 3). На график нанесена также кривая общего передаточного числа i_S (см. рис. 4.5), для которой $\Delta\delta_{HS} = \delta_m$ (по данным Кельнской лаборатории исследований ходовой части)

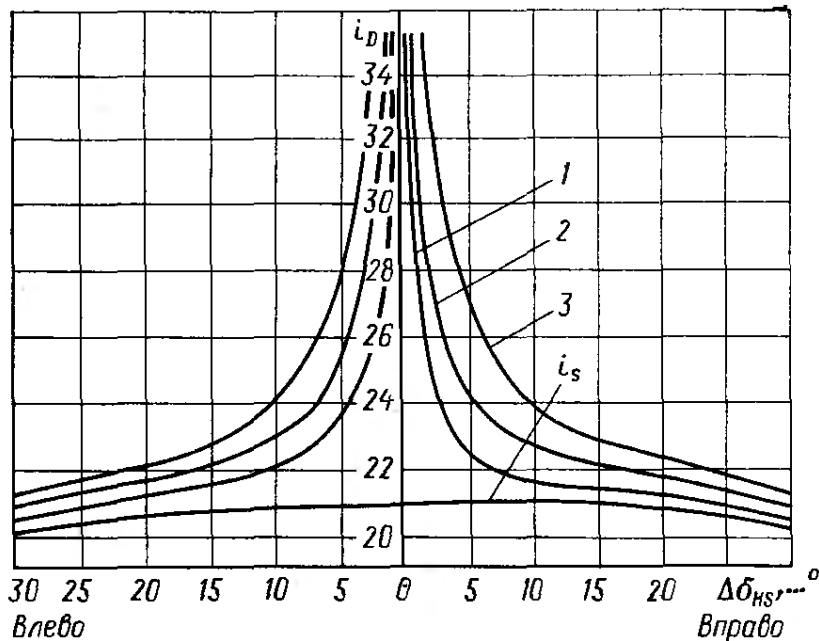


Рис. 4.37. Изменение динамического передаточного числа i_D рулевого управления автомобиля «БМВ-323н» выпуска 1981 г. в зависимости от диапазона углов поворота колес $\Delta\delta_{HS}$ и момента на рулевом колесе 5 Н·м (кривая 1), 10 Н·м (кривая 2) и 15 Н·м (кривая 3). На график нанесена также кривая общего передаточного числа i_S (см. рис. 4.5)

Как видно на рис. 4.12, общее передаточное число рулевого управления этого автомобиля равно $i_S = 20,7$. По кривой рис. 4.31 находим, что доля угла поворота рулевого колеса вследствие податливости равна $\Delta\delta_{He}$, вследствие чего $i_D = 20,7 + 40/5 = 28,7$.

При нанесении этого значения на график оно должно быть отнесено к $\Delta\delta_m = 2,5^\circ$. Чем меньше рассматриваемый диапазон

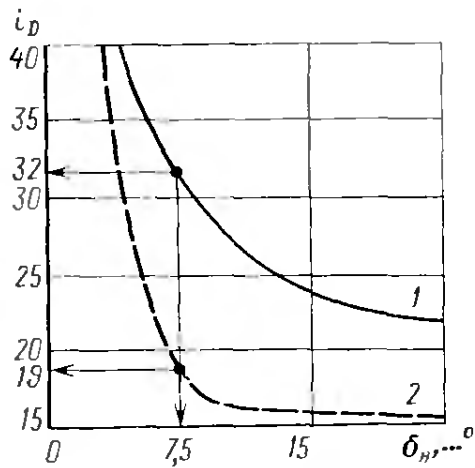


Рис. 4.38. Изменение динамического передаточного числа i_D рулевого управления без усилителя (1) и с усилителем (2) в зависимости от угла поворота рулевого колеса δ_H . Начиная с определенного значения δ_H (здесь — $\pm 7,5^\circ$), у легкового автомобиля с усилителем рулевого управления податливость этого управления менее заметна, чем в случае отсутствия усилителя. Это выражается в уменьшении i_D

углов поворота колес и чем больше M_H , тем больше динамическое передаточное число. Если, например, M_H составляет 20 Н·м, то i_D принимает уже значение 35,3, а если, кроме того, диапазон $\Delta\delta_{HS}$ сузить до $0-2^\circ$, то получим $i_D = 57,2$. При еще большем уменьшении угловых диапазонов i_D стремится к бесконечно большому значению.

На рис. 4.36 показано изменение динамического передаточного числа рулевого управления автомобиля «Рено-14» (оно называется также эффективным интегральным передаточным числом). Чем больше кривые на графике приближаются к вертикальной оси, тем больше значение i_D . Они четко показывают зависимость i_D от момента на рулевом колесе M_H и диапазона угла поворота колес $\Delta\delta_{HS}$. Соответствующее семейство кривых для автомобиля «БМВ-323и» с рулевым управлением без усилителя показано на рис. 4.37.

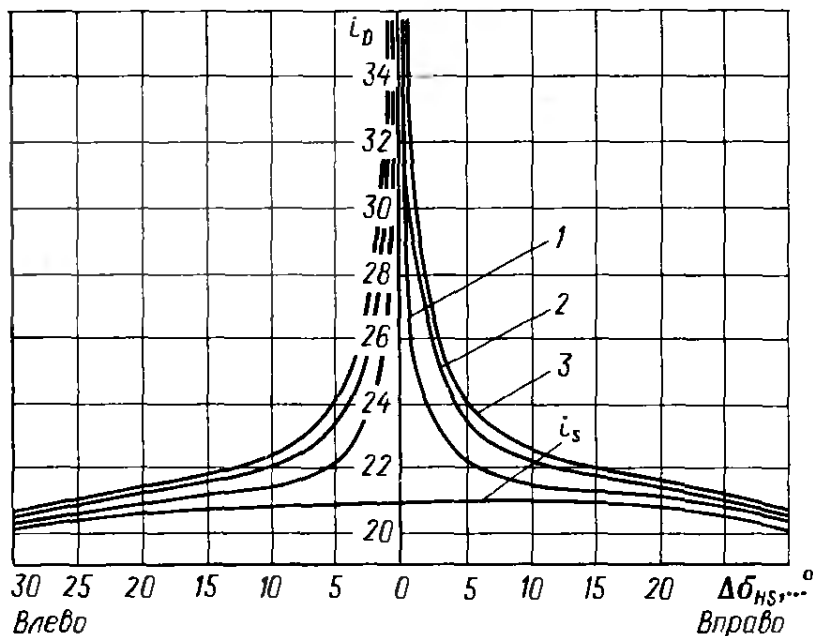


Рис. 4.39. Изменение динамического передаточного числа i_D рулевого управления с усилителем, которым оборудован автомобиль «БМВ-323и» выпуска 1981 г., в зависимости от диапазона углов поворота колес $\Delta\delta_{HS}$ и момента на рулевом колесе 2 Н·м (кривая 1), 5 Н·м (кривая 2) и 8 Н·м (кривая 3). Гидроусилитель, начинающий работу при пуске двигателя, обеспечивает уменьшение усилия на рулевом колесе; кроме того, податливость рулевого управления становится менее заметной. На график нанесена также кривая общего передаточного числа i_S

Если автомобиль оснащен усилителем рулевого управления, то для обеспечения определенных моментов на колесе необходимы значительно меньшие моменты на рулевом колесе. Податливость в рулевом управлении имеет меньшее значение, вследствие чего динамическое передаточное число уменьшается. Это положительно сказывается в виде уменьшения в большинстве случаев кинематического передаточного числа. На рис. 4.38 показаны результаты проведенных фирмой «Даймлер-Бенц» сравнительных испытаний рулевых управлений с усилителем и без него, общие передаточные числа i_{S0} которых при нейтральном положении колес равны соответственно 16,2 и 22. При угле поворота рулевого колеса $\delta_H = 7,5^\circ$ динамическое передаточное число i_D в первом случае составляет 19, во втором 32.

На автомобиле «БМВ-323и», подвергнутом исследованиям в Кёльнском специальном высшем учебном заведении, вначале было установлено нормальное реечное рулевое управление (см. рис. 4.37). Затем после переоборудования его на также серийно выпускаемое рулевое управление с гидроусилителем были проведены дополнительные измерения податливости, что позволило рассчитать динамическое передаточное число (рис. 4.39).

4.5. ОСТАТОЧНЫЙ УГОЛ ПОВОРОТА РУЛЕВОГО КОЛЕСА

Остаточным называется угол, на который передние колеса не возвращаются в нейтральное положение при выходе из поворота вследствие ошибок воздействия стабилизирующего момента. Этот угол имеет малое значение, которое зависит от передаточного числа и податливости рулевого управления, а также от трения в нем. Остаточная разность углов поворота колес $\Delta\delta_R$, измеренная относительно продольной оси автомобиля и умноженная на общее передаточное число i_{S0} рулевого управления, дает остаточный угол поворота рулевого колеса: $\Delta\delta_{HR} = i_{S0} \Delta\delta_R$.

На рис. 4.19 угол δ_{HR} был представлен как результат статических измерений податливости. Но у автомобиля «Рено-14», кривая для которого приведена на этом рисунке, повороту колес оказывалось сопротивление. Таким образом, ширина гистерезиса кривой по горизонтальной оси, т. е. остаточный угол поворота рулевого колеса, позволяет сделать вывод только о трении в рулевом управлении и его остаточной податливости. При повороте влево δ_{HR} составил 30° , при повороте вправо — 20° , т. е. средний остаточный угол равен 25° .

При движении автомобиля на повороте в точках контакта колес с дорогой возникают моменты на них, которые тем больше, чем выше скорость или чем больше коэффициент поперечного сцепления μ_s шин с дорогой [4]. Эти моменты, действующие между дорогой и шинами и дополнительно усиливающиеся за счет соответствующих установочных параметров подвески, стремятся вернуть колеса в нейтральное положение при выходе из поворота.

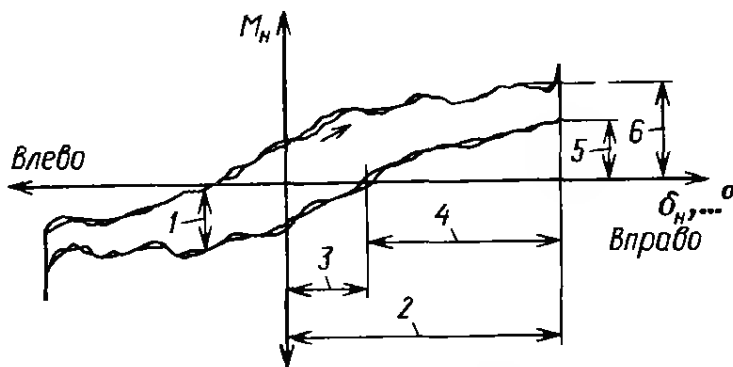


Рис. 4.40. Типичное изменение момента на рулевом колесе M_N в зависимости от угла поворота этого колеса δ_N при движении автомобиля «змейкой»:

- 1 — разность моментов за счет потерь на трение;
- 2 — наибольший угол поворота рулевого колеса;
- 3 — остаточный угол поворота рулевого колеса;
- 4 — область автоматического возврата рулевого управления в нейтральное положение;
- 5 — наибольший момент удержания;
- 6 — наибольший момент на рулевом колесе

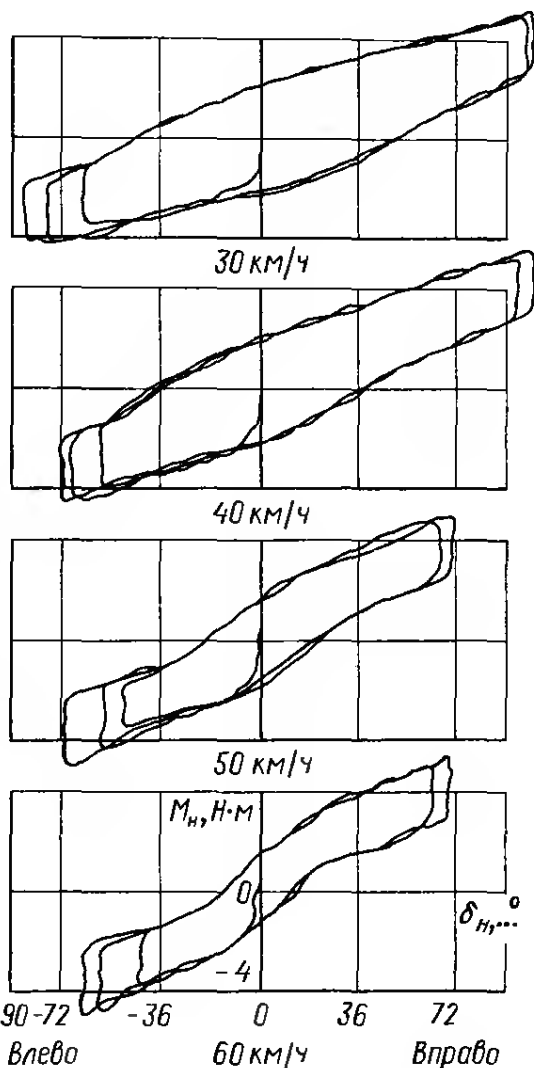
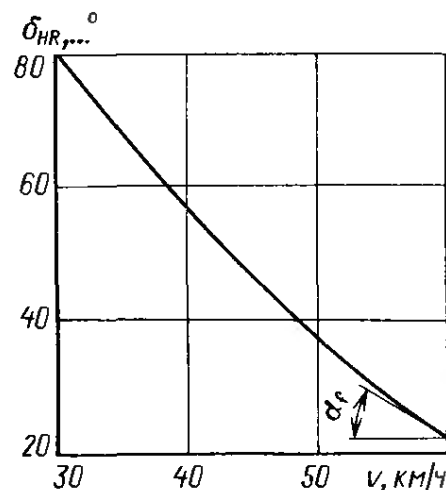


Рис. 4.41. Изменение момента на рулевом колесе M_N в зависимости от угла поворота этого колеса δ_N и скорости движения автомобиля. Хотя этот момент и возрастает при увеличении скорости, остаточный угол $\Delta\delta_{NR}$, определяемый отрезком оси δ_N между точками пересечения ее верхней и нижней кривыми, уменьшается

Чем больше эти моменты, тем быстрее происходит возврат колес в положение прямолинейного движения. Это означает, что величина остаточного угла должна зависеть от скорости движения на повороте, т. е. от μ_s .

Знание этой зависимости позволило фирме «Цаирадфабрик» разработать метод оценки чувствительности рулевого управления. При этом во время езды «змейкой» с увеличивающейся скоростью измеряется момент на рулевом колесе в зависимости от угла поворота этого колеса. На рис. 4.40 показана диаграмма, полученная в результате этих измерений на легковом автомобиле с усилителем рулевого управления. На диаграмме указаны отдельные величины, найденные при ее расшифровке. Серия таких диаграмм на рис. 4.41, полученных при различных скоростях движения, показывает, что при увеличении скорости возврат колес происходит быстрее, в результате чего уменьшается остаточный угол. Как видно из этих диаграмм, для исследованного автомобиля средние остаточные углы δ_{NR} составляют: 45° при скорости 30 км/ч, 36° при 40 км/ч, 19° при 50 км/ч и 14° при 60 км/ч. Мерой трения, влияющего на чувствительность рулевого управления, являются значения остаточного угла при медленном движении автомобиля.

Рис. 4.42. Изменение остаточного угла поворота рулевого колеса δ_{HR} легкового автомобиля с «вязким» рулевым управлением с усилителем в зависимости от скорости v . При максимальной скорости 60 км/ч угол α_f наклона касательной к кривой равен 27°



На рис. 4.42 представлены результаты исследований легкового автомобиля с нагрузкой на переднюю ось $m_b \text{ нагр}$ около 800 кг. Его рулевое управление с усилителем отличалось малой чувствительностью и «вязкостью». Приведенная на графике кривая изменения остаточного угла поворота рулевого колеса в функции скорости автомобиля позволяет сделать дополнительные выводы о качестве рулевого управления, а именно с помощью угла α_f наклона касательной к этой кривой к горизонтали. Чем он меньше, тем меньше момент и усилия на рулевом колесе. И напротив, большой α_f указывает на отрицательный остаточный угол при высоких скоростях движения на повороте, т. е. на большие моменты на рулевом колесе. Это может привести к чрезмерному повышению усилий, действующих на рулевое управление, в случае переднеприводного автомобиля [4] и усилить возврат рулевого колеса.

При отпускании рулевого колеса при движении на повороте возможны раскачивания автомобиля, которые могут привести к развороту передних колес внутрь поворота, влекущему за собой аварийную ситуацию. В 60-х годах, когда стали серийно применяться шины диагональной конструкции, такое поведение было отмечено у некоторых легковых автомобилей. С тех пор используются только радиальные шины и соответствующие проблемы возникают реже.

Для сравнения на рис. 4.43 приведены такие же кривые для пяти легковых автомобилей с усилителем рулевого управления. Нагрузка на переднюю ось лежит в пределах от 720 до 850 кг. В соответствии с характером кривых, полученных измерениями, их рулевое управление было оценено следующим образом: автомобиль 1 — нечувствительное, 2 — удовлетворительное, 3 — хорошее, 4 и 5 — очень хорошее.

У автомобилей с усилителем рулевого управления момент на колесе должен быть более высоким для преодоления трения в гидросистеме при возврате рулевого колеса. На рис. 4.44 представлены результаты исследований фирмой «Цанрадфабрик» одного и того же автомобиля с усилителем и без него. При наличии усилителя возврат рулевого колеса достаточен. На графике хорошо видно уменьшение остаточного угла при увеличении нагрузки автомобиля. Загрузка расположенного сзади багажника снижает нагрузку на переднюю ось. При отсутствии усилителя примерно

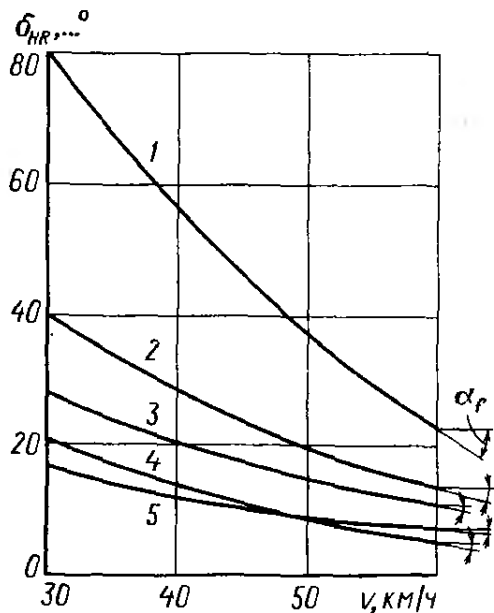


Рис. 4.43. Изменение остаточного угла поворота рулевого колеса δ_{HR} пяти легковых автомобилей в зависимости от средней скорости движения «змейкой»

на 10° меньший остаточный угол, быстрее снижающийся при повышении скорости, означает, что стабилизирующий момент слишком велик для этого рулевого управления. В этом случае кривая 3 пересекает горизонтальную ось при скорости примерно 57 км/ч. Любое ускорение автомобиля выше этого значения при движении «змейкой» или по подобной ей траектории может привести к небезопасному раскачиванию автомобиля.

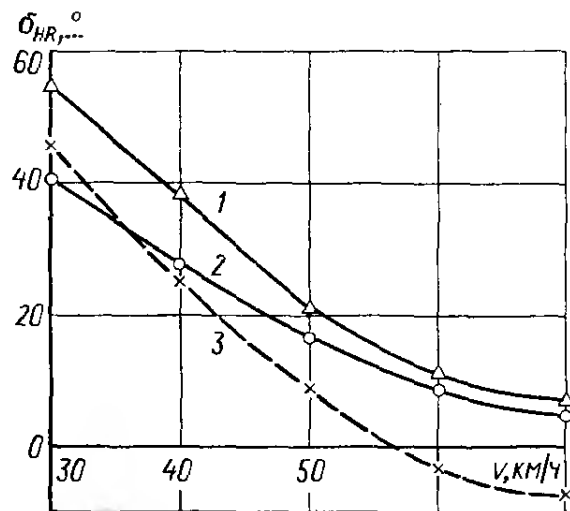


Рис. 4.44. Изменение остаточного угла поворота рулевого колеса δ_{HR} легкового автомобиля при рулевом управлении с усилителем ($i_{S_0} = 20$) и без него ($i_{S_0} = 17$) в зависимости от скорости v . Полная масса автомобиля около 1200 кг, распределение нагрузок по осям 0,56/0,44:

1 — с усилителем, нагрузка 2 чел.; 2 — с усилителем, полная нагрузка; 3 — без усилителя

5. КИНЕМАТИКА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРИ ЗАВИСИМОЙ ПЕРЕДНЕЙ ПОДВЕСКЕ

5.1. РАСЧЕТ РУЛЕВОЙ ТРАПЕЦИИ

5.1.1. Геометрические соотношения

Пример передней зависимой подвески представлен на рис. 5.1. Для уменьшения общего передаточного числа и увеличения дорожного просвета на обеих полуосях предусмотрены колесные редукторы (рис. 5.2). Полуоси закреплены на расположенном сзади дышле и направленных вперед тягах Панара. Поперечная тяга рулевой трапеции почти параллельна полуосям.

При зависимой передней подвеске балка 1 переднего моста, играющая роль его средней части (рис. 5.3), выполнена так, чтобы на ее концах могли быть закреплены шарниры поворотных цапф 2. Оси этих шарниров наклонены к продольной вертикальной плоскости под углом σ_0 и пересекают плоскость дороги на расстоянии r_B от средней плоскости колеса. На цапфах закреплены рычаги 3 рулевой трапеции, фактическая длина каждого из которых равна r . Рычаг 3 расположен под углом λ к продольной плоскости автомобиля. Отрезок $k = r \sin \lambda$ на горизонтальной проекции представляет собой расстояние между осью 4 шарового шарнира и осью поворота колеса (ось шарниров цапфы) по линии, перпендикулярной к последней, т. е. наклоненной

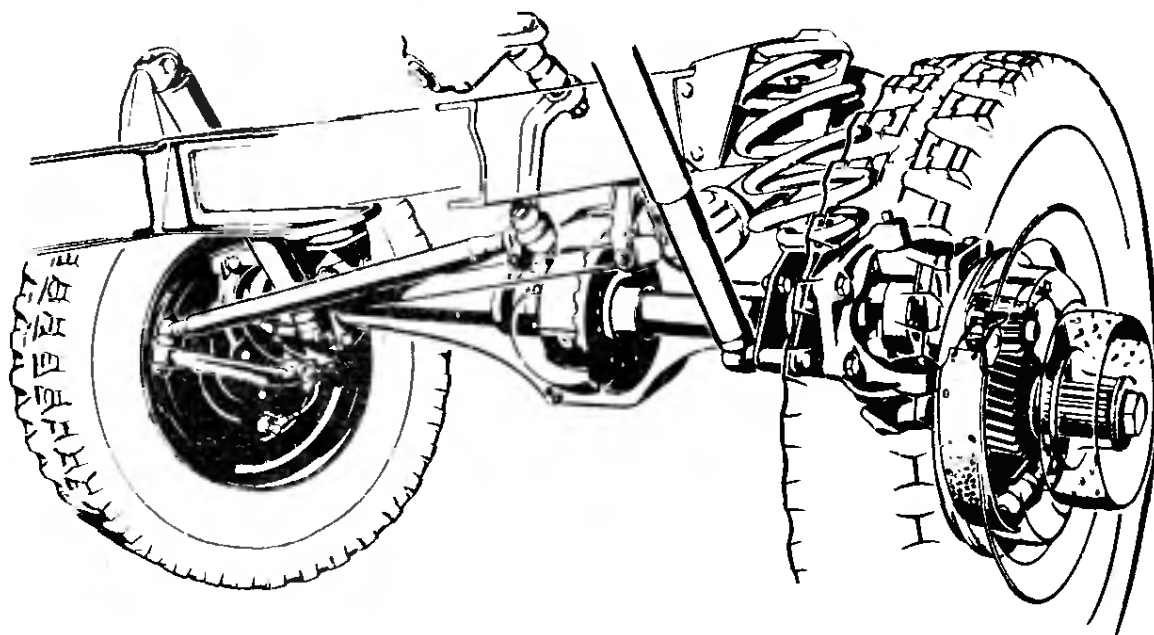


Рис. 5.1. Передняя пружинная зависимая подвеска полноприводного автомобиля «Уннмог С» фирмы «Даймлер-Бенц»

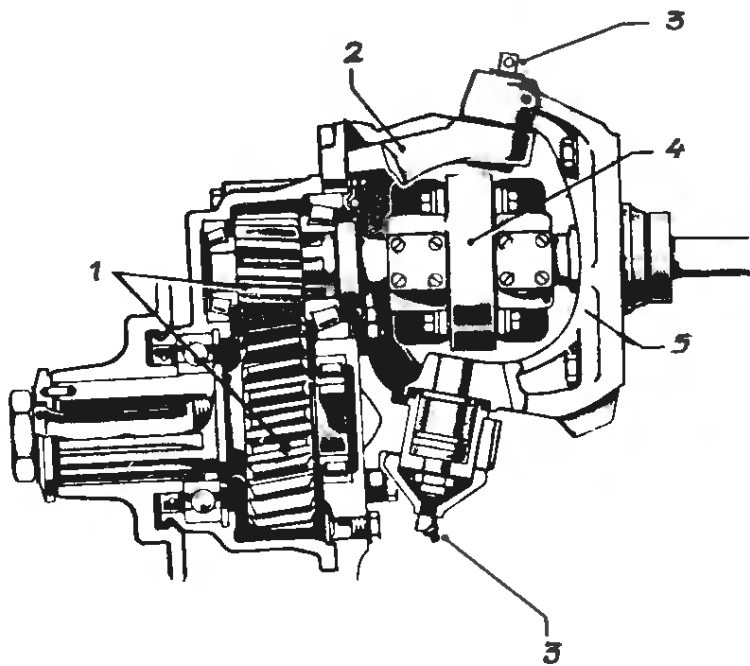


Рис. 5.2. Конструкция колесного редуктора для автомобиля «Унимог С»:

1 — шестерни; 2 — рычаг рулевой трапеции; 3 — шарниры поворотных цапф; 4 — двойной карданный шарнир; 5 — вилка

к горизонтали под углом σ_0 . Это расстояние можно рассчитать по формуле

$$k = r \sin \lambda. \quad (1)$$

5.1.2. Отсутствие продольного наклона шкворневой оси

Показанный на рис. 5.3 отрезок j представляет собой расстояние между осями поворота колес в плоскости дороги, j' — расстояние между этими осями, измеренное между точками их пересечения с перпендикулярами к ним от осей шарниров 4, центры которых расположены на высоте h . Это справедливо, если оси поворота колес расположены вертикально на виде сбоку (рис. 5.4, б). При наклоне этих осей на угол τ_0 в продольной плоскости (рис. 5.4, а) для определения h передняя подвеска должна быть повернута вокруг оси колеса (т. е. на высоте динамического

плеча обкатки r_{dyn}) в вертикальной плоскости на этот угол τ_0 . Если высота h_τ шарнира относительно дороги при наличии продольного наклона

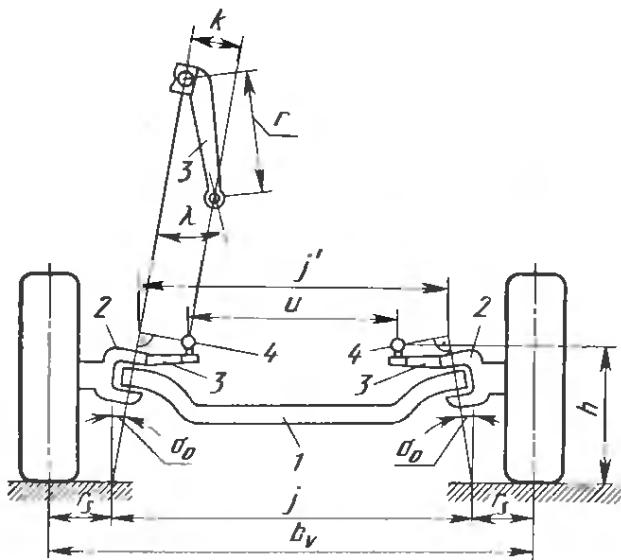


Рис. 5.3. Геометрические параметры, необходимые для расчета рулевой трапеции. На рисунке представлена схема подвески при виде на нее сзади, высота h справедлива при $\tau = 0^\circ$

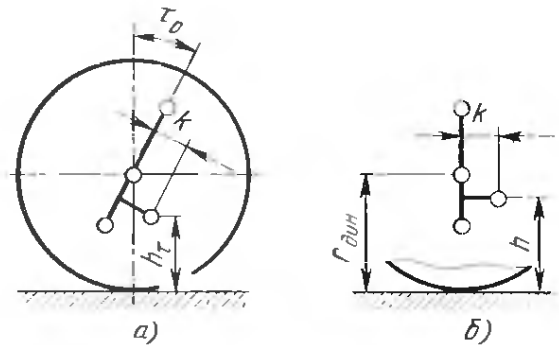


Рис. 5.4. При наличии угла τ_0 продольного наклона шкворневой оси (а) для расчета рулевой трапеции подвеску необходимо повернуть на этот угол вокруг оси колеса на высоте его плеча обкатки r_{dyn} (б)

осей поворота колес τ_0 может быть измерена, то высоту h можно рассчитать следующим образом:

$$h = r_{dyn} \left(1 - \frac{1}{\cos \tau_0} \right) + \frac{h_{\tau}}{\cos \tau_0} + r \cos \lambda \operatorname{tg} \tau_0. \quad (2)$$

При расположении шарниров поперечных тяг примерно на высоте осей колес ($h_{\tau} \cong r_{dyn}$) значение h можно найти по более простой формуле, которая справедлива также и в случаях, когда τ_0 меньше 8° :

$$h = h_{\tau} + r \cos \lambda \operatorname{tg} \tau_0. \quad (3)$$

Необходимый для этого угол λ можно рассчитать по уравнению (7). Определение расстояния j , важного для расчета рулевой трапеции, осуществляется следующим образом (см. рис. 5.3):

$$j = b_0 - 2r_s. \quad (4a)$$

Следовательно,

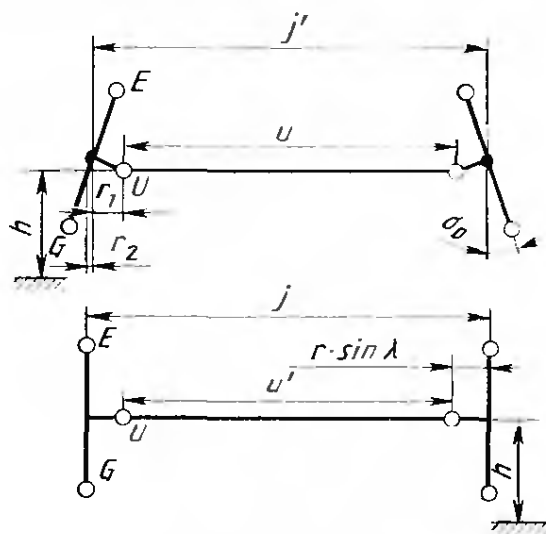
$$j' = j - 2(h + r \sin \lambda \sin \sigma_0) \operatorname{tg} \sigma_0. \quad (4б)$$

В большинстве случаев достаточно упрощенной формы уравнения (4б):

$$j' = b_0 - 2(r_s + h \operatorname{tg} \sigma_0). \quad (4в)$$

5.1.3. Вертикальное расположение шарниров поворотных цапф

В первом приближении примем, что оси шарниров поворотных цапф расположены вертикально также и на виде сзади. Расстояние между ними пусть равно j' (рис. 5.5). Указанные на рисунке отрезки $r \sin \lambda \sin \sigma_0 \operatorname{tg} \sigma_0$ и $r \sin \lambda \sin \sigma_0$ пренебрежимо малы и практически не влияют на взаимосвязь между углами поворота наружного и внутреннего колес. Оба эти отрезка входят в выражение для длины u поперечной тяги, но так как эта длина регулируется, отклонение от ее точного значения вряд ли играет роль.



направление движения

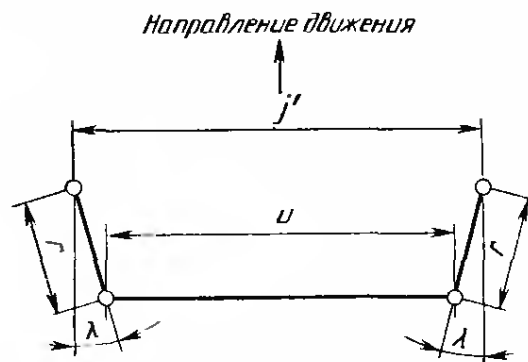


Рис. 5.5. Для упрощенного расчета рулевой трапеции шкворневые оси $E—G$, имеющие наклон в поперечной плоскости (вверху), поворачиваются в вертикальное положение (внизу)

Рис. 5.6. Вид сверху на рулевую трапецию в нейтральном положении

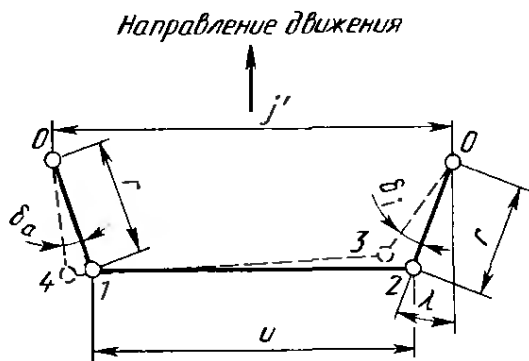


Рис. 5.7. Графическое определение угла поворота наружного колеса δ_a в зависимости от угла поворота внутреннего колеса δ_i при данном угле поворота рычага рулевой трапеции

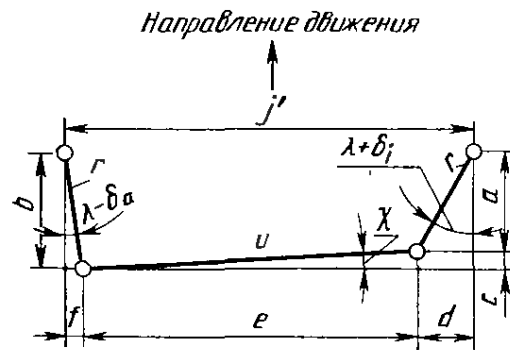


Рис. 5.8. Четырехугольник для расчета зависимости между углами поворота наружного и внутреннего рычагов рулевой трапеции δ_a и δ_i

Кроме того, окончательное значение угла λ_a поворота рычага рулевой трапеции еще не известно. Как видно из рис. 5.6, на котором рулевая трапеция представлена лежащей в одной плоскости, длина u поперечной тяги и угол λ наклона рычага рулевой трапеции связаны простым соотношением:

$$u = j' - 2k = j' - 2r \sin \lambda. \quad (5)$$

Ошибка, обусловленная пренебрежением углом σ_0 (как показано в п. 5.2.5), также мала и едва ли играет заметную роль при измерениях угла поворота наружного колеса δ_a как функции поворота внутреннего колеса δ_i . Необходимо заметить, что весь теоретический анализ проводится при условии полной жесткости системы. Податливость конструктивных элементов сильнее сказывалась бы на результатах расчета, чем упрощения.

Требующееся вначале значение угла поворота рычага рулевой трапеции λ зависит как от базы l автомобиля, так и от колеи передних колес b_0 , точнее — от длин j и j' . Угол λ предлагалось находить с помощью графиков (Аккерман, Форкель, Шлёфке и др.); возможно также его графическое определение с помощью схемы рулевой трапеции (рис. 5.7). Проведем дуги окружностей радиуса r с центрами в точках O , соответствующих вертикально расположенным осям шарниров. (Величина r соответствует длине рычага рулевой трапеции). Фиксируя угол λ , находим точки 1 и 2, а также длину поперечной тяги u . Чтобы найти фактическое значение угла λ , вначале рассмотрим случай поворота колес. Для этого «повернем» внутренний рычаг на максимальный угол $\delta_{i \max}$. С центром в полученной таким образом точке 3 проводим окружность радиуса u , точка пересечения которой с дугой радиуса r из (левой на рисунке) точки O определяет угол поворота наружного рычага δ_a . Угол δ_a должен соответствовать фактическому его значению $\delta_{a \max}$ или заданному значению δ_{Aa} , рассчитанному по уравнению (8). Если это условие не выполняется, то λ необходимо изменять дискретно. С помощью окончательно найденного угла λ теперь можно определить зависимость $\delta_a = f(\delta_i)$ при итеративном

увеличении δ_i , чтобы сравнить результаты расчета с найденными по уравнению (8) значениями этого угла по Аккерману (или с требуемыми фактическими значениями; см. рис. 4.3 и 6.3, а также табл. 21).

Однако значительно проще и точнее расчет угла λ . Для этого необходим лишь четырехугольник (рис. 5.8), который позволяет составить следующие уравнения:

$$\begin{aligned} a &= r \cos (\lambda + \delta_i); & d &= r \sin (\lambda + \delta_i); \\ e &= j' - d - f; & b &= r \cos (\lambda - \delta_a); \\ f &= r \sin (\lambda - \delta_a); & c &= b - a. \end{aligned}$$

Если первые четыре из этих уравнений подставить в последние два, то получим:

$$\begin{aligned} e &= j' - r \sin (\lambda + \delta_i) - r \sin (\lambda - \delta_a); \\ c &= r \cos (\lambda - \delta_a) - r \cos (\lambda + \delta_i). \end{aligned}$$

И наконец, в соответствии с соотношением $u^2 = e^2 + c^2$ найдем:

$$\begin{aligned} u^2 &= [j' - r \sin (\lambda + \delta_i) - r \sin (\lambda - \delta_a)]^2 + \\ &+ [r \cos (\lambda - \delta_a) - r \cos (\lambda + \delta_i)]^2. \end{aligned} \quad (6)$$

Это уравнение справедливо для движения на повороте. Для движения по прямой имеет силу квадратичная зависимость:

$$u^2 = (j' - 2r \sin \lambda)^2. \quad (5)$$

Отсюда можно рассчитать λ , что требует, однако, большого объема вычислительных работ. Пренебрегая углом поворота поперечной тяги κ (см. рис. 5.8), можно отказаться от решаемого уравнения (6). Вытекающее более простое соотношение $u \approx e$ позволяет получить:

$$\begin{aligned} u &\approx j' - (f + d), \\ u &\approx j' - [r \sin (\lambda - \delta_a) + r \sin (\lambda + \delta_i)]. \end{aligned}$$

Решение с помощью уравнения (5) дало бы:

$$\begin{aligned} j' - 2r \sin \lambda &\approx j' - r [\sin (\lambda - \delta_a) + \sin (\lambda + \delta_i)]; \\ 2 \sin \lambda &\approx \sin (\lambda - \delta_a) + \sin (\lambda + \delta_i). \end{aligned}$$

Для приближенного расчета угла поворота рычага рулевой трапеции (λ_1) после некоторых преобразований находим:

$$\operatorname{ctg} \lambda_2 \approx \frac{2 - \cos \delta_i - \cos \delta_a}{\sin \delta_i - \sin \delta_a}. \quad (7)$$

В эту формулу необходимо подставить значения внутреннего δ_i и соответствующего ему внешнего δ_a углов. Если для снижения

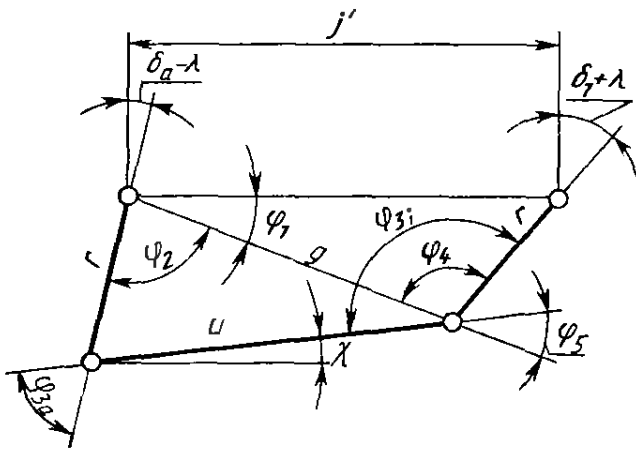


Рис. 5.9. Схема, необходимая для расчета угла δ_a в функции δ_i и определения углов φ_{3a} и φ_{3i}

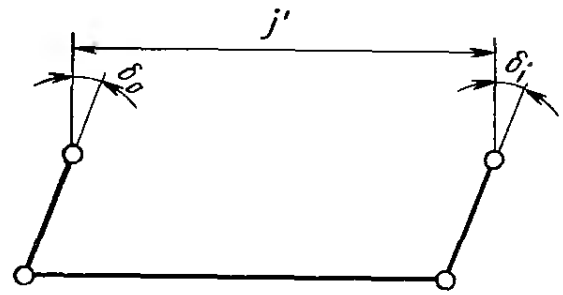


Рис. 5.10. Рулевая трапеция, у которой угол $\lambda = 0^\circ$. Рычаги трапеции параллельны друг другу, колеса поворачиваются на одинаковые углы $\delta_a = \delta_i$. Следовательно, $\Delta\delta = 0^\circ$

износа шин и устойчивого движения на повороте фактическую криволинейную траекторию движения грузового автомобиля необходимо приблизить к заданной траектории, то — как и при графическом решении — за основу следует принимать максимальные углы поворота внутреннего $\delta_{i \max}$ и наружного $\delta_{a \max}$ колес, определяя последний как функцию первого по уравнению (8). Это уравнение уже приводилось выше [см. п. 4.1.1, уравнение (6)] и было получено для расчета угла Аккермана:

$$\operatorname{ctg} \delta_{a \max} = \operatorname{ctg} \delta_i + j/l. \quad (8)$$

Два параметра шасси автомобиля — база l и передняя колея b_0 , определяющие величину λ_1 , непосредственно входят в эту формулу (b_0 через соотношение $j = b_0 - 2r_s$, см. рис. 5.3) и, следовательно, необходимы для расчета λ_1 . Учитывая ошибку угла поворота колес $\Delta\delta_F$ относительно заданной траектории движения на повороте, $\delta_{a \max}$ следует выбирать большим по сравнению с его значением, рассчитанным по уравнению (8).

При знании λ_1 можно найти ошибку $\Delta\delta_a$ угла поворота наружного колеса δ_a , обусловленную пренебрежением углом поворота поперечной тяги κ . Для этого отклоненную на максимальный угол рулевую трапецию разбиваем на два треугольника и сначала определяем длину отрезка g , являющегося общей стороной обоих треугольников (рис. 5.9). Зная эту длину, можно найти углы φ_1 и φ_2 следующим образом.

Вначале находим длину g :

$$g = \sqrt{j'^2 + r^2 - 2j'r \sin(\lambda_2 + \delta_i)}. \quad (9)$$

Зная ее, можно рассчитать углы φ_1 и φ_2 :

$$\cos \varphi_1 = \frac{g^2 + j'^2 - r^2}{2gj}, \quad \cos \varphi_2 = \frac{g^2 + r^2 - u^2}{2rg}, \quad (10)$$

которые позволяют определить фактический угол поворота наружного колеса:

$$\delta_{a1} = \varphi_1 + \varphi_2 + \lambda_2 - 90^\circ. \quad (11)$$

Затем определяем углы φ_4 и φ_5 :

$$\varphi_4 = 90^\circ + (\lambda_2 + \delta_i) - \varphi_1, \quad \sin \varphi_5 = \frac{r}{u} \sin \varphi_2, \quad (12)$$

что дает возможность найти углы φ_{3i} и φ_{3a} :

$$\varphi_{3i} = \varphi_4 + \varphi_5, \quad \varphi_{3a} = 180^\circ - \varphi_5 - \varphi_2 \quad (13)$$

и, наконец, угол κ :

$$\kappa = \varphi_{3i} - (\lambda_2 + \delta_i) - 90^\circ. \quad (14)$$

Фактический угол поворота наружного колеса δ_{a1} должен быть больше угла, рассчитанного с помощью δ_a и используемого для определения λ_1 по уравнению (7). В ином случае ошибка составила бы (в градусах):

$$\Delta \delta_a = \delta_{a1} - \delta_a \quad (15a)$$

или (в процентах):

$$\Delta \delta_a^* = (1 - \delta_a / \delta_{a1}) 100. \quad (15b)$$

Кажущаяся отрицательная ошибка может быть устранена уменьшением угла поворота рычага рулевой трапеции с λ_1 до λ_2 , положительная — увеличением этого угла. Угол λ непосредственно связан с разностью углов поворота внутреннего и наружного колес [см. также уравнение (7) в п. 4.1.1]:

$$\Delta \delta = \delta_i - \delta_a. \quad (16)$$

Чем меньше λ , тем больше отклоняется наружное колесо, т. е. тем больше δ_a и $\Delta \delta$ [при увеличении $\Delta \delta_F$; см. уравнение (11) в п. 4.1.1]. Если $\lambda = 0$, то колеса при повороте остаются параллельными, т. е. $\delta_a = \delta_i$, $\Delta \delta = 0$ (рис. 5.10). Поэтому найденный по уравнению (7) угол λ_1 должен уменьшаться в сторону угла λ_2 до тех пор, пока рассчитанный по уравнению (11) угол δ_{a1} не будет соответствовать δ_a или будет незначительно превышать его. Другими словами, ошибка $\Delta \delta_a$ должна быть нулевой или положительной.

Ни при каких обстоятельствах угол δ_{a1} не должен быть меньше заданного или рассчитанного по уравнению (8) значения. Это привело бы к увеличению диаметра разворота по периметру и увеличению износа шин при поворотах малого радиуса.

5.1.4. Влияние угла поперечного наклона шарниров поворотных цапф

Вторым упрощением, принятым при определении как λ_1 , так и λ_2 , было допущение о вертикальном расположении осей шарниров поворотных цапф на виде сзади, т. е. $\sigma_0 = 0$ (см.

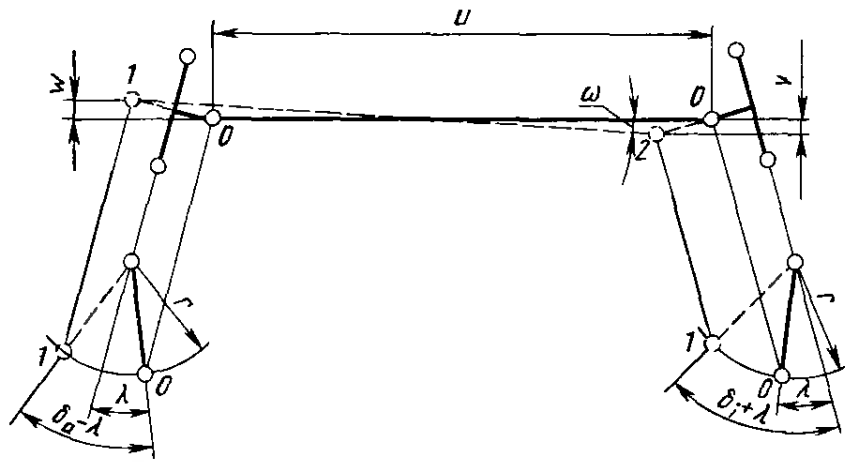


Рис. 5.11. Рулевая трапеция при виде сзади и ее угловые проекции на плоскости, перпендикулярные к шкворневым осям

рис. 5.5, б). Оценка обусловленной этим ошибки требует расчета движения обоих шарниров поперечной тяги на виде сзади и угловой проекции (рис. 5.11). При повороте колес левый на рисунке (внешний) шарнир переходит из положения O в положение 1, правый (внутренний) — из положения O в положение 2. При этом поперечная тяга поворачивается на угол ω , в результате чего наружное колесо поворачивается незначительно меньше. Но, как видно на рисунке, ошибка Δu очень мала. В процентах она составляет:

$$\Delta u = (1 - \cos \omega) 100. \quad (17)$$

При необходимости она может быть компенсирована уменьшением угла поворота рычага рулевой трапеции с λ_2 до λ_3 в соответствии с уравнением:

$$\sin \lambda_3 = \sin \lambda_2 - \frac{u}{2r} \left(\frac{1}{\cos \omega} - 1 \right). \quad (18)$$

Функция синуса требуемого угла ω наклона поперечной тяги может быть найдена с помощью рис. 5.11 следующим образом:

$$w = r \sin \sigma_0 [\sin (\delta_a - \lambda_2) + \sin \lambda];$$

$$v = r \sin \sigma_0 [\sin (\delta_i + \lambda_2) - \sin \lambda];$$

$$\sin \omega = \frac{w + v}{n} = \frac{r \sin \delta_0 [\sin (\delta_a - \lambda_2) + \sin (\delta_i + \lambda_2)]}{n}; \quad (19)$$

Уравнение (19) хорошо отражает зависимость образующейся ошибки от угла поперечного наклона шарниров поворотной цапфы. Ошибка тем больше, чем больше этот наклон. Фактическая длина поперечной тяги u , которая при полном повороте внутреннего колеса $\delta_{i \max}$ обеспечивает требуемый угол поворота наружного колеса $\delta_{a \max}$, была бы равна

$$u = j' - 2r \sin \lambda_2. \quad (5)$$

Возможность изменения длины поперечной тяги предусматривают для регулирования схождения колес (см. рис. 3.40), что позволяет точно устанавливать углы поворота рычагов рулевой трапеции.

5.1.5. Угол между поперечной тягой и рычагом рулевой трапеции

При расчете рулевой трапеции необходимо также численно или графически проверить, не располагаются ли поперечная тяга и тот или другой рычаг рулевой трапеции на одной прямой при максимальном угле поворота колес. В таком случае возврат рулевого колеса был бы невозможен. При повороте колес от упора до упора угол между поперечной тягой и рычагом рулевой трапеции в крайних положениях не должен быть меньше 15° для наружного и не больше 165° для внутреннего колеса (рис. 5.12 и 5.13). Эти углы рассчитываются по уравнению (13). При этом необходимо учитывать, что вследствие наклонного положения осей шарниров поворотных цапф в поперечной плоскости углы поворота δ'_a и δ'_i должны быть больше углов поворота колес в плоскости дороги δ_a и δ_i . Эти углы можно найти с помощью формулы

$$\sin \delta_{a,i} = \frac{\operatorname{tg} \delta'_{a,i}}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta'_{a,i}} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \sigma_0}}.$$

После преобразования и решения этого уравнения относительно $\delta'_{a,i}$ получаем:

$$\sin \delta'_{a,i} = \sin \delta_{a,i} / \cos \sigma_0. \quad (20)$$

Если, кроме того, шарниры имеют продольный наклон на угол τ_0 , то вместо σ_0 в уравнение необходимо подставить пространственный угол η_0 :

$$\sin \delta'_{a,i} = \sin \delta_{a,i} / \cos \eta_0, \quad (21)$$

причем

$$\operatorname{tg} \eta_0 = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \sigma_0 + \operatorname{tg}^2 \tau_0}. \quad (22)$$

Если, например, при $\sigma_0 = 8^\circ$ угол поворота колеса в плоскости дороги равен $\delta_{a,i} = 40^\circ$, то угол $\delta'_{a,i}$ должен составлять примерно $40^\circ 30'$; при $\sigma_0 = 15^\circ$ — уже $41^\circ 30'$ (см. п. 5.2.5). Так как δ_a и δ_i в плоскости дороги в равной мере меньше соответствующих углов поворота колес относительно осей шарниров поворотных цапф разность углов $\Delta\delta = \delta_i - \delta_a$ остается примерно той же самой. Поэтому необходимо лишь незначительное удлинение сошки.

Ошибка поворота колеса $\Delta\delta_F = \delta_{Aa} - \Delta\delta_a$ определяется разностью требуемого и фактического углов его поворота. Требуемый угол рассчитывается по уравнению (8). В отношении фактического угла известны только максимальные его значения при

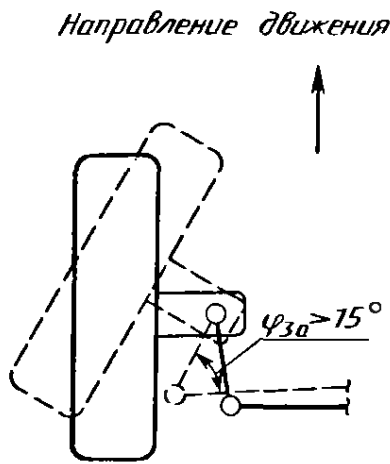


Рис. 5.12. При повернутом на максимальный угол наружном колесе угол φ_{3a} между поперечной тягой и рычагом рулевой трапеции должен быть не менее 15°

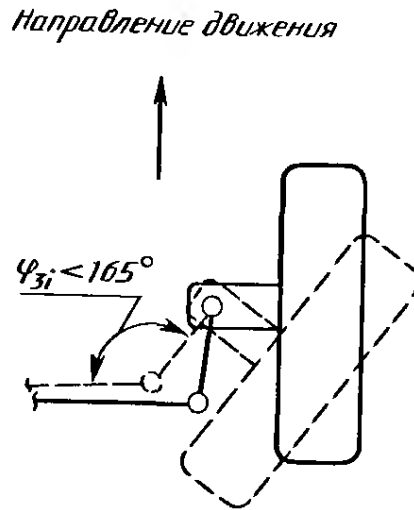


Рис. 5.13. При повернутом на максимальный угол внутреннем колесе угол φ_{3i} между поперечной тягой и рычагом рулевой трапеции должен быть менее 165°

повороте колес до упора, т. е. только в одном этом положении разность углов поворота колес составляет $\Delta\delta = \delta_{i \max} - \delta_{a \max}$ (эта разность не должна совпадать с заданным значением $\Delta\delta_A = \delta_i - \delta_{Aa}$). Поэтому дополнительно необходимо исследовать меньшие фактические значения угла поворота колеса, а именно, или при λ_2 и с помощью уравнения (11) [только в случае малой ошибки $\Delta\delta_a$, см. уравнение (15a)] при λ_1 и с помощью выведенной из уравнения (7) зависимости:

$$\cos \delta_a - \operatorname{ctg} \lambda_1 \sin \delta_a = 2 - \cos \delta_i - \operatorname{ctg} \lambda_1 \sin \delta_i. \quad (23)$$

Это уравнение значительно проще, но оно может быть решено только методом приравнивания (см. п. 5.2). При этом значение угла поворота внутреннего колеса δ_i итеративно увеличивается на 5° для определения δ_a . Более подробно процесс расчета пояснен с помощью приведенного ниже примера.

5.2. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Задача. Рассчитаем рулевую трапецию грузового автомобиля большой грузоподъемности, передняя и задняя подвески которого зависимы. Ниже перечислены характеристики этого автомобиля, требуемые для расчета:

Колесная база l , мм	3600
Колея передняя b_p , мм	2020
Плечо обкатки колеса r_g , мм	50
Угол поперечного наклона шкворневой оси σ_0	$9^\circ 30'$
Угол продольного наклона шкворневой оси τ_0, \dots°	6
Шины типа 8.25 R 20, динамическое плечо обкатки r_{dyn} , мм	466
Максимальный угол поворота внутреннего колеса $\delta_{i \max}, \dots^\circ$	40
Длина рычага рулевой трапеции r , мм	280
Высота центров шарниров поперечной тяги h_τ , мм	410

Расчет кривой заданного изменения углов поворота колес. Угол $\delta_{a \max}$ рассчитывается по уравнению (8) как функция заданного значения $\delta_{i \max}$: $\operatorname{ctg} \delta_{a \max} = 1,725$, $\delta_{a \max} = 30^{\circ}10'$.

Затем с помощью этого же уравнения определяются промежуточные значения $\delta_a = f(\delta_i)$ при итеративном увеличении δ_i каждый раз на 5° .

Приближенное определение угла поворота рычага рулевой трапеции λ_1 . Этот расчет производится по уравнению (7): $\operatorname{ctg} \lambda_1 = 2,642$, $\lambda_1 \cong 20^{\circ}40'$.

Учет наклона поперечной тяги на виде сверху и определение угла λ_2 . Подставляя полученное значение λ_1 в формулы п. 5.1.3, получаем $\delta_{a1} = 28^{\circ}40'$. С помощью уравнений (15а) и (15б) находим отрицательную ошибку: $\Delta\delta_a = -1^{\circ}30'$, $\Delta\delta_a^* = -11\%$.

Для дальнейшего расчета используем полученное оценкой значение $\lambda_2 = 17^{\circ}50'$.

В соответствии с уравнением (3) находим высоту шарниров поперечной тяги при шкворневых осях, повернутых в вертикальное положение $h = 438$ мм.

Точным пятизначным результатом было бы $h = 438,01$ мм. При сравнении его с высотой $h = 437,68$ мм, рассчитанной по уравнению (2), ошибка составила бы всего $\Delta h = 0,33$ мм.

На высоте h расстояние между осями шарниров поворотных цапф в соответствии с уравнением (4в) равно $j' = 1773$ мм.

С учетом двух знаков после запятой в точном значении $j' = 1773,44$ мм его разность с рассчитанным по более точному уравнению (4б) значением $j' = 1768,66$ мм составляет $\Delta j' = 4,78$ мм. Следовательно, ошибка равна $\Delta j^* = 0,2\%$.

Чтобы угол δ_{a1} найти как функцию $f(\delta_i)$, сначала с помощью $\lambda_2 = 17^{\circ}50'$ и $\delta_{i \max} = 40^{\circ}$ необходимо найти длину отрезка по уравнению (9): $g = 1543$ мм.

И наконец, определяем длину поперечной тяги u_1 по уравнению (5), чтобы с ее помощью рассчитать ошибочные углы φ_1 и φ_2 : $u_1 = 1602$ мм; $\cos \varphi_1 = 0,9953$, $\varphi_1 = 5^{\circ}30'$; $\cos \varphi_2 = -0,1216$, $\varphi_2 = 180 - 83^{\circ} = 97^{\circ}$.

Угол поворота наружного колеса тогда по уравнению (9) равен $\delta_{a1} = 30^{\circ}20'$.

В соответствии с уравнением (15а) наружное колесо поворачивается на слишком большой угол: $\Delta\delta_a = 10'$.

Положительная ошибка, с которой вряд ли можно мириться, должна, однако, исчезнуть, учитывая наклонное положение поперечной тяги на виде сзади.

Учет угла поперечного наклона шкворневых осей σ_0 при виде сзади. Определение углов ω и λ_3 , а также ошибки Δu . С помощью уравнения (19) находим угол наклона поперечной тяги: $\sin \omega = 0,046$, $\omega = 2^{\circ}40'$. По уравнению (17) определяем ошибку расчета длины этой тяги, которая может быть легко компенсирована регулировкой: $\Delta u = 0,11\%$.

Насколько должен быть уменьшен угол поворота рычага рулевой трапеции λ_2 , можно определить по уравнению (18): $\sin \lambda_3 = 0,3031$, $\lambda_3 = 17^\circ 38'$. Угол λ_3 довольно точно соответствует углу проекции λ' , упрощенно рассчитываемому по уравнению (6) п. 6.5.1. Этот угол был бы равен: $\sin \lambda' = 0,3020$, $\lambda' = 17^\circ 34'$.

Несмотря на относительно большой угол поперечного наклона шкворневых осей $\sigma_0 = 9^\circ 30'$, разность между λ_2 и λ_3 составляет всего $12'$. При расчете все элементы рулевого управления и передней подвески принимаются абсолютно жесткими, т. е. имеющей податливостью пренебрегаем. Поэтому на чертеже угол поворота рычага рулевой трапеции необходимо указывать с допуском: $\lambda_4 = 17^\circ 30' \pm 10'$. Это гарантирует, что даже при $\lambda_4 = 17^\circ 40'$ максимальный угол поворота наружного колеса не будет меньше $\delta_{a \max} = 30^\circ 10'$.

Требуемые углы δ'_i и δ'_a относительно шкворневой оси. Если колеса должны быть повернуты относительно дороги на углы $\delta_i = 40^\circ$ и $\delta_a = 30^\circ 10'$, то с учетом пространственного угла η_0 , т. е. с учетом поперечного $\sigma_0 = 9^\circ 30'$ и продольного $\tau_0 = 6^\circ$ наклонов шарниров поворотных цапф, по уравнениям (21) и (22) необходимо рассчитать требуемые углы δ'_i и δ'_a относительно оси этих шарниров $\eta_0 = 11^\circ 11'$, $\delta'_i = 40^\circ 57'$, $\delta'_a = 30^\circ 49'$.

Внутреннее колесо поворачивается на угол, на 2,3 % больший, чем наружное.

Проверка наибольшего φ_{zi} и наименьшего φ_{za} углов между поперечной тягой и рычагом рулевой трапеции. Как и прежде, вводя в расчет угол $\lambda_2 = 17^\circ 50'$, с помощью уравнений (12) и (13) получаем: $\varphi_4 = 142^\circ 20'$; $\sin \varphi_5 = 0,1735$, $\varphi_5 = 10^\circ$; $\varphi_{zi} = 152^\circ 30'$, $\varphi_{za} = 73^\circ$. Наибольший угол φ_{za} остается меньше допустимого максимального значения $\varphi_{z \max} = 165^\circ$, наименьший угол φ_{zi} превышает минимальное значение $\varphi_{z \min} = 15^\circ$ (см. рис. 5.12 и 5.13). Подстановка $\lambda_4 = 17^\circ 30'$ вместо λ_2 дала результат, отличающийся от этого только на $20'$, а учет $\delta_{a.1}$ дал бы отклонение от него только примерно на $50'$.

Расчет угла наклона поперечной тяги на виде сверху. Этот расчет практически не нужен, он только лучше выявляет взаимозависимости параметров рулевой трапеции. При решении уравнения (14) находим угол, на который наклонена поперечная тяга на виде сверху при повороте колес до упора: $\kappa = 4^\circ 30'$.

Определение фактического угла поворота наружного колеса δ_a . Этот угол можно найти только по уравнениям (9)—(11). Расчет с помощью λ_1 и уравнения (23) излишен, так как разность между $\lambda_1 = 20^\circ 40'$ и заданным конечным значением $\lambda_4 = 17^\circ 30'$ слишком велика. Несмотря на это можно использовать метод приравнивания, а именно при среднем значении $\delta = 20^\circ$ и заданном $\delta_{Aa} = 17^\circ$ (табл. 21). Таким образом, находим:

$$2 - \cos \delta_i - \operatorname{ctg} \lambda_4 \sin \delta_i = \cos \delta_a - \operatorname{ctg} \lambda_4 \sin \delta_a.$$

**21. Результаты расчета рулевой трапеции грузового автомобиля
большой грузоподъемности**

δ_i , градус	δ_{Aa}	$\lambda = 17^\circ 20'$		$\lambda = 17^\circ 40'$	
		δ_{a1}	$\Delta\delta_F$	δ_{a1}	$\Delta\delta_F$
5	4° 47'	4° 52'	5'	4° 49'	2'
10	9° 10'	9° 27'	17'	9° 25'	15'
15	13° 10'	13° 42'	32'	13° 40'	30'
20	17°	17° 43'	43'	17° 42'	42'
25	20° 30'	21° 25'	55'	21° 21'	51'
30	23° 50'	24° 49'	59'	24° 42'	52'
35	27°	27° 53'	53'	27° 43'	43'
40	30° 10'	30° 33'	23'	30° 22'	12'

Подставив соответствующие значения, получаем: $2 - 0,9397 - 2,651 \cdot 0,342 = 0,9563 - 2,651 \cdot 0,2924$. Левая и правая части этого уравнения не равны друг другу. Равенство достигается при увеличении δ_a до $17^\circ 19'$.

Результаты расчета по уравнениям (9)—(11) с учетом наклона поперечной тяги на виде сзади приведены в табл. 21 для значений δ_i , дискретно увеличивающихся на 5° . Для иллюстрации влияния поля допуска на $\lambda_a = 17^\circ 30' \pm 10'$ приведены результаты расчета для его крайних значений $\lambda_{a\min} = 17^\circ 20'$ и $\lambda_{a\max} = 17^\circ 40'$ (см. третий и пятый столбцы табл. 21). Ошибки рассчитывались по формуле (9) п. 4.1.1.

Б.3. ПОЛОЖЕНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ ТЯГИ

Продольная тяга (см. поз. 3 на рис. 3.4) соединяет рулевой механизм с рулевым приводом. Она расположена в продольном направлении автомобиля, если зависимая подвеска (которая используется на большинстве грузовых автомобилей) установлена на листовых рессорах, и связана с поворотным рычагом 6 (рис. 5.14; см. также поз. 4 на рис. 3.4). Шарнир 2 на сошке рулевого механизма 1 должен быть расположен так, чтобы при ходе сжатия и отбоя подвески шарнир 5 перемещался по той дуге 4 окружности, центр которой совпадает с центром дуги 7 перемещения балки переднего моста. В ином случае при ходе сжатия подвески возможно направ-

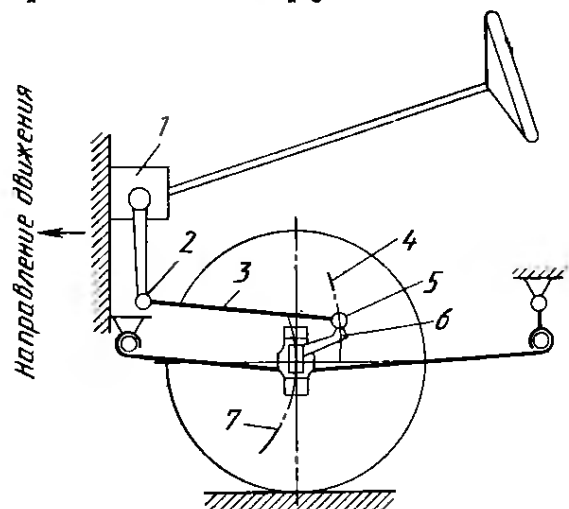


Рис. 5.14. Вид сбоку на переднюю подвеску грузового автомобиля. Дуги 6 и 7, по которым перемещаются балка переднего моста и шарнир 5 продольной тяги 3, должны иметь один центр

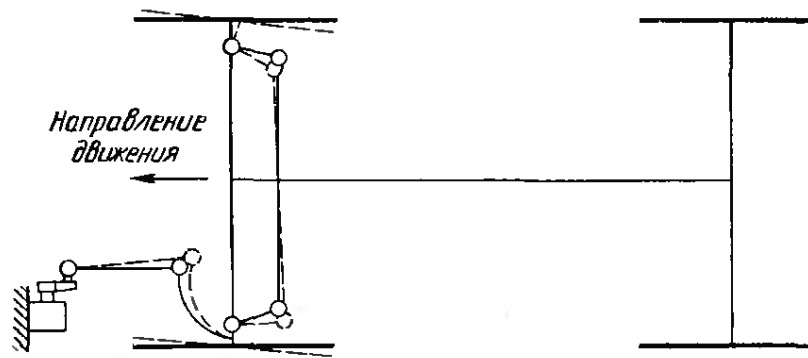


Рис. 5.15. При несовпадении центров дуг 6 и 7 (см. рис. 5.14) во время хода сжатия передней подвески возможен непредусмотренный поворот колес

вленное в одну сторону изменение схождения обоих колес, т. е. поворота их в одну сторону (рис. 5.15). Если боковые перемещения зависимой подвески определяются тягой Панара (как, например, на рис. 3.82), то продольная тяга устанавливается параллельно ей.

Продольные тяги имеют такую же конструкцию, как и поперечные: они должны иметь возможность регулирования по длине, на обоих концах тяги предусматриваются шаровые шарниры (см. рис. 3.40).

6. КИНЕМАТИКА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРИ НЕЗАВИСИМОЙ ПЕРЕДНЕЙ ПОДВЕСКЕ

6.1. КИНЕМАТИКА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ И КОНСТРУКЦИЯ РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА

Определение фактической длины боковой тяги и угла поворота рычага рулевой трапеции вызывает очень большие трудности в случае независимой подвески. Эта длина определяется зависимостью $u_0 = \sqrt{u^2 + c^2 + d^2}$, однако кроме определяющих ее длин u , c и d для расчета рулевой трапеции необходимо знание углов χ и φ_0 , а также проекций u_1 и u_2 (рис. 6.1).

Положение рулевой колонки оказывает известное влияние на положение рулевого механизма с вращательным движением на выходе: если колонка установлена под углом ω к горизонтали, то и рулевой механизм повернут под таким же углом к вертикали (рис. 6.2). Внутренний шарнир T боковой тяги, сидящий на сошке, при повороте колес перемещается по дуге окружности, положение в пространстве которой зависит от угла ω . Внешний шарнир U закреплен на рычаге рулевой трапеции, ось поворота $E-G$ которого повернута внутрь на угол σ_0 поперечного наклона шкворневой оси. В большинстве случаев она дополнительно имеет угол продольного наклона τ_0 . Следовательно, этот шарнир перемещается по дуге совершенно другой окружности.

Задачей конструктора является найти такой угол поворота рычага рулевой трапеции λ (а также, возможно, и угол поворота сошки σ ; см. рис. 6.7), чтобы разность поворота колес возможно точнее изменялась в соответствии с требуемым законом этого изменения. Соответствующие кривые, полученные расчетом и измерениями для легковых автомобилей (рис. 6.3; см. также рис. 4.3), показывают, что на практике эта разность вначале принимает отрицательные значения (или $\Delta\delta = 0$), затем возрастает до половины требуемого значения при максимальном угле поворота внутреннего колеса (подробнее этот вопрос рассмотрен в [3]). Более сильно нагруженное наружное колесо вначале поворачивается на больший угол по сравнению с внутренним (или на

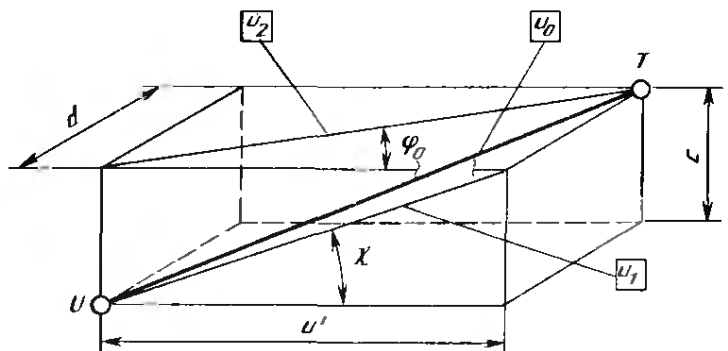


Рис. 6.1. Пространственное положение боковой тяги UT при независимой подвеске

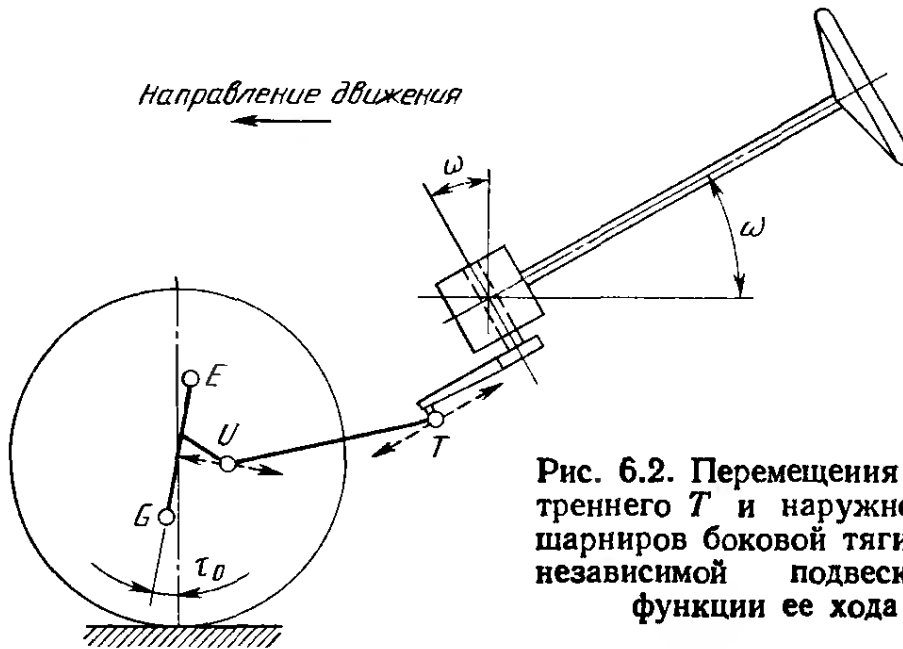


Рис. 6.2. Перемещения внутреннего T и наружного U шарниров боковой тяги при независимой подвеске в функции ее хода

тот же угол). Благодаря этому его шина получает больший угол бокового увода и может передавать более высокие боковые силы. При повороте колес до упора фактическая разность углов их отклонения должна оставаться меньше требуемой, что гарантирует получение меньшего диаметра разворота по габариту. Максимальное сближение этих кривых возможно только для грузовых автомобилей. За очень небольшими исключениями кинематика рулевого управления всех легковых автомобилей, изученных до сих пор, отличается от этого «идеала».

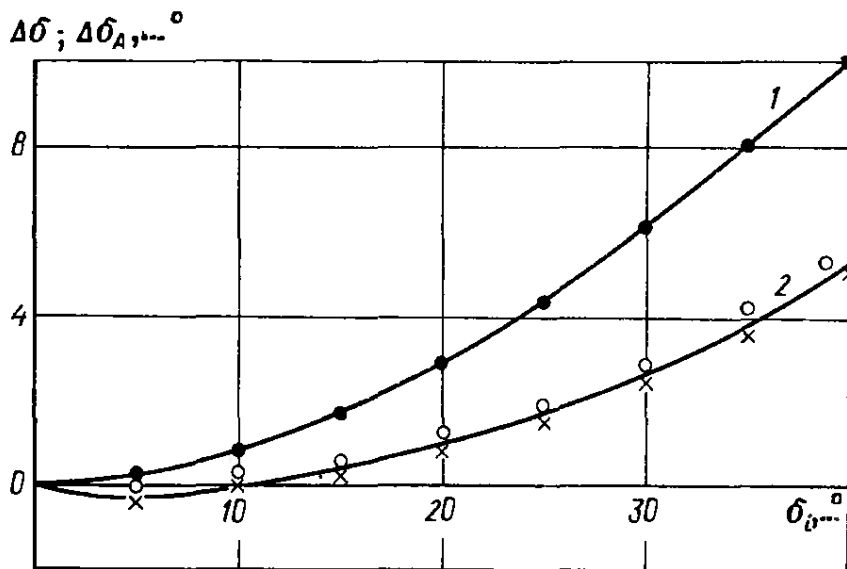
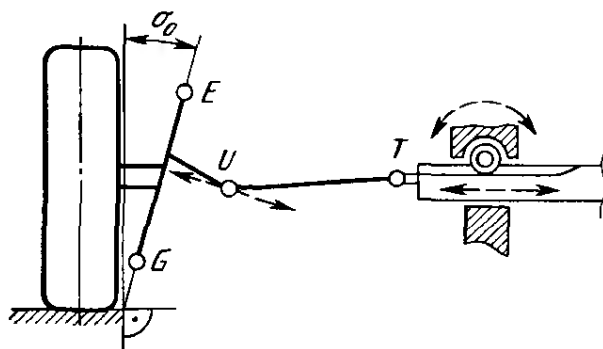


Рис. 6.3. Рассчитанная по Аккерману кривая требуемого изменения разности углов поворота колес $\Delta\delta_A$ (1), а также кривая фактического изменения этой разности $\Delta\delta$ (2) в зависимости от угла поворота внутреннего колеса δ_i у автомобиля «Ауди-100» мод. 81. Диаметр разворота по колею влево 10,69 м, вправо 10,15 м. Диаметр разворота по габариту влево 11,53 м, вправо 10,95 м. Максимальный угол поворота левого колеса $38^\circ 30'$, правого — 40° . Кружками на кривой 2 отмечены данные измерений для левого, крестиками — для правого колеса

Рис. 6.4. Схема реечного управления при виде сзади. Внутренний шарнир T поперечной тяги перемещается параллельно дороге. Внешний шарнир U движется при этом по дуге окружности, которая при отсутствии продольного наклона шкворневой оси лежит в плоскости, перпендикулярной к оси $E-G$ колеса



Угол поворота наружного колеса δ_a зависит от угла поворота внутреннего колеса δ_i через их разность $\Delta\delta = \delta_i - \delta_a$ (вертикальная ось на рис. 6.3; см. также п. 4.1.1).

Основное влияние на $\Delta\delta$ оказывают угол поворота рычага рулевой трапеции λ , угол наклона боковой тяги (φ_0 на рис. 6.1) на виде сверху, а также угол поворота сошки и маятникового рычага σ в случае рулевого механизма с вращательным движением на выходе. Положение боковой тяги определяется местом расположения этого механизма и объема, который можно использовать для рулевого привода. Задача, собственно, состоит в графическом или численном расчете углов λ и σ . Оба они зависят от большого числа составляющих и податливости опор, которую теоретически не всегда можно оценить точно.

И наоборот, в случае реечного рулевого механизма кинематический расчет рулевой трапеции упрощается. Прямолинейное боковое перемещение зубчатой рейки здесь преобразуется в пространственное перемещение рычага рулевой трапеции (рис. 6.4)

6.2. РУЛЕВОЙ ЧЕТЫРЕХЗВЕННИК И РУЛЕВОЙ ТРЕХЗВЕННИК

При рулевом механизме с вращательным движением на выходе рулевой четырехзвенник может быть расположен перед осью или сзади нее, причем сошка и рычаги рулевой трапеции могут быть направлены в одну сторону или в разные (рис. 6.5—6.8). Кроме того, возможно использование маятникового рычага, кото-

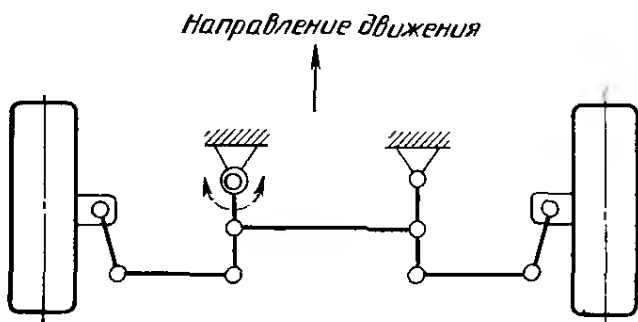


Рис. 6.5. Обычная схема рулевого управления. Прямой четырехзвенник расположен сзади оси. Сошка и рычаги рулевой трапеции поворачиваются в одну сторону. Внутренние шарниры боковых тяг закреплены на сошке и маятниковом рычаге

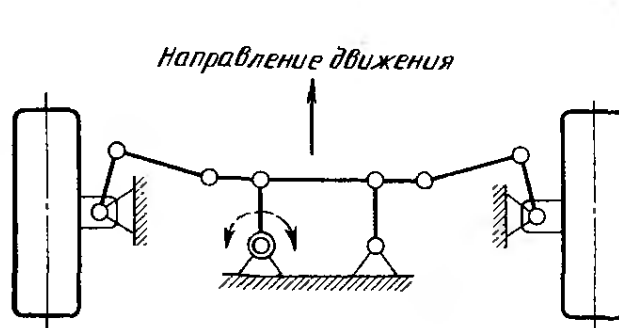


Рис. 6.6. Прямой рулевой четырехзвенник с направленными вперед рычагами рулевой трапеции. Внутренние шарниры боковых тяг закреплены на концах промежуточной поперечной тяги

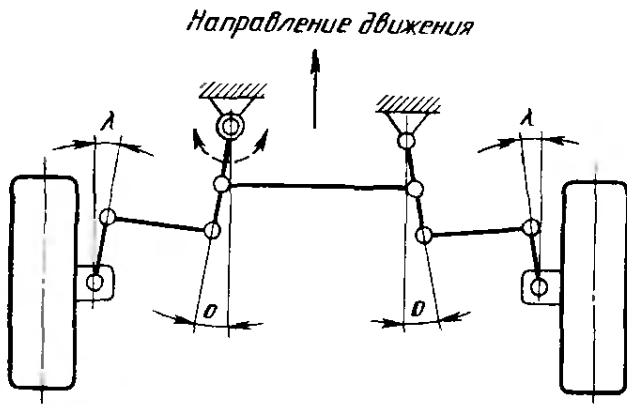


Рис. 6.7. Обратный рулевой четырехзвенник, лежащий перед осью. Рычаги рулевой трапеции и сошка поворачиваются в противоположных направлениях. Боковые тяги связаны непосредственно с сошкой и маятниковым рычагом, которые по кинематическим условиям повернуты на угол θ

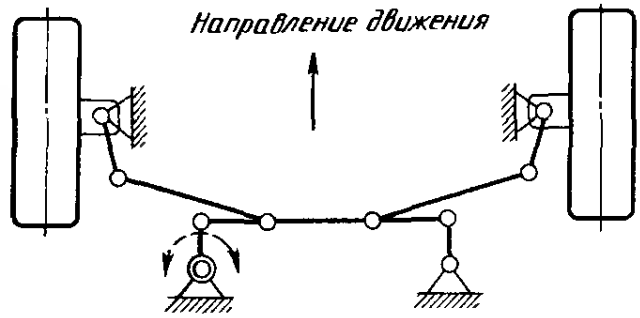


Рис. 6.8. Обратный рулевой четырехзвенник, лежащий сзади оси. Внутренние шарниры боковых тяг закреплены в средней части промежуточной поперечной тяги

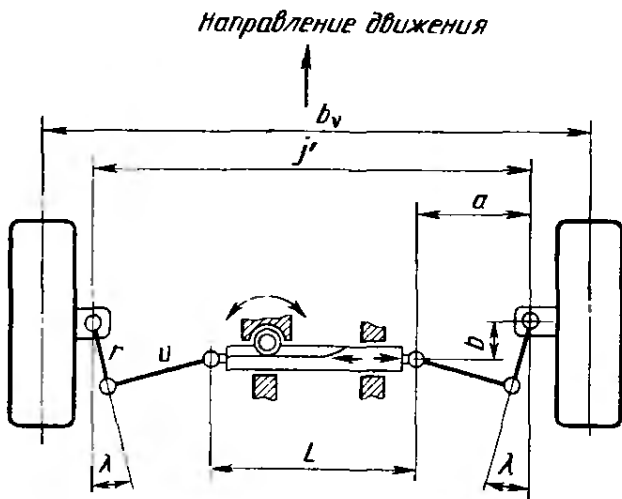


Рис. 6.9. Случай 1. Реечный рулевой механизм и рулевой трехзвенник расположены сзади осн. Внутренние шарниры боковых тяг закреплены на концах зубчатой рейки

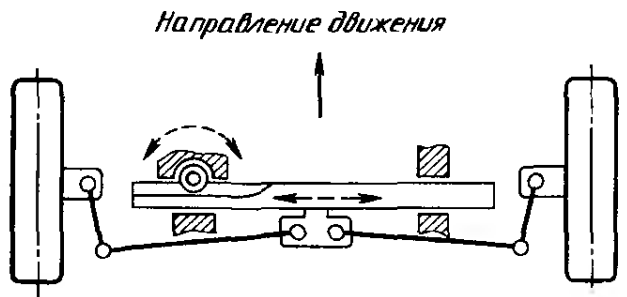


Рис. 6.10. Случай 1. Реечный рулевой механизм и рулевой трехзвенник расположены сзади оси. Внутренние шарниры боковых тяг по кинематическим соображениям прикреплены к кронштейну в середине зубчатой рейки (так называемое центровое крепление)

рый позволяет расположить среднюю тягу перед осью, а боковые тяги — за нею (см. рис. 3.44).

Рулевой трехзвенник реечного рулевого управления также может быть расположен перед осью или сзади нее. Внутренние шарниры боковых тяг могут закрепляться на концах зубчатой рейки или в ее середине (рис. 6.9—6.14). Шестерня рулевого механизма может быть расположена сверху или снизу этой рейки, чтобы обеспечить поворот рулевого колеса и колес в одну сторону. Повернутые наружу рычаги рулевой трапеции (отрицательный угол λ) позволяют удлинить боковые тяги при необходимости закрепления их шарниров на концах зубчатой рейки (см. рис. 6.12).

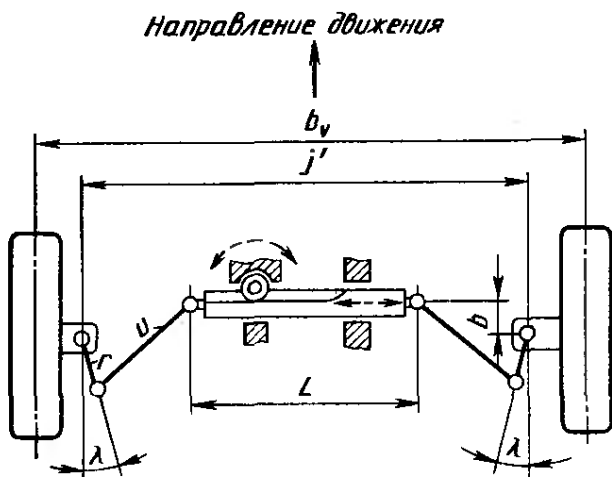


Рис. 6.11. Случай 2. Рулевой механизм расположен перед осью, рулевой трехзвенник — сзади нее. Внутренние шарниры боковых тяг закреплены на концах зубчатой рейки

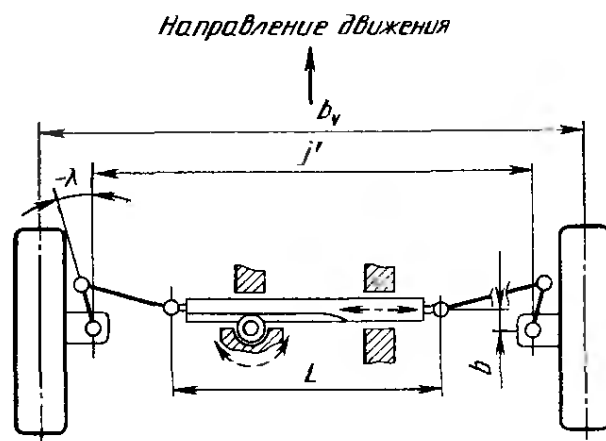
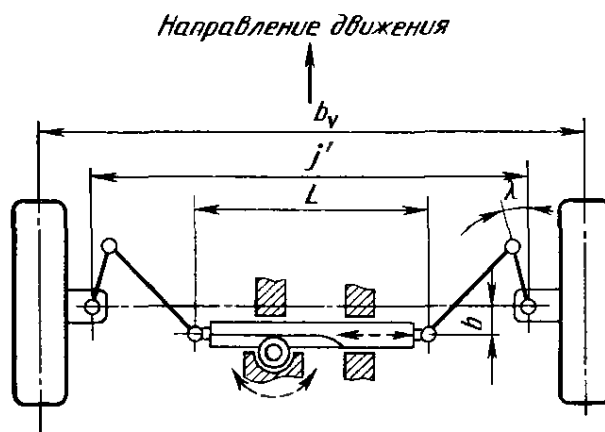


Рис. 6.12. Случай 3. Благодаря расположению зубчатого рулевого механизма и рулевого трехзвенника перед осью возможно удлинение боковых тяг

Рис. 6.13. Случай 4. Расположение реечного рулевого механизма за осью при направлении боковых тяг вперед. Такая схема рулевого управления используется на легковых автомобилях большого класса фирм «Ауди-НСУ» и «Фольксваген»



6.3. ВЛИЯЮЩИЕ ФАКТОРЫ

Величина угла наклона рычага рулевой трапеции λ (а также угла ω в случае рулевого механизма с вращательным движением на выходе) определяется положением и длиной UT боковой тяги на видах сверху и сзади (рис. 6.15), которые, в свою очередь, зависят от типа подвески и длин рычагов. Важное значение имеет также высота расположения рулевого механизма на автомобиле. В свою очередь, угол λ влияет на длину боковых тяг.

При расчете рулевого управления, таким образом, необходимо учитывать следующее:

положение рулевого четырехзвенника (или трехзвенника) и рулевого механизма относительно оси;

высоту рулевого механизма и угол его наклона ω ;

длину и положение боковых тяг;

тип подвески и длины ее рычагов;

наклон осей поворота колес на видах сзади и сбоку, т. е. углы σ_0 и τ_0 ;

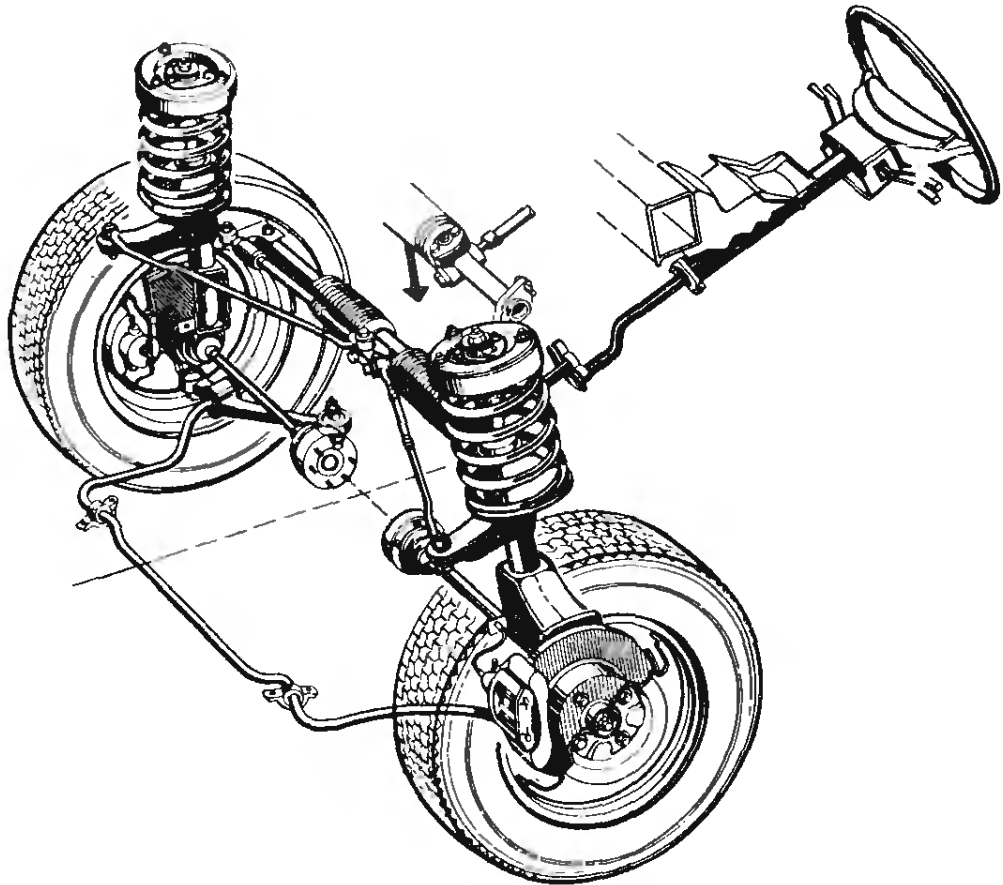


Рис. 6.14. Передняя подвеска Макферсон переднеприводного автомобиля «Ауди-100» мод. 83. Реечный рулевой механизм, к середине зубчатой рейки которого прикреплены боковые тяги, и амортизатор рулевого управления расположены за осью, в то время как рычаги рулевой трапеции направлены вперед. Такая схема рулевого управления благоприятна для продольного расположения двигателя перед осью. Присущее ей положение боковых тяг в комбинации с направленными назад поперечными рычагами оказывает положительное воздействие на изменение схождения колес при торможении и разгоне (см. рис. 2.32 и 4.24). Кроме того, под воздействием боковых сил при движении на повороте колеса отклоняются в направлении недостаточной поворачиваемости

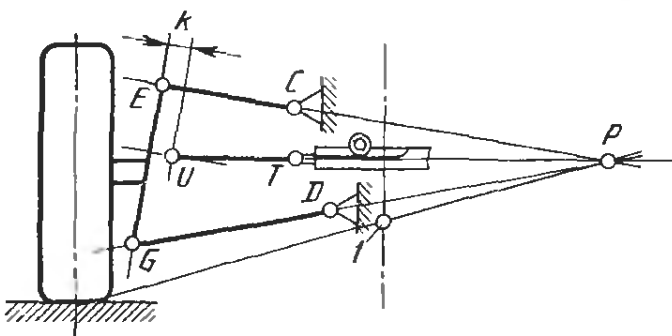


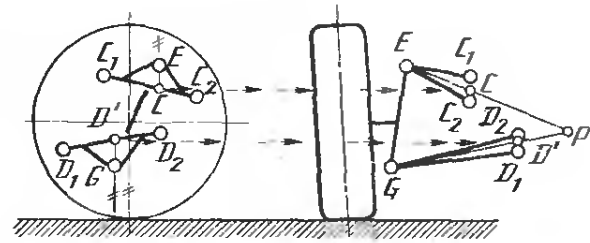
Рис. 6.15. Схема передней подвески, необходимая для определения длины и положения боковой тяги:
I — центр крена

длину рычагов рулевой трапеции, а также угол их поворота λ . Поскольку многие из этих величин неизвестны, возможен только итеративный расчет.

6.4. ДЛИНА И ПОЛОЖЕНИЕ БОКОВЫХ ТЯГ

При ходе сжатия и отбоя колес нежелательно изменение их схождения или это схождение должно оставаться в определенных пределах. Выполнение этого требования зависит в первую очередь

Рис. 6.16. При наклонном положении осей качания рычагов в пространстве вертикали должны проходить через точки E и G на виде сбоку. Точки C' и D' пересечения вертикалей с этими осями $C_1—C_2$ и $D_1—D_2$ необходимы для нахождения полюса



от правильного выбора длины боковых тяг. Большое значение имеет также податливость рулевого управления и его опор (см. пп. 2.7. и 4.3).

6.4.1. Подвеска на двойных поперечных рычагах

Положение внутреннего шарнира T боковой тяги в зависимости от положения внешнего шарнира U можно найти двумя методами: методом шаблонов и методом полюсов. Рассмотрим одну сторону передней подвески на виде сзади (см. рис. 6.15). Найдем длину проекции u' боковой тяги и угол κ , которые можно видеть на рис. 6.1. Эта тяга должна лежать на линии, соединяющей ее внешний шарнир U с полюсом P . Полюс P необходим также для определения центра крена.

Оси качания рычагов могут быть наклонены на виде сбоку (рис. 6.16), чтобы противодействовать продольному наклону кузова при торможении. В таких случаях точки, необходимые для нахождения полюса, определяются опусканием вертикалей на оси качания рычагов $C_1—C_2$ и $D_1—D_2$ из центров направляющего и несущего шарниров E и G на виде сбоку. Точки пересечения этих вертикалей с осями обозначены C' и D' .

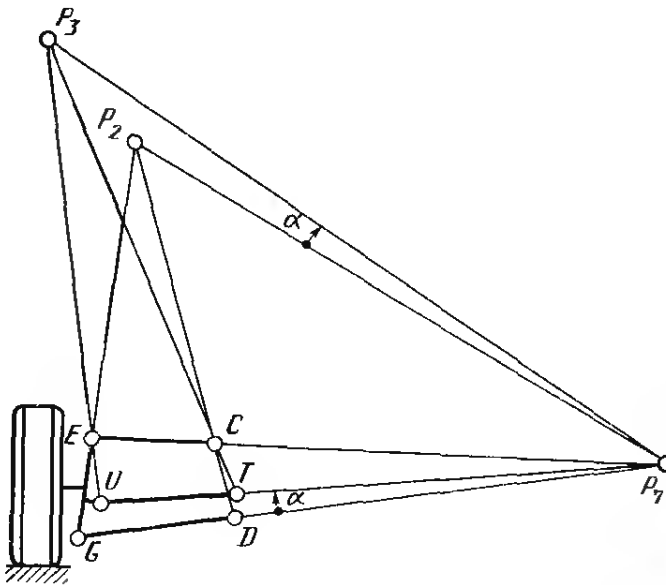


Рис. 6.17. Подвеска на двойных поперечных рычагах, рычаги рулевой трапеции у которой направлены внутрь. Боковая тяга лежит над нижним поперечным рычагом

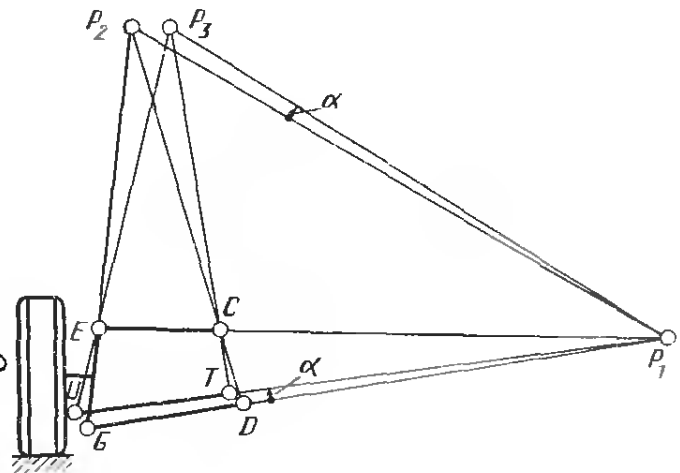


Рис. 6.18. При расположении реечного рулевого механизма перед осью шарнир U боковой тяги должен лежать снаружи шкворневой оси $E—G$

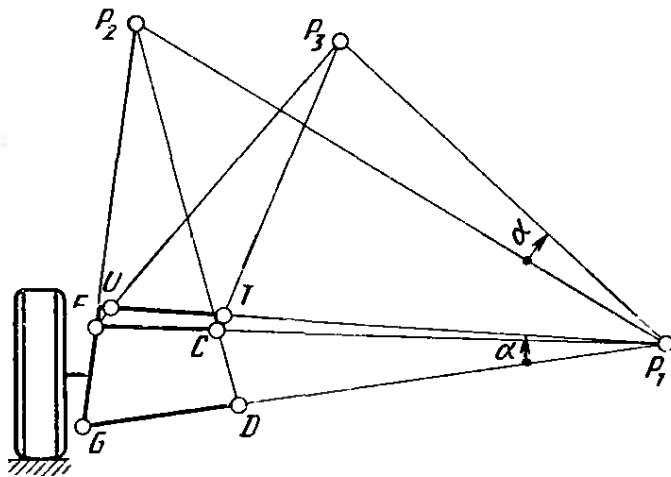


Рис. 6.19. Высоко расположенный реечный рулевой механизм может вызвать необходимость в установке боковой тяги над верхним рычагом. Рычаг рулевой трапеции направлен назад внутрь

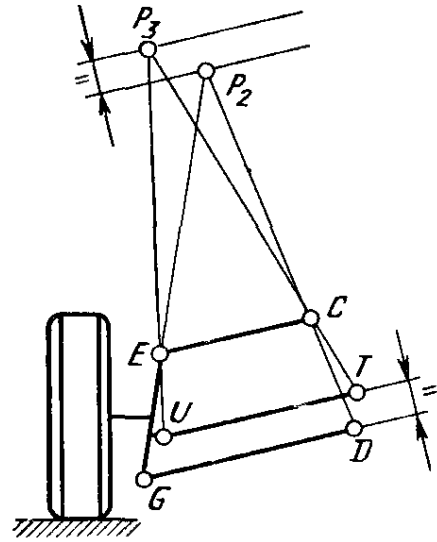


Рис. 6.20. В случае параллельности рычагов при конструктивном положении автомобиля боковая тяга параллельна им

Вначале положение внешнего шарнира U на виде сзади неизвестно. Для его приближенного определения необходимо знать высоту рулевого механизма (см. рис. 6.15). Кроме того, нужно задать угол λ , который при известной длине рычага рулевой трапеции r позволяет рассчитать расстояние $k = r \sin \lambda$.

Шаблоны, с помощью которых точку T можно найти графически, подробно описаны в [3]. Все поясняющие этот метод рисунки содержат точку U и траекторию ее движения. Дополнительно необходимо только определение точки T на линии, соединяющей точку U с полюсом P . Точка T представляет собой центр окружности, дуга которой наиболее близка к траектории перемещения точки U .

Проще и даже точнее графическое определение точки T с помощью полюсов. Вначале, как это показано на рис. 6.17, необходимо найти полюс P (на этом рисунке обозначенный P_1) и затем соединить его с точкой U . Продолжение отрезков EG и DC дает дополнительный полюс P_2 , который следует соединить линией с P_1 . Если отрезок UP_1 лежит над GD , то над линией P_1P_2 нужно построить угол α , равный углу между UP_1 и GD . Если же UP_1 расположен ниже GD , то этот угол нужно отложить вниз от P_1P_2 . Луч, идущий от P_1 под углом α , пересекается с продолжением линии, соединяющей UE , в полюсе P_3 боковой тяги. Для нахождения искомой точки T , т. е. центра внутреннего шарнира боковой тяги, P_3 соединяем с C и продолжаем до линии этой тяги.

Отрезок k (расстояние точки U до оси поворота колеса EG) определяет положение полюса P_3 в боковом направлении. На рис. 6.18 представлен случай положения точки U слева от оси EG , возможный только при расположении рулевого механизма перед

осью (см. рис. 6.12). Полюс P_3 смещается вправо, что благоприятно сказывается на увеличении расстояния внутреннего шарнира T от середины автомобиля, если этот шарнир должен быть закреплен на конце зубчатой рейки.

Расположение боковой тяги над верхним рычагом (рис. 6.19) вызывает увеличение угла α и, кроме того, смещение полюса P_3 далеко вправо. При параллельных рычагах (рис. 6.20) полюс P_1 лежит в бесконечности. В таком случае через точку U проводим линию, параллельную GD , и на расстоянии, равном расстоянию между этой линией и GD , от P_2 наносим еще одну линию, параллельную этим двум. Точка пересечения ее с продолжением линии UE дает полюс P_3 , который для нахождения точки T необходимо соединить с C .

6.4.2. Подвеска Макферсон

Благодаря перемещениям рычагов при ходах сжатия и отбоя колеса определение точки T при подвеске Макферсон более трудно. Для нахождения полюса P_1 из точки E крепления штока проводим перпендикуляр к оси амортизационной стойки до пересечения его с линией, продолжающей рычаг GD (рис. 6.21). Соединяя полюс P_1 с точкой U , находим положение боковой тяги. Через точку G проводим линию, параллельную EP_1 , точка пересечения которой с продолжением ED дает второй полюс P_2 . От линии, соединяющей P_1 и P_2 , вниз откладываем угол α , равный углу

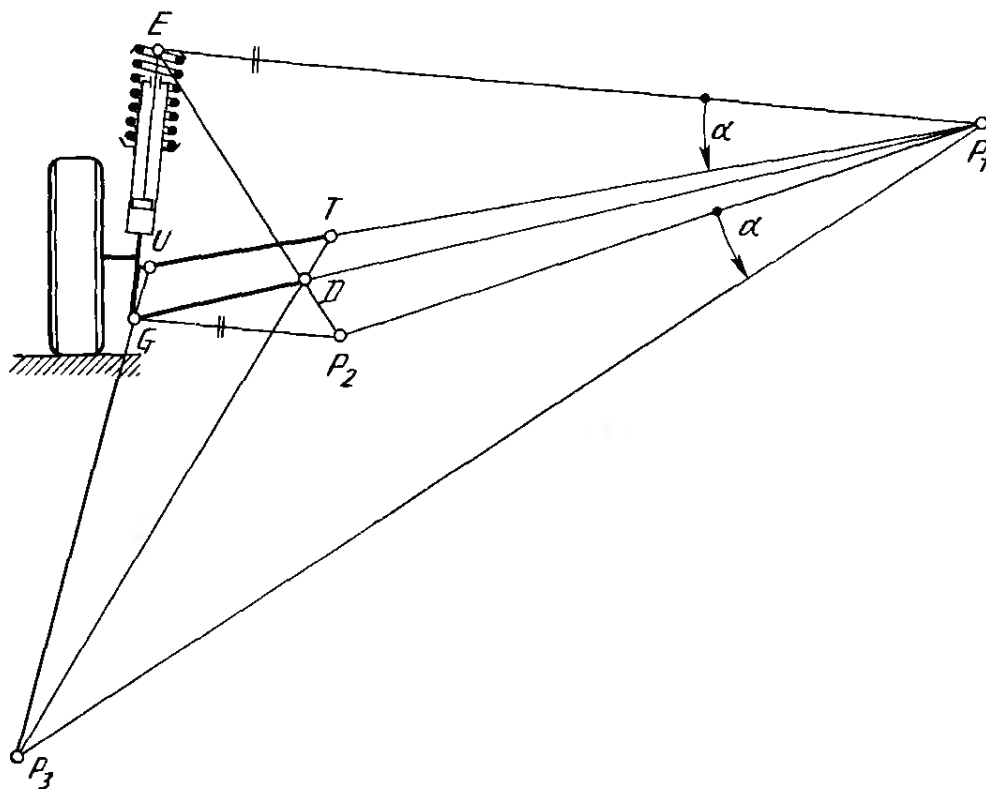


Рис. 6.21. В подвеске Макферсон боковая тяга лежит над нижним рычагом. Рычаг рулевой трапеции направлен внутрь, благодаря чему внешний шарнир U может быть в большей степени смещен к середине автомобиля

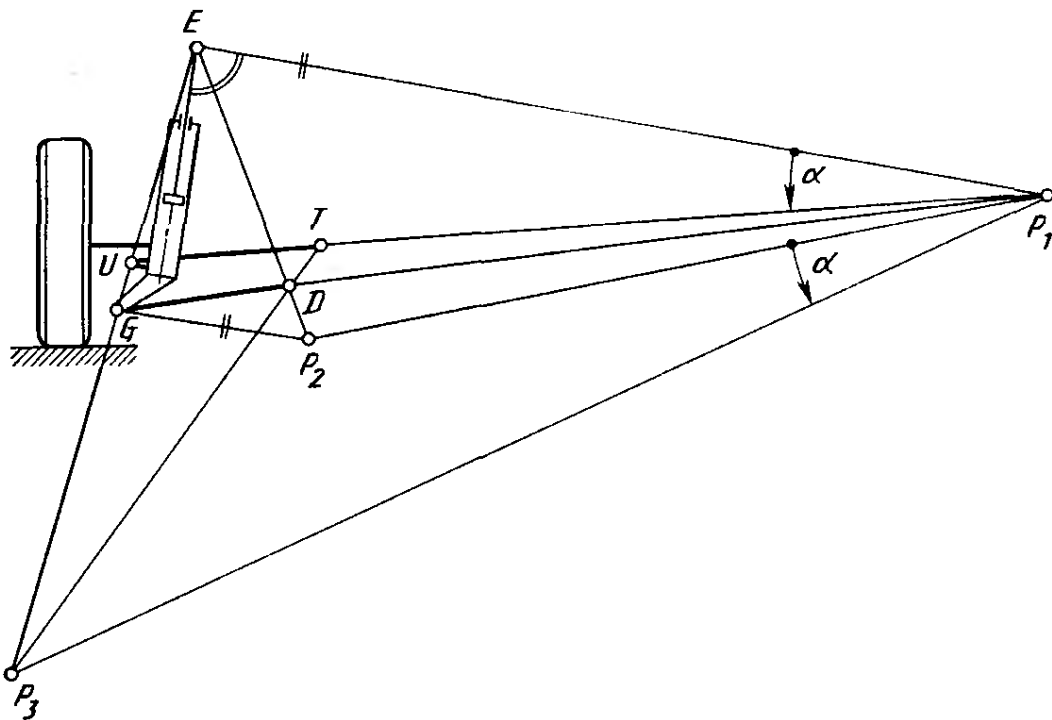


Рис. 6.22. В подвеске Макферсон с шарниром G , смещенным к колесу, внешний шарнир U боковой тяги должен лежать на шкворневой оси, т. е. на линии EG , при виде сзади. Определяющим для нахождения полюса P_3 является продолжение линии UG . И напротив, для определения P_1 необходимо знание направления движения демфера для построения перпендикуляра к его штоку

между отрезками EP_1 и UP_1 . Пересечение полученной стороны угла α с продолжением отрезка дает полюс P_3 . И наконец, продолжение линии, соединяющей P_3 и D , до линии UP_1 определяет положение внутреннего шарнира T боковой тяги.

Если при $\lambda = 0^\circ$ точка U лежит на оси поворота колеса EG (рис. 6.22), то полюс P_3 расположен на продолжении этой оси.

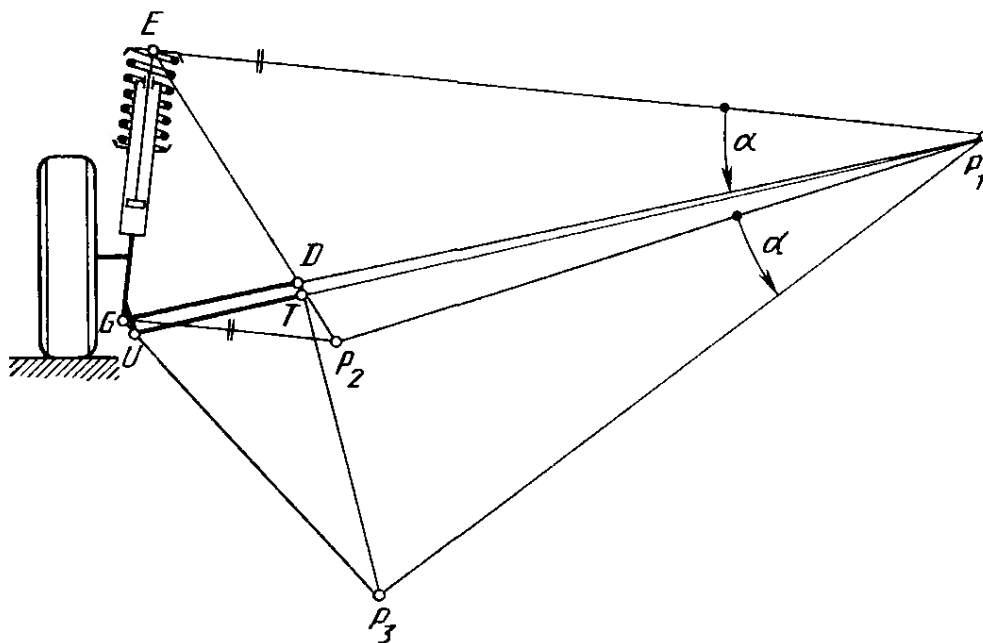


Рис. 6.23. Боковая тяга может быть расположена ниже поперечного рычага при направлении рычага рулевой трапеции внутрь

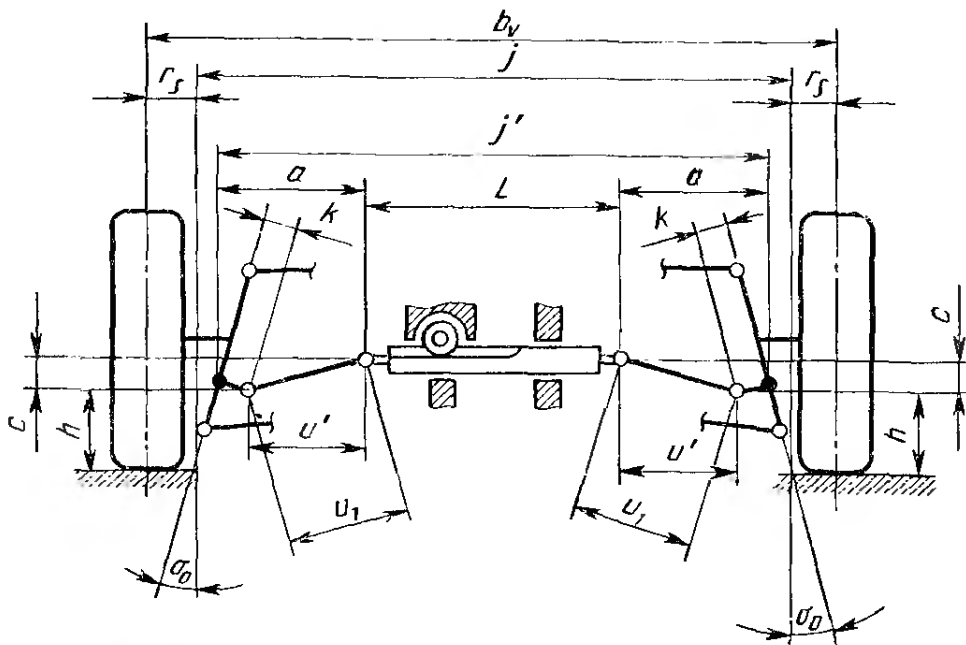


Рис. 6.26. Вид сзади рулевого управления, необходимый для расчета рулевого трехзвенника

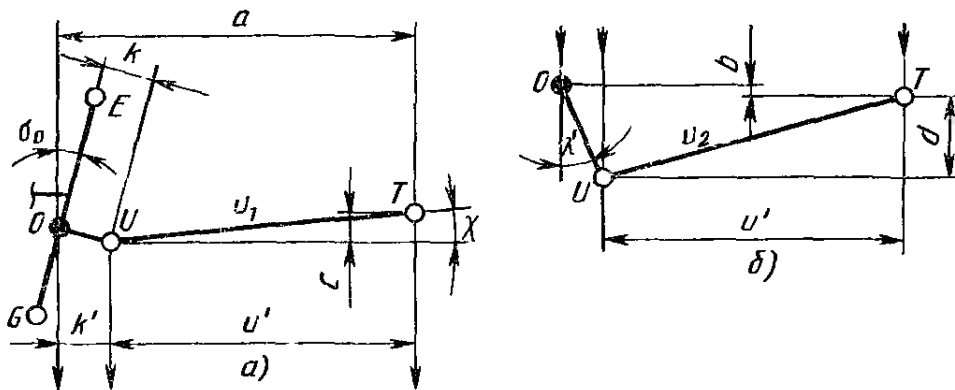


Рис. 6.27. Расчет длины u_1 боковой тяги на виде сзади (а) и ее длины u_2 на виде сверху (б) по проецированной длине u' и разности высот c внешнего U и внутреннего T шарниров, а также расстоянию d

пеции требует значения следующих отрезков (см. рис. 6.26 и 6.27):

$$a = u' + r \sin \lambda \cos \sigma_0; \quad (2)$$

$$d = r \cos \lambda \cos \sigma_0 - b; \quad (3)$$

$$L = j' - 2a; \quad (4)$$

$$j' = b_v - 2(\pm r_s + h \operatorname{tg} \sigma_0), \quad (5)$$

где $+r_s$ — положительное; $-r_s$ — отрицательное плечо обкатки.

Проще всего определить соотношение между δ_a и δ_i при вертикальном положении оси поворота колеса. Тогда, пренебрегая возможным имеющимся углом продольного наклона этой оси τ_0 , кажущийся проецированный угол поворота рычага рулевой трапеции, значение которого меньше его фактического значения, находим по формуле

$$\sin \lambda' = \sin \lambda \cos \sigma_0. \quad (6)$$

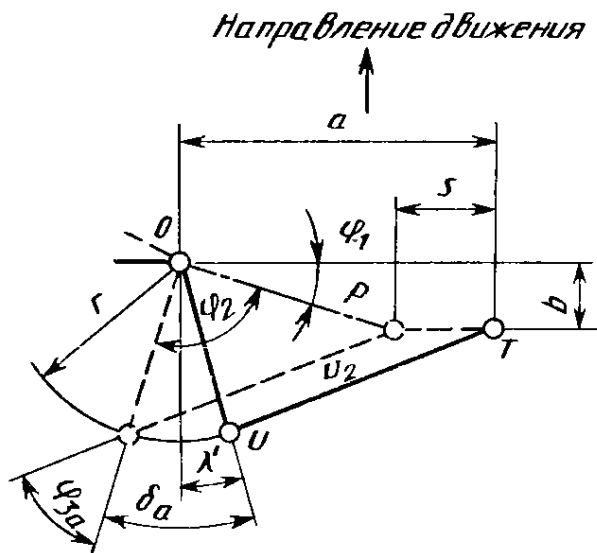


Рис. 6.28. Взаимное положение рычага рулевой тяги для случая 1

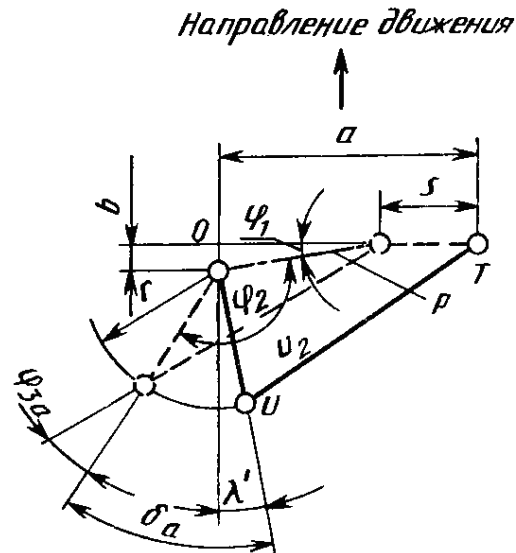


Рис. 6.29. Взаимное положение рычага рулевой трапеции и боковой тяги для случая 2

Для графического определения необходима, как это видно на рис. 6.25, только схема обоих трехзвенников в положении прямолинейного движения. При повороте колес внешние шарниры боковых тяг перемещаются по дугам окружностей радиуса r с центрами в точках O .

Вначале, увеличивая угол λ' на максимальный угол поворота внутреннего колеса $\delta_{i \max}$, получаем точку 5. Построив окружность радиусом u_2 , равным длине боковой тяги, с центром в этой точке, находим точку 4 на пересечении этой окружности с линией перемещения зубчатой рейки. Для нахождения точки 2 на левой стороне рулевой трапеции проводим дугу окружности радиуса L с центром в точке 4. Искомая точка 1 является точкой пересечения дуги, радиус которой равен u_2 , а центр лежит в точке 2, и дуги радиуса, равного длине рычага рулевой трапеции r , с центром в точке O . Соединив прямой точки 1 и O , можно измерить максимальный угол поворота наружного колеса $\delta_{a \max}$. Если значения углов $\delta_{i \max}$ и $\delta_{a \max}$ не соответствуют кривой их фактических значений, то λ' необходимо изменять до тех пор, пока не будет достигнуто требуемое соответствие. Необходимо заметить, что угол φ_3 между рычагами рулевой трапеции и боковой тягой на внутреннем колесе не должен превышать 165° , а на наружном не должен быть меньше 15° (см. рис. 5.12 и 5.13). С помощью окончательно найденного угла λ' можно рассчитать угол λ_1 , появляющийся при поперечном наклоне шкворневой оси $\sin \lambda' = \sin \lambda_1 / \cos \sigma_0$. Этот новый угол λ_1 вызывает незначительное увеличение расстояния $k = r \sin \lambda_1$. Поэтому целесообразно проверить, изменилась ли длина боковой тяги u_1 (или ее проекции u'), определяемая первой методом полюсов.

И наконец, итеративно увеличивая δ_i на 5° и измеряя при этом δ_a , определяем изменение их разности $\Delta\delta = \delta_i - \delta_a$ и сравниваем ее с требуемыми значениями во всем диапазоне углов по-

ворота колес. Дополнительные подробности расчета см. в п. 6.5.4.

Графическое определение угловых соотношений рулевого привода не вызывает больших трудностей и достаточно точно, если его можно осуществить на чертежной доске в масштабе 1:1. Дополнительно можно рассчитать угол δ_a , что оправданно при необходимости найти только одно его значение, например $\delta_{a \max} = f(\delta_{i \max})$. При заданных расстояниях a и b , а также при известных длине рычага рулевой трапеции r , углах λ и σ_0 в этом случае необходимо только найти длину боковой тяги u_2 на виде сверху.

На рис. 6.28 представлено взаимное положение рычага рулевой трапеции и боковой тяги для случая 1 (рулевой механизм и рулевой трехзвенник лежат позади оси, см. рис. 6.9 и 6.10). При прямолинейном движении автомобиля для этой схемы справедливо соотношение $\varphi_2 = 90^\circ - \lambda' - \varphi_1$. При этом длину u_2 можно рассчитать по формуле

$$u_2 = \sqrt{(a - r \sin \lambda \cos \sigma_0)^2 + (r \cos \lambda \cos \sigma_0 - b)^2}. \quad (7)$$

Сумма $a + s$ для внутреннего или разность $a - s$ для наружного колеса и отрезок b определяют расстояние $p_{i,a}$ между шкворневой осью O поворота колеса и внутренним шарниром T боковой тяги:

$$p_{i,a} = \sqrt{(a \pm s)^2 + b^2}, \quad (8)$$

а также углы $\varphi_{1i,a}$:

$$\operatorname{tg} \varphi_{1i} = b/(a + s), \quad \operatorname{tg} \varphi_{1a} = b/(a - s). \quad (9)$$

Определив углы $\varphi_{2i,a}$ по уравнению

$$\cos \varphi_{2i,a} = \frac{r^2 + p_{i,a} - u^2}{2rp_{i,a}}, \quad (10)$$

можно рассчитать углы поворота колес δ_i и δ_a :

$$\delta_i = 90^\circ - \lambda' - \varphi_{2i} - \varphi_{1i}; \quad \delta_a = \lambda' + \varphi_{1a} + \varphi_{2a} - 90^\circ. \quad (11)$$

Эти углы можно было бы определить также итеративным расчетом, но без учета поперечного наклона шкворневой оси σ_0 , по связывающему их уравнению

$$\begin{aligned} r \sin(\delta_a - \lambda') + \sqrt{u_2^2 - [r \cos(\delta_a - \lambda') - b]^2} = \\ = 2a - r \sin(\delta_i + \lambda') - \sqrt{u_2^2 - [r \cos(\delta_i + \lambda') - b]^2}. \end{aligned} \quad (12)$$

Теперь необходимо проверить, лежат ли углы $\varphi_{3a,i}$ между рычагом рулевой трапеции и боковой тягой в допустимых пределах — между 15 и 165° . Для этого их необходимо найти по уравнениям

$$\sin \varphi'_{3i} \equiv \frac{p_i}{u_2} \sin \varphi_{2i}, \quad \sin \varphi_{3a} = \frac{p_a}{u_2} \sin \varphi_{2a}. \quad (13)$$

Поскольку угол φ'_{3i} здесь рассчитывается как кажущийся, полученное по уравнению (13) значение следует вычесть из 180° : $\varphi_{3i} = 180^\circ - \varphi'_{3i}$.

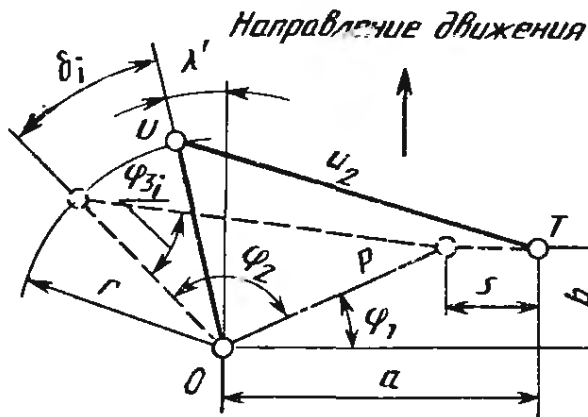


Рис. 6.30. Взаимное расположение рулевой тяги для случая 3

При расположении рулевого механизма перед осью, а рулевого трехзвенника сзади нее (случай 2, см. рис. 6.11) для получения необходимого соотношения между δ_i и δ_a угол λ должен иметь большее

значение по сравнению со случаем 1. Для этого внутренние шарниры боковых тяг должны быть смещены ближе к середине автомобиля. Расчет (рис. 6.29) подобен расчету случая 1, причем соответствующие уравнения отличаются незначительно. Взаимосвязь углов при нейтральном положении колес имеет вид $\varphi_2 = 90^\circ - \lambda' + \varphi_1$. Длина u_2 рассчитывается по формуле

$$u_2 = \sqrt{(a - r \sin \lambda \cos \sigma_0)^2 + (r \cos \lambda \cos \sigma_0 + b)^2}. \quad (14)$$

После определения $\rho_{i, a}$, $\varphi_{1i, a}$ и $\varphi_{2i, a}$ по тем же уравнениям (8)—(10) можно найти углы δ_i и δ_a :

$$\begin{aligned} \delta_i &= 90^\circ - \lambda' - \varphi_{2i} - \varphi_{1i}, \\ \delta_a &= \lambda' + \varphi_{2a} - \varphi_{1a} - 90^\circ. \end{aligned} \quad (15)$$

Соответствующее уравнение, связывающее δ_i и δ_a , теперь имеет вид:

$$\begin{aligned} r \sin(\delta_a - \lambda) + \sqrt{u_2^2 - [r \cos(\delta_a - \lambda) + b]^2} = \\ = 2a - r \sin(\delta_i + \lambda) - \sqrt{u_2^2 - [r \cos(\delta_i + \lambda) + b]^2}. \end{aligned} \quad (16)$$

Проверка значений углов $\varphi_{3i, a}$ осуществляется по уравнениям (13), причем полученное значение φ_{3i} также необходимо вычесть из 180° .

При расположении рулевого механизма и рулевого трехзвенника перед осью (случай 3; см. рис. 6.12) рычаги рулевой трапеции направлены наружу, вследствие чего длина боковой тяги u_2 увеличивается. Здесь она определяется по формуле (рис. 6.30)

$$u_2 = \sqrt{(a + r \sin \lambda \cos \sigma_0)^2 + (r \cos \lambda \cos \sigma_0 - b)^2}. \quad (17)$$

В положении рулевого управления для прямолинейного движения его углы связаны соотношением $\varphi_2 = 90^\circ + \lambda' - \varphi_1$. Углы δ_i и δ_a после расчета $\rho_{i, a}$, $\varphi_{1i, a}$ и $\varphi_{2i, a}$ по уравнениям (8)—(10) можно найти следующим образом:

$$\begin{aligned} \delta_i &= \varphi_{1i} + \varphi_{2i} - 90^\circ - \lambda', \\ \delta_a &= 90^\circ - \varphi_{2a} - \varphi_{1a} + \lambda'. \end{aligned} \quad (18)$$

Связь этих углов имеет вид:

$$\begin{aligned} \sqrt{u_2^2 - [r \cos(\delta_a - \lambda') - b]^2} - r \sin(\delta_a - \lambda') = \\ = 2a + r \sin(\delta_i + \lambda') - \sqrt{u_2^2 - [r \cos(\delta_i + \lambda') - b]^2}. \end{aligned} \quad (19)$$

Также по уравнениям (13) необходимо проверить, не выходят ли углы $\varphi_{3t, a}$ за допустимые пределы.

В случае 4, когда рулевой механизм расположен сзади оси и рычаги рулевой трапеции направлены вперед (см. рис. 6.13), точка T лежит за осью. Этот случай соответствует повороту треугольника OUT на рис. 6.30 вокруг точки O так, чтобы рычаг рулевой трапеции был направлен внутрь.

6.5.2. Влияние поперечного наклона шкворневых осей

Теперь — после получения зависимостей для расчета рулевого привода при вертикальном положении шкворневых осей — рассмотрим рулевой привод, у которого эти оси имеют поперечный наклон на угол σ_0 . В предыдущем разделе он учитывался только при определении угла λ' в проекции и длины боковой тяги u_2 . Для графического расчета необходимы виды сверху и сзади рулевого привода, причем вид сверху должен быть повернут еще раз на угол σ_0 . На чертеже рис. 6.31 показана последовательность графического расчета для обоих рулевых трехзвенников рулевого привода. Соответствующие друг другу точки обоих трехзвенников обозначены одинаково.

Сначала для нахождения исходной точки 3 на виде сверху из центра O проводим дугу окружности, радиус которой равен длине рычага рулевой трапеции r , и от вертикали из центра O откладываем угол λ' , снимаемый с дополнительного вида сверху, построенного под углом σ_0 (см. нижнюю часть чертежа). Смещение

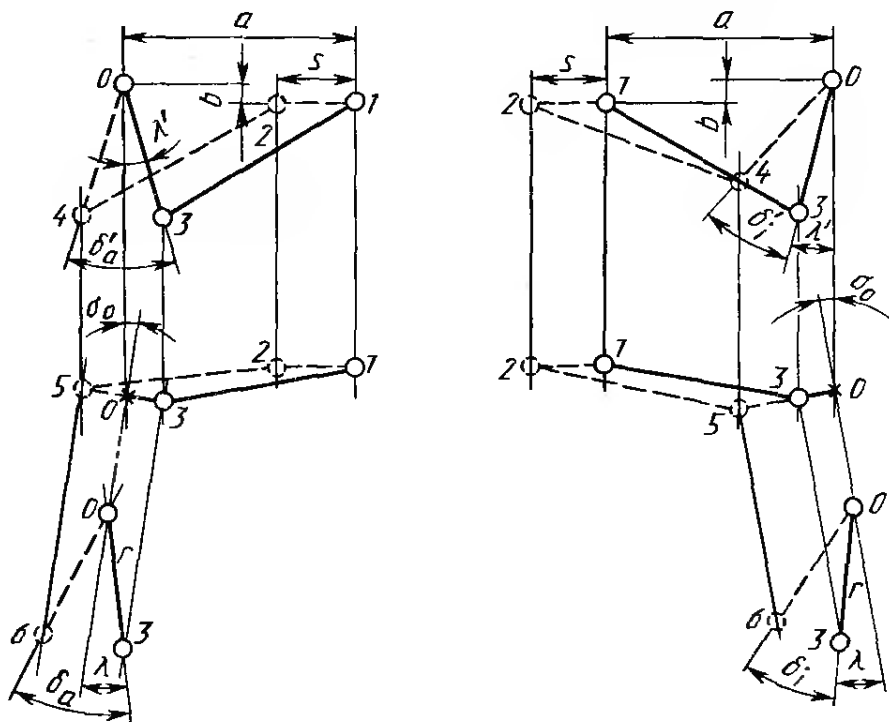


Рис. 6.31. Вид сверху (вверху) и сзади (внизу) рулевого управления для определения углов δ_i и δ_a с учетом поперечного наклона шкворневых осей. Положение автомобиля считается расчетным

точки 1 в 2 на ход s простым геометрическим построением преобразуем в смещение точки 3 в 4. Точку 5 находим опусканием вертикали из точки 4 на вид сзади, а точку 6 переносим на дополнительный вид сверху, построенный под углом σ_0 . При этом точку 6 находим как пересечение линии, идущей из точки 5 под этим углом, и дуги окружности радиуса r с центром в точке O . Тогда углы между найденными положениями рычагов рулевой трапеции (точки 3 и 6 на дополнительных видах сверху) соответствуют углам поворота колес δ_a и δ_i . Пересчет искаженных за счет неучета σ_0 углов δ'_a и δ'_i (между точками 3 и 4) в фактические углы может быть осуществлен также по уравнениям

$$\sin \delta_a = \sin \delta'_a \cos \sigma_0, \quad \sin \delta_i = \sin \delta'_i \cos \sigma_0. \quad (20)$$

Соотношения, связывающие ход s зубчатой рейки с углами поворота колес δ_a и δ_i , для случаев 1 и 2 имеют вид:

$$s = a + r \cos \sigma_0 \sin (\delta_a - \lambda) - \sqrt{u_0^2 - [r \cos \sigma_0 \cos (\delta_a - \lambda) \pm b]^2 - [c - r \sin \sigma_0 [\sin \lambda + \sin (\delta_a - \lambda)]]^2}; \quad (21)$$

$$s = \sqrt{u_0^2 - [r \cos \sigma_0 \cos (\delta_i + \lambda) \pm b]^2 - [c + r \sin \sigma_0 [\sin (\delta_i + \lambda) - \sin \lambda]]^2} + r \cos \sigma_0 \sin (\delta_i + \lambda) - a. \quad (22)$$

Расстояние между внутренним и внешним шарнирами в продольном направлении при расчете случая 1 принимается положительным, случая 2 — отрицательным. Соответствующими уравнениями для случая 3 являются:

$$s = \sqrt{u_0^2 - [r \cos \sigma_0 \cos (\delta_a - \lambda) - b]^2 - [c + r \sin \sigma_0 [\sin \lambda + \sin (\delta_a - \lambda)]]^2} + r \cos \sigma_0 \sin (\delta_a - \lambda) - a, \quad (23)$$

$$s = a + r \cos \sigma_0 \sin (\delta_i + \lambda) - \sqrt{u_0^2 - [r \cos \sigma_0 \cos (\delta_i + \lambda) - b]^2 - [c - r \sin \sigma_0 [\sin (\delta_i + \lambda) - \sin \lambda]]^2}. \quad (24)$$

Эти формулы получены на основе схемы рулевого трехзвенника, показанной на рис. 6.32. Угловые соотношения на этой схеме соответствуют случаю 1. Как и при графическом решении, при переносе точки 3 в точку 5 учтен угол σ_0 . Описывающий четырехугольник, стороны которого пересекают шарниры боковой тяги в их крайних положениях на виде сзади, позволяет получить соотношения

$$s = u' + e - g \quad \text{и} \quad g = \sqrt{u_{1a}^2 - c'^2}. \quad (25)$$

Отрезки u' и e находим на виде сверху:

$$u' = a - r \sin \lambda \cos \sigma_0,$$

$$e = r \cos \sigma_0 [\sin \lambda + \sin (\delta_a - \lambda)].$$

На рис. 6.32 угол δ_a больше λ . При $\delta_a < \lambda$ в круглых скобках должно стоять $(\lambda - \delta_a)$.

Длина u_0 боковой тяги, расположенной наклонно в пространстве, остается неизменной. С помощью рис. 6.1 и 6.27 для нее можно вывести следующие уравнения

$$u_0^2 = u'^2 + d'^2 + c^2. \quad (26)$$

Учитывая, что $u_1^2 = u'^2 + c^2$, отсюда получаем: $u_0^2 = u_1^2 + d'^2$. Поэтому первый член в подкорневом выражении в уравнении (25) можно заменить на $u_{1a}^2 = u_0^2 - d'^2$. Геометрические соотношения вида сверху на рис. 6.32 позволяют определить d' : $d' = r \cos (\delta_a - \lambda) \cos \sigma_0 - b$. Его нужно подставлять в уравнение для u_{1a}^2 в виде абсолютного значения (без учета знака). При максимальном повороте колес может оказаться, что расстояние $r \cos (\delta_a - \lambda)$ или $r \cos (\delta_i + \lambda)$ меньше расстояния b , вследствие чего d' принимает отрицательное значение (рис. 6.33). После перехода боковой тяги через положение, при котором она лежит на одной линии с зубчатой рейкой, длина проекции u' этой тяги снова уменьшается. Вид сзади на рис. 6.32 позволяет получить еще два выражения: $c'^2 = (c - f)^2$, где c задано, а f равно $f = r \sin \sigma_0 [\sin \lambda + \sin (\delta_a - \lambda)]$.

В качестве результата расчета по уравнениям (21)—(24) получаем ход зубчатой рейки s . При этом должны быть известны углы λ и σ_0 , длины r и u_0 , а также расстояния a , b и c .

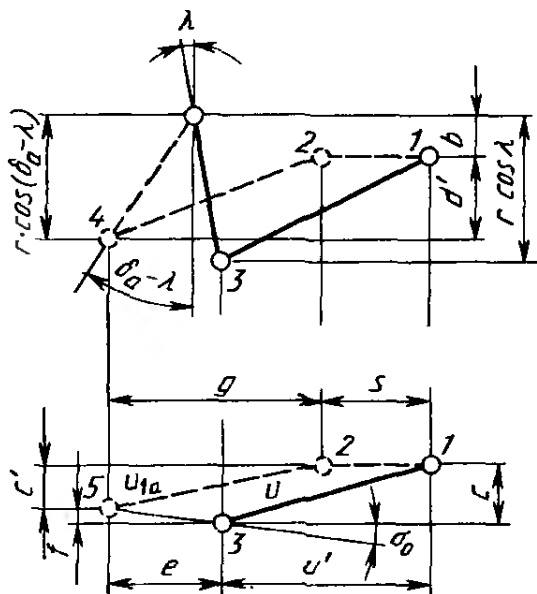


Рис. 6.32. Вид сверху (вверху) и вид сзади (внизу) рулевого трехзвенника, соответствующего случаю 1. На виде сзади построен описывающий прямоугольник, проходящий через точки 1, 3 и 5

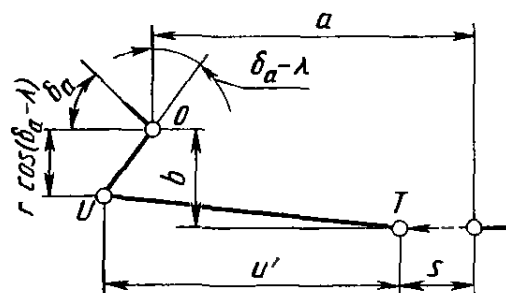


Рис. 6.33. При повороте колеса на максимальный угол расстояние по вертикали между O и U может стать меньше расстояния между O и T . Боковая тяга при этом проходит через положение, соосное с зубчатой рейкой

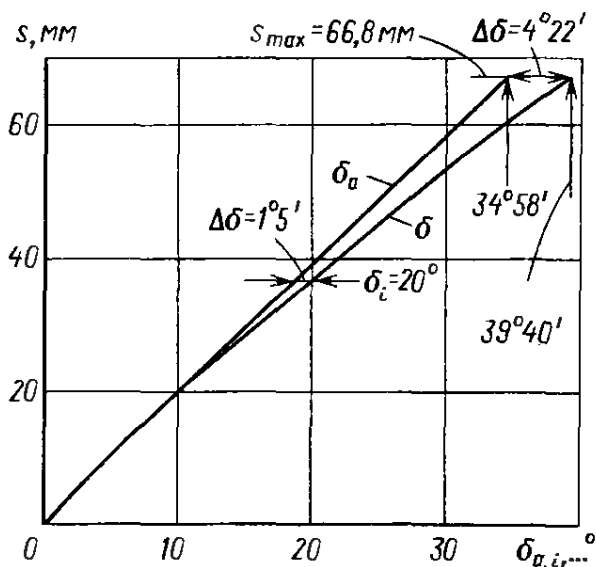


Рис. 6.34. Пример изменения хода s зубчатой рейки в зависимости от углов поворота внутреннего δ_i и наружного δ_a колес, рассчитанного по уравнениям (21) и (22) или (23) и (24)

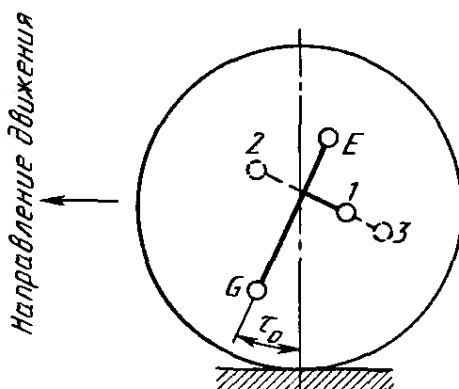


Рис. 6.35. Наклон шкворневой оси на виде сбоку на угол τ_0

Последние определяют положение рулевого механизма и рулевого трехзвенника, т. е. соответствие рулевого управления случаю 1, 2 или 3. Сначала в уравнение (21) или (23) следует подставить максимальный угол поворота наружного колеса $\delta_a \text{ max}$, затем $\delta_i \text{ max}$ в уравнение (22) или (24). Как и при расчете при отсутствии поперечного наклона шкворневых осей при $\delta_a < \lambda$ вместо $(\delta_a - \lambda)$ здесь необходимо подставлять $(\lambda - \delta_a)$. Для определения углов эти уравнения можно использовать, приравнявая их друг к другу при подстановке отдельных значений δ_a и δ_i . Расчет значительно упрощается при графическом решении этих уравнений. На рис. 6.34 приведен результат такого расчета, последовательность которого изложена в п. 6.5.4. На графике строятся кривые изменения хода s зубчатой рейки в зависимости от углов δ_a и δ_i , рассчитанных приравниванием уравнений (21) и (22) или (23) и (24). Разности этих углов при одних и тех же ходах рейки дают искомые разности $\Delta\delta$ (на рис. 6.34 показано ее определение при $s = 36,5$ и $66,8$ мм), которые сравниваются затем с требуемыми разностями углов поворота колес, рассчитанными по уравнениям (7) и (9) п. 4.1.1.

Неучтенной, однако, остается податливость рулевого управления, вследствие чего угол поворота колеса на дороге, например, будет несколько меньше угла поворота рычага рулевой трапеции. Более подробно этот вопрос рассмотрен на примере расчета (см. п. 6.5.4).

6.5.3. Влияние продольного наклона шкворневых осей

Если на виде сбоку ось EG поворота колеса повернута на угол τ_0 (рис. 6.35), а рулевой трехзвенник расположен сзади оси (случай 1 и 2), то внешний шарнир 1 боковой тяги наружного колеса перемещается вверх (точка 2), внешний шарнир боковой

тяги внутреннего колеса — вниз (точка 3). Влияние угла τ_0 на соотношение углов δ_a и δ_i меньше влияния поперечного наклона оси поворота колеса (см. п. 6.6.3); кроме того, он обычно не превышает 4° [5]. Исключением являются автомобили с выносом колеса назад относительно его шкворневой оси (см. рис. 2.3), а также автомобили с усилителем рулевого управления. Требуемый в них высокий стабилизирующий момент проще всего может быть обеспечен увеличением угла продольного наклона оси поворота колеса.

Сам продольный наклон шкворневой оси лишь незначительно уменьшает разность углов поворота колес: эта разность $\Delta\delta$ составляет примерно $0,1^\circ$ на 1° угла τ_0 . Большое влияние на соотношение δ_a и δ_i оказывает изменение угла продольного наклона шкворневой оси, описанное в [3]. Это изменение появляется при движении на повороте как следствие поворота колес и крена кузова. По этой причине, а также вследствие того, что имеющаяся податливость как в опорах рулевого управления, так и в опорах передней подвески практически не учитывается при расчете рулевого треугольника, очень высокая точность определения τ_0 излишня. Окончательное значение этого угла может быть получено только измерениями на автомобиле, которые безусловно необходимы.

6.5.4. Пример расчета

По приведенным выше формулам рассчитаем углы поворота колес легкового автомобиля «Форд-эскорт» классической компоновки. Рулевой механизм и рулевой трехзвенник расположены перед осью, т. е. его рулевое управление соответствует случаю 3. Ниже приведены его геометрические параметры, измеренные при конструктивном положении автомобиля, т. е. при посадке в него трех человек с массой тела по 68 кг:

Расстояние между осью O поворота колеса и внутренним шарниром T по горизонтали, a , см	24,6
Расстояние между рулевым механизмом и осью в направлении движения, b , см	9,1
Высота внутреннего шарнира T боковой тяги над внешним U , c , см	3,3
Длина рычага рулевой трапеции, измеренная на автомобиле, r , см	11,5
Угол поворота рычага рулевой трапеции, λ , \dots°	8
Угол поперечного наклона шкворневой оси, σ_0	$8^\circ 20'$
Максимальный измеренный угол поворота внутреннего колеса, $\delta_i \max$	$39^\circ 40'$
Максимальный измеренный угол поворота наружного колеса, $\delta_a \max$	$35^\circ 30'$
Разность углов поворота колес, $\Delta\delta$	$4^\circ 10'$

Расчет проецированного угла поворота рулевой трапеции λ' производится по уравнению (6): $\sin \lambda' = 0,1377$, $\lambda' = 7^\circ 55'$.

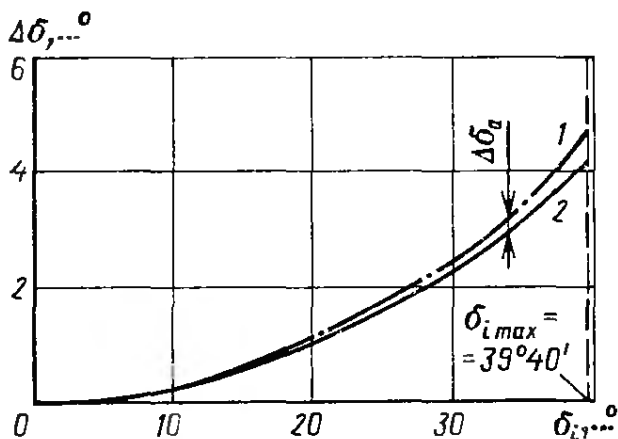


Рис. 6.36. Изменение рассчитанной (1) и измеренной (2) разности поворота колес $\Delta\delta$ автомобиля «Форд-эскорт» в зависимости от угла поворота внутреннего колеса δ_i . Расчет учитывал угол поперечного наклона осей поворота колес $\sigma_0 = 8^\circ 20'$ и проводился при угле поворота рычагов рулевой трапеции $\lambda = 8^\circ$

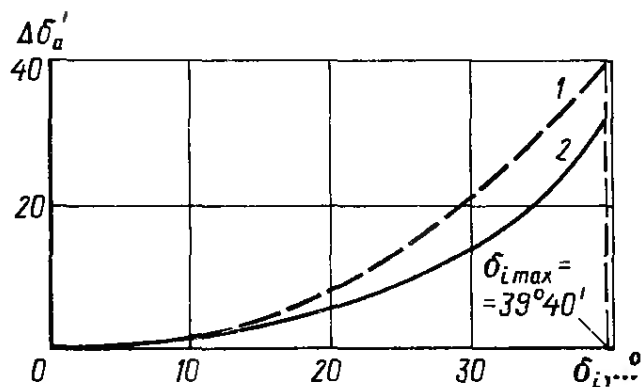


Рис. 6.37. Разность $\Delta\delta_a$ рассчитанного и измеренного углов поворота наружного колеса в зависимости от угла поворота внутреннего колеса δ_i автомобиля «Форд-эскорт». Кривая 1 соответствует расчету без учета поперечного наклона осей поворота колес ($\sigma_0 = 0^\circ$), кривая 2 — расчету с учетом $\sigma_0 = 8^\circ 20'$. В обоих случаях угол поворота рычагов рулевой трапеции равен $\lambda = 8^\circ$

Определение требуемой длины боковой тяги. С помощью рис. 6.1 и 6.30 получаем следующие соотношения:

$$u' = a + k' = a + r \sin \lambda \cos \sigma_0;$$

$$u_2 = \sqrt{u'^2 + d^2}, \quad d = r \cos \lambda \cos \sigma_0 - b;$$

$$u_0 = \sqrt{u'^2 + d^2 + c^2}.$$

Подставив значения входящих в эти формулы величин, находим: $u' = 26,08$ см, $u_2 = 26,17$ см, $d = 2,16$ см, $u_0 = 26,37$ см.

Расчет максимальных углов поворота колес. Эти углы определяем по уравнениям (18). Предварительно рассчитаем входящие в них величины: $\operatorname{tg} \varphi_{1i} = 0,51558$, $\varphi_{1i} = 27^\circ 19'$; $\cos \varphi_{2i} = -0,3463$, $\varphi_{2i} = 180^\circ - 69^\circ 44' = 110^\circ 16'$; $\operatorname{tg} \varphi_{1a} = 0,29027$, $\varphi_{1a} = 16^\circ 12'$; $\cos \varphi_{2a} = 0,68335$, $\varphi_{2a} = 46^\circ 53'$. Учитывая предварительно найденный $\lambda' = 7^\circ 55'$, определены: $\delta_{i \max} = 39^\circ 40'$, $\delta_{a \max} = 34^\circ 50'$.

Расчет наименьшего и наибольшего углов между боковыми тягами и рычагами рулевой трапеции при максимальных углах поворота колес производится по уравнениям (13): $\sin \varphi_{3i} = 0,7119$, $\varphi_{3i} = 45^\circ 23'$; $\sin \varphi'_{3a} = 0,91047$, $\varphi'_{3a} = 65^\circ 34'$, $\varphi'_{3a} = 180^\circ - \varphi'_{3a} = 114^\circ 26'$. Вычитание φ'_{3a} из 180° необходимо, так как φ_{3a} должен быть больше 90° .

Как видим, условия, представленные на рис. 5.12 и 5.13, выполняются: φ_{3i} намного больше 15° , а φ_{3a} значительно меньше 165° .

Расчет хода зубчатой рейки с учетом поперечного наклона шкворневых осей. Зная максимальный угол поворота внутреннего

22. Измеренные и рассчитанные углы поворота наружного колеса δ_a и разности поворота колес $\Delta\delta$, а также разность $\Delta\delta_a$ рассчитанного и измеренного углов δ_a в зависимости от угла поворота внутреннего колеса δ_i

δ_i	Измеренные значения		Рассчитанные значения					
			$\sigma_0 = 0$			$\sigma_0 = 8^\circ 20'$		
	δ_a	$\Delta\delta$	δ_a	$\Delta\delta$	$\Delta\delta_a$	δ_a	$\Delta\delta$	$\Delta\delta_a$
5°	5°	0°	5°	0°	0'	5°	0°	0'
10°	9° 50'	10'	9° 46'	14'	4'	9° 48'	12'	2'
15°	14° 30'	30'	14° 26'	34'	4'	14° 28'	32'	2'
20°	19°	1°	18° 52'	1° 8'	8'	18° 55'	1° 5'	5'
25°	23° 25'	1° 35'	23° 12'	1° 48'	13'	23° 16'	1° 44'	9'
30°	27° 45'	2° 15'	27° 24'	2° 36'	21'	27° 31'	2° 29'	14'
35°	31° 50'	3° 10'	31° 19'	3° 41'	31'	31° 29'	3° 31'	21'
39° 40'	35° 30'	4° 10'	34° 50'	4° 50'	40'	34° 58'	4° 42'	32'

колеса $\delta_{i \max} = 39^\circ 40'$, по уравнению (24) находим: $s = 6,68$ см. Соответственно для максимального угла поворота наружного колеса $\delta_{a \max} = 35^\circ 30'$ по уравнению (23) получаем: $s = 6,75$ см. Разность составляет 0,7 мм. Угол $\delta_{a \max}$ равен $34^\circ 58'$ при ходе зубчатой рейки $s = 6,68$ см. Разность результатов расчета и измерений этого угла $\Delta\delta_a = 32'$ объясняется неучетом податливости передней подвески и рулевого управления при расчете. Изменение этой разности во всем диапазоне углов поворота внутреннего колеса представлено на рис. 6.36. Рис. 6.37 иллюстрирует влияние поперечного наклона шкворневых осей на разность $\Delta\delta_a$. Соответствующие численные данные сведены в табл. 22. Следует отметить, что указанное в этой таблице измеренное на автомобиле «Форд-эскорт» значение $\Delta\delta = 1^\circ$ при $\delta_i = 20^\circ$ лежит в поле допуска для него. В руководствах для авторемонтных мастерских это значение указывается с допуском $\Delta\delta = 1^\circ \pm 30'$.

Если углы поворота колес на дороге $\delta_{i \max} = 39^\circ 40'$, $\delta_{a \max} = 34^\circ 58'$ должны быть такими же, как рассчитанные при вертикальном положении осей поворота колес, то углы поворота относительно этих осей в соответствии с уравнениями (20) должны быть несколько большими: $\delta'_i = 40^\circ 11'$ и $\delta'_a = 36^\circ 22'$. Подставив эти значения в уравнения (24) и (23), получим незначительное увеличение хода s . Результаты расчета приведены в табл. 22.

На чертеже угол поворота рычага рулевой трапеции λ должен быть указан с допуском. Если его задать в виде $\lambda = 8^\circ \pm 10'$, то по сравнению с рассчитанным средним его значением $\lambda = 8^\circ$ при $s = 6,68$ см и $\lambda_{\max} = 8^\circ 10'$ (предельное наибольшее значение) внутреннее колесо повернулось бы на 10' меньше (а именно, $\delta_{i \max} = 39^\circ 30'$), а наружное на 17' больше ($\delta_{a \max} = 35^\circ 15'$). При предельном наименьшем значении $\lambda_{\min} = 7^\circ 50'$ для внутрен-

него колеса было бы $\delta_{i \max} = 39^\circ 50'$, для наружного $\delta_{a \max} = 34^\circ 50'$. Таким образом, внутреннее колесо повернулось бы на $10'$ больше, наружное — на $8'$ меньше. Эти отклонения меньше отклонений, вызываемых податливостью.

У большинства легковых автомобилей предусмотрена возможность регулирования длины обеих боковых тяг. На чертеже указываются средняя длина u_0 тяги и требуемый диапазон ее регулировки ± 10 мм (см. рис. 3.40) или ± 5 мм, если внутренние шарниры закреплены на концах зубчатой рейки (см. рис. 3.57). Еще более важно, чтобы левая и правая боковые тяги имели одинаковую длину. При невыполнении этого требования разности углов поворота колес, максимальные углы их поворота и, следовательно, радиусы разворота отличаются друг от друга при поворотах вправо и влево. Показанные на рис. 6.26 отрезки j' и L постоянны. Если расстояния u' с одной стороны длиннее, а с другой короче на разность ходов Δs , то при прямолинейном движении автомобиля зубчатая рейка должна быть смещена от среднего положения на Δs . Это может иметь место, если одна из боковых тяг нерегулируемая (см. рис. 3.53).

6.6. РАСЧЕТ РУЛЕВОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА

Как сказано в п. 6.2, между прямым и обратным четырехзвенниками имеются определенные различия, причем кинематика последнего более сложна. Выбор того или другого четырехзвенника зависит в первую очередь от положения рулевого механизма, или — точнее — от его расстояния до оси (рис. 6.38).

6.6.1. Прямой рулевой четырехзвенник

В прямом рулевом четырехзвеннике сошка, маятниковый рычаг и рычаги рулевой трапеции поворачиваются в одном направлении. Для определения угла поворота наружного колеса δ_a в зависимости от угла поворота внутреннего колеса δ_i , как и в случае рулевого трехзвенника, сначала необходимо найти длину боковой тяги u_1 и ее положение на виде сзади (см. рис. 6.1 и 6.26). При заданной длине рычага рулевой трапеции r угол λ также должен быть задан, чтобы получить отрезок $k = r \sin \lambda$, необходимый для нахождения полюсов. Благодаря u_1 известна и проек-

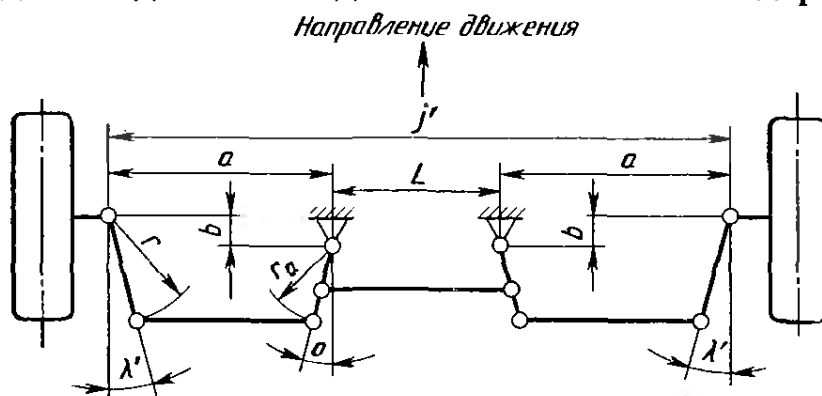


Рис. 6.38. Вид сверху на прямой рулевой четырехзвенник. Шкворневые оси и вал рулевого механизма перпендикулярны к плоскости дороги

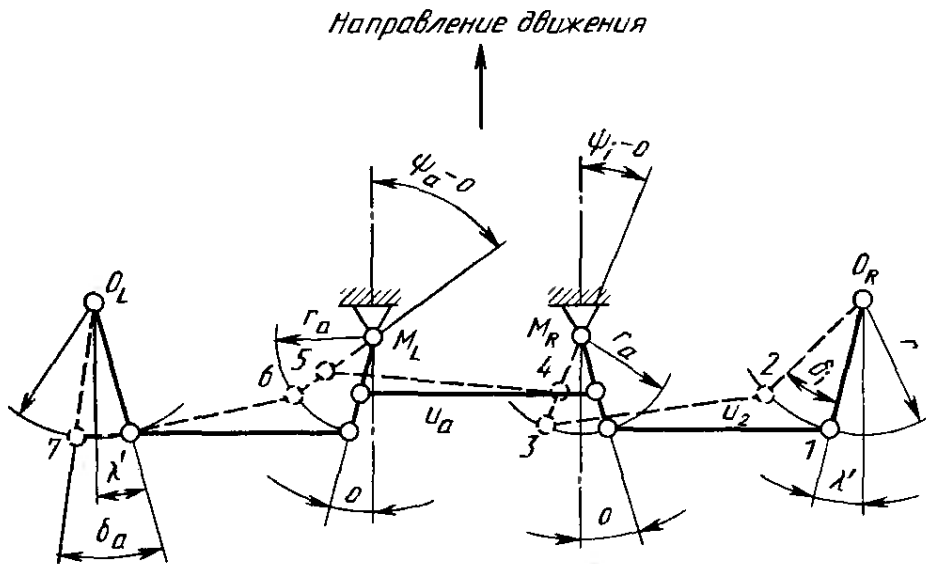


Рис. 6.39. Графическое определение угла поворота наружного колеса δ_a в зависимости от угла поворота внутреннего колеса δ_i при креплении внутренних шарниров боковых тяг непосредственно к сошке и маятниковому рычагу

ция боковой тяги u' , поэтому при вычерчивании рулевого четырехзвенника, характеризующегося λ' , r и u' , расстояния a между осями рулевого механизма и маятникового рычага до вертикальных осей поворота колес (см. рис. 6.38) выдерживать не обязательно. Не ясно, правильно ли выбраны на чертеже угол λ или λ' (появляющийся в случае поперечного наклона шкворней σ_0 и равный $\sin \lambda' = \sin \lambda \cos \sigma_0$), а также угол θ поворота сошки и маятникового рычага. Если на виде сверху положение рулевого механизма и этих двух элементов не согласуются с положением шарниров 5 и 8 боковых тяг (см. рис. 6.42), то эти тяги должны быть закреплены на концах средней тяги, как например, на рис. 3.46, 3.47 и 6.6. И напротив, расстояние b между рулевым механизмом и осью важно для кинематических расчетов рулевого управления. При заданной длине r_a сошки и маятникового рычага оно определяет дуги, описываемые их концами.

Как и в случае рулевого трехзвенника, соотношения между углами четырехзвенника производится вначале в плоскости при том условии, что как шкворневые оси обоих колес, так и ось рулевого механизма расположены вертикально ($\sigma_0 = 0^\circ$, $\tau_0 = 0^\circ$ и $\omega = 0^\circ$; см. рис. 6.2 и 6.27). Теперь для нахождения отрезка $L = j' - 2a$ (см. рис. 6.38), позволяющего начать вычерчивание обоих четырехзвенников, необходимо знание показанного на рис. 6.26 расстояния j' между осями поворота обоих колес. Расчет угловых соотношений более труден, так как кроме угла поворота рычага рулевой трапеции λ и углов поворота колес δ_i и δ_a в уравнения должны входить также углы поворота сошки θ_a и маятникового рычага θ_i . Углы θ_a и θ_i равны при нейтральном положении колес, как на рис. 6.38, но отличаются друг от друга при их повороте (см. рис. 6.39). Вывод сложных уравнений, связывающих геометрические параметры рулевого четырехзвенника, вы-

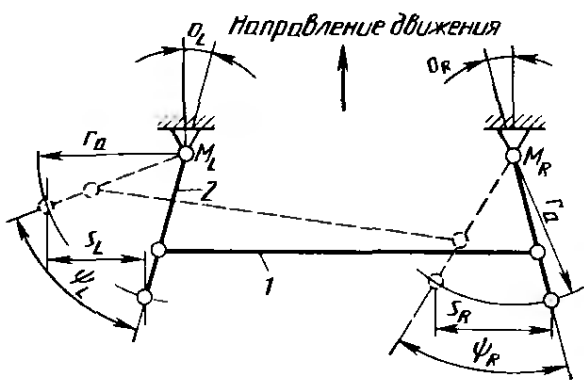


Рис. 6.40. При расположении сошки и маятникового рычага под углом друг к другу пути внутренних шарниров боковых тяг S_L и S_R различны при повороте колес

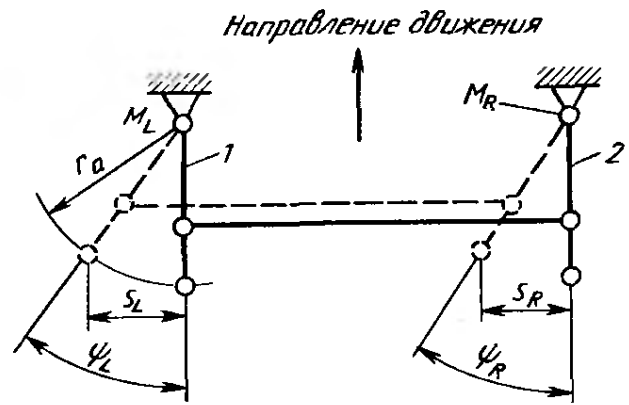


Рис. 6.41. При параллельности сошки 1 и маятникового рычага 2 пути внутренних шарниров боковых тяг S_L и S_R равны друг другу

ходит за рамки этой книги. Поэтому здесь ограничимся графическим решением.

Чтобы найти угол поворота наружного колеса δ_a в функции угла поворота внутреннего δ_i , построим δ_i на λ' (рис. 6.39). Внешний шарнир 1 перемещается по дуге окружности радиуса r с центром O_R в точку 2. Внутренний шарнир при этом движется по дуге окружности радиуса r_a с центром M_R . Для нахождения точки 3 на этой дуге проводим дугу окружности радиуса u_2 из точки 2. Закрепленный на том же маятниковом рычаге правый шарнир средней тяги переходит в точку 4. Проводим из этой точки окружность радиусом u_a , равным длине средней тяги, до пересечения с окружностью с центром в точке M_L положения оси рулевого механизма. Радиус этой окружности равен расстоянию левого шарнира средней тяги от M_L . Продолжение линии, соединяющей точки M_L и 5, до длины r_a сошки дает положение внутреннего шарнира 6 боковой тяги. Подобным же образом находим точку 7 положения внешнего шарнира этой тяги и, следовательно, угол поворота наружного колеса δ_a . Такое графическое построение вначале следует осуществить при максимальном угле поворота внутреннего колеса $\delta_{i \max}$, что позволяет определить, лежат ли углы $\delta_{a \max}$ и $\delta_{i \min}$ в пределах от 15 до 165° .

Маловероятно, что полученный таким образом угол $\delta_{a \max}$ будет сразу же соответствовать кривой требуемой зависимости $\delta_{a \max} = f(\delta_{i \min})$. Увеличением или уменьшением угла поворота рычагов рулевой трапеции λ или угла поворота сошки и маятникового рычага можно получить требуемую зависимость между δ_a и δ_i как при максимальных, так и при промежуточных углах поворота колес. Влияние угла α сказывается в том, что при максимальном угле поворота колес в ту или другую сторону сошка и маятниковый рычаг отклоняются на различные углы: $\psi_L + \alpha$ и $\psi_R - \alpha$ (см. рис. 6.39). В результате этого углы поворота рулевого колеса влево и вправо до упора также различны, например

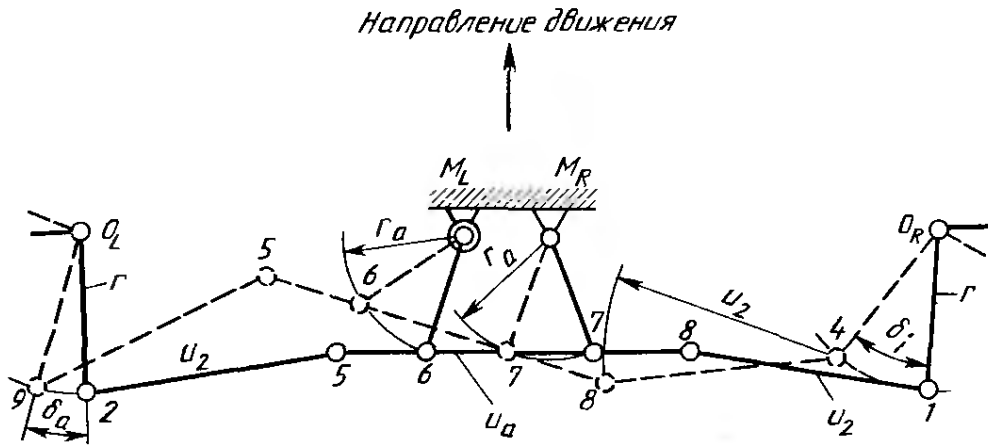


Рис. 6.42. Случай крепления внутренних шарниров 5 и 8 боковых тяг к средней тяге u_a . В случае непараллельности сошки и маятникового рычага эта тяга при повороте колес наклоняется

670 и 700°, так как угол α вызывает перекося средней тяги 1 на виде сверху (рис. 6.40) и сошка 2 поворачивается влево и вправо на разные углы. Кроме того, пути внутренних рычагов боковых тяг s_L и s_R также различны. Их можно рассчитать по формулам $s_L = r_a [\sin(\Psi_L + \alpha) - \sin \alpha]$ и $s_R = r_a [\sin(\Psi_R + \alpha) + \sin \alpha]$.

Если же сошка и маятниковый рычаг параллельны (рис. 6.41), т. е. $\alpha = 0^\circ$, то углы Ψ_L и Ψ_R равны друг другу и, следовательно, $s_L = s_R = r_a \sin \Psi_{L,R}$.

Если, как показано на рис. 6.39, при наличии угла α внутренние шарниры 3 и 6 боковых тяг закреплены непосредственно на сошке и маятниковом рычаге, δ_a легко определить графически в функции δ_i . Эта задача усложняется, когда из-за условий размещения рулевого механизма (ось M_L) эти шарниры должны быть закреплены на средней тяге u_a (рис. 6.42; см. также рис. 6.6, 3.46 и 3.47). При этом консольные концы 5 и 8 перемещаются по криволинейным траекториям. Графическое построение звеньев рулевого привода с помощью

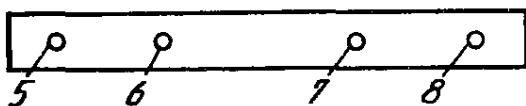


Рис. 6.43. Шаблон для построения положений средней тяги на рис. 6.42. Отверстия 5 и 8 соответствуют положениям внутренних шарниров боковых тяг, 6 и 7 — шарнирам крепления сошки и маятникового рычага

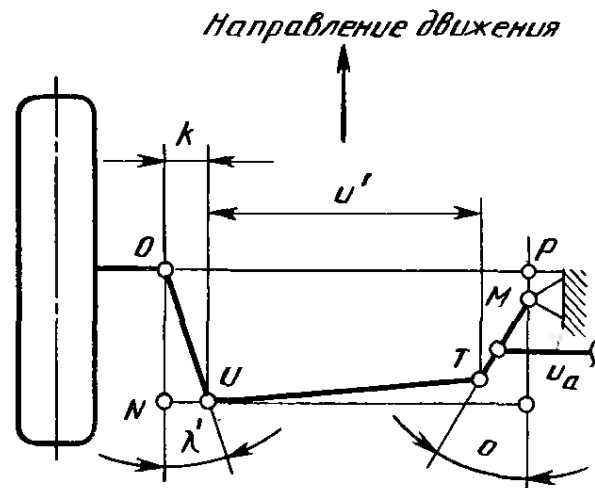


Рис. 6.44. Описывающий четырехугольник, проходящий через крайние точки O , U и M прямого рулевого четырехзвенника. Если этот четырехугольник повернуть вокруг вертикальной оси O , то, хотя углы λ' и α , а также расстояния k' и u' изменяются, кинематика рулевого управления (т. е. соотношение углов δ_a и δ_i) остается неизменной

только циркуля и линейки вызывает определенные трудности. Здесь целесообразно использовать шаблон, имитирующий среднюю тягу (рис. 6.43). Для нахождения угла поворота наружного колеса δ_a при заданном угле поворота внутреннего колеса δ_i вначале наносим на чертеж угол δ_i и проводим дугу окружности радиусом u_2 , равным длине боковой тяги, с центром в полученной точке I . Проводим также дуги радиусом r_a с центрами в точках M_L и M_R . Шаблон перемещается по двум последним дугам до тех пор, пока эти три дуги не пройдут через центры его отверстий 6, 7 и 8. В этом положении шаблона отмечается точка 5 положения внутреннего шарнира левой боковой тяги. Из точки 5 проводим дугу окружности радиусом u_2 , точка пересечения которой с дугой радиуса r из центра O_L дает положение внешнего шарнира 7 боковой тяги. Угол, на который поворачивается левый рычаг рулевой трапеции, перемещаясь из точки 6 в точку 7, представляет собой угол поворота наружного колеса δ_a .

Шаблон становится не нужен, если построение начинать с поворота сошки на угол Ψ_L (или маятникового рычага на угол Ψ_R , см. рис. 6.40). В этом случае вначале подробно описанным выше способом определяется положение средней тяги, а затем рычагов рулевой трапеции.

Как описано в п. 6.6.2, по крайним точкам O , M и U рулевого четырехзвенника можно построить описывающий прямоугольник (рис. 6.44), который, не изменяя соотношения углов δ_a и δ_i , можно поворачивать вокруг точки O , если этого требуют условия расположения рулевого механизма (т. е. точки M). Увеличиваются или уменьшаются при этом только расстояния k' и u' , что требует проверки положения полюсов на виде сзади (см. п. 6.4).

6.6.2. Обратный рулевой четырехзвенник

В обратном рулевом четырехзвеннике сошка и рычаги рулевой трапеции поворачиваются в противоположных направлениях, подобно обкатывающим друг друга зубчатым колесам (см. рис. 6.7 и 6.8). Графическое определение угла δ_a при заданном δ_i производится таким же образом, как и в случае прямого рулевого четырехзвенника (рис. 6.45). При заданных длинах r и r_a геометрию обратного четырехзвенника определяют длины боковой u_2 и средней u_a тяг, а также углы φ_1 и φ_2 (рис. 6.46). Описывающий четырехугольник, стороны которого проходят через крайние точки O и M рулевого четырехзвенника (при $\alpha = 0^\circ$) и который ориентирован по сошке r_a , образует с рычагом рулевой трапеции r угол λ_1 . Не изменяя соотношения углов δ_a и δ_i , этот четырехугольник можно поворачивать вокруг вертикальной оси O (рис. 6.47). Но вследствие такого поворота изменяются углы α и λ_1 в данном случае принимающие отрицательные значения, а также расстояние $k' = r \sin \lambda'$ (см. также рис. 6.27). Но расстояние k' определяет длину боковой тяги, поэтому при повороте описывающего

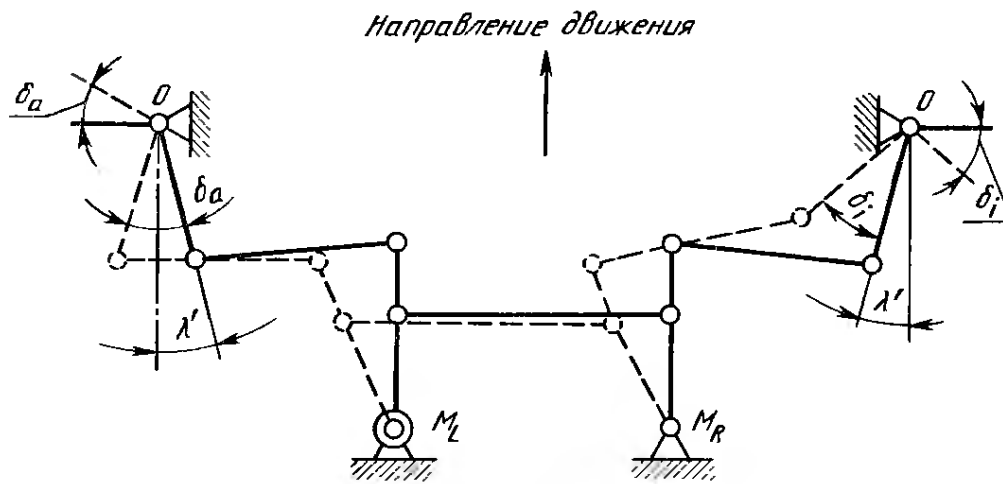


Рис. 6.45. Графическое определение угла поворота наружного колеса δ_a при заданном угле поворота внутреннего колеса δ_i в случае обратного рулевого четырехзвенника. Внутренние шарниры боковых тяг закреплены непосредственно на сошке и маятниковом рычаге

четырёхугольника необходима проверка рулевого привода методом полюсов (см. п. 6.4).

На рис. 6.48 показан поворот описывающего четырёхугольника в другую сторону, что ведет к увеличению угла λ . Сошка отклоняется в сторону положительного угла σ . Кроме того, при сохранении постоянным расстояния a (рис. 6.49) ось M может смещаться в продольном направлении автомобиля для выдерживания требуемого соотношения углов δ_a и δ_i . С этой целью возможно также укорочение сошки и маятникового рычага. В обоих случаях длина боковой тяги и ее проекция u_2 на виде сверху изменяются, изменяются также расстояние k' и углы φ_1 , φ_3 . Последующий

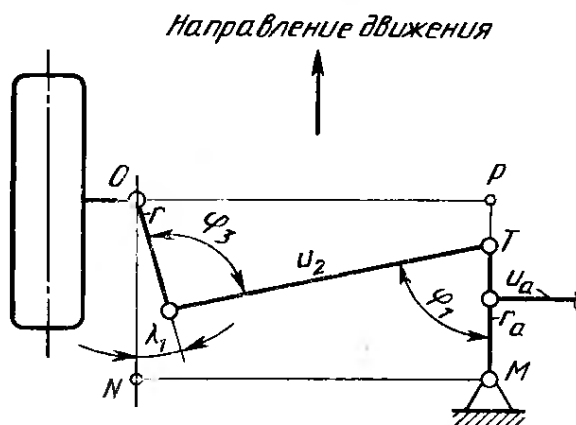


Рис. 6.46. Вид сверху обратного рулевого четырёхугольника на левой стороне передней подвески, на который нанесен описывающий четырёхугольник

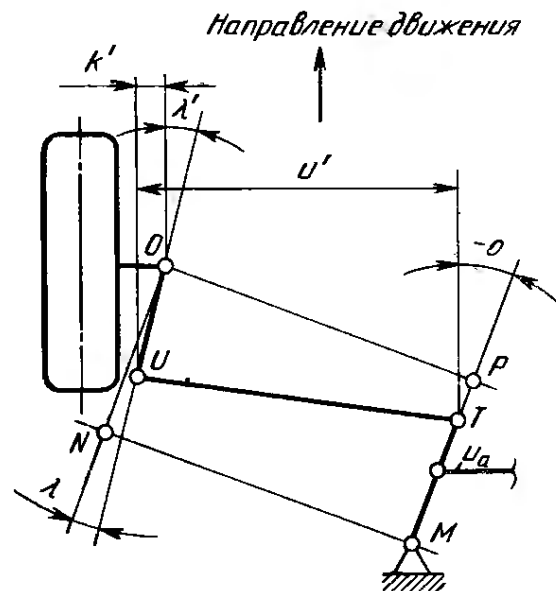


Рис. 6.47. Описывающий четырёхугольник, проходящий через крайние точки O и M обратного рулевого четырёхзвенника, может быть повернут в плоскости без изменения кинематической зависимости δ_a и δ_i . Недостатком является лишь изменение при этом углов σ и λ (которые становятся отрицательными), а также расстояний k' и u'

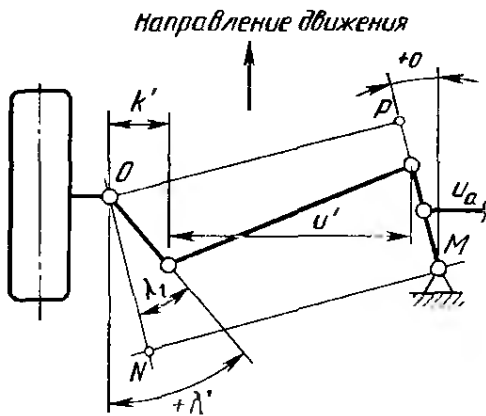
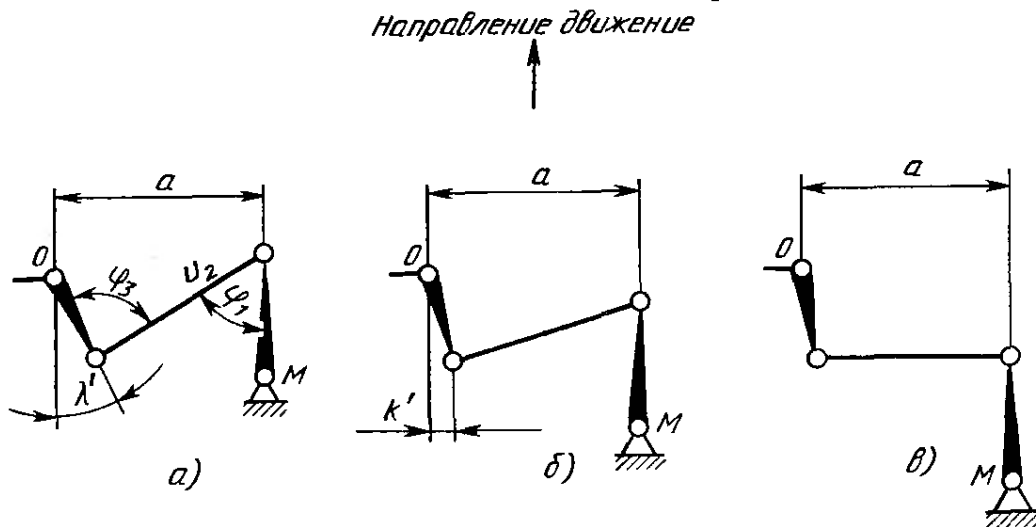


Рис. 6.48. Поворот описывающего четырехугольника в сторону увеличения угла λ . Угол θ принимает положительное значение, а λ увеличивается.

Рис. 6.49. Для получения требуемого соотношения углов δ_a и δ_t при сохранении расстояния a между вертикальными осями O и M положение оси M можно смещать в продольном направлении автомобиля



поворот описывающего четырехугольника, длины сторон которого в результате этого стали другими, вокруг оси O может вернуть ось M почти в то же место, где она была расположена вначале. Если это не происходит, то дополнительно можно изменить один из углов φ_1 или φ_2 (и связанных с ними углов θ и λ).

6.6.3. Влияние поперечного и продольного наклонов шкворневых осей

Для оценки влияния углов λ и θ на геометрические параметры четырехзвенника был разработан имитатор, который позволяет изменять длины u_0 , r и r_a , а также углы λ и θ . Кроме того, предусмотрена возможность изменять углы поперечного σ_0 и продольного τ_0 наклона осей поворота колес. На рис. 6.50 приведены полученные с помощью этого имитатора кривые, отражающие влияние угла λ на разность углов поворота внутреннего и наружного колес $\Delta\delta$ в зависимости от угла поворота внутреннего колеса. При этом сошка и маятниковый рычаг были установлены параллельно друг другу, шкворневые оси были наклонены в поперечной и продольной плоскостях. Как видно на рисунке, начиная с $\lambda = 8^\circ$ кривые $\Delta\delta = f(\delta_i)$ подвергнутого исследованию обратного четырехзвенника приближаются к идеальной кривой, показанной на рис. 4.3 и 6.3. Примерно до $\delta_i = 20^\circ$ колеса остаются параллельными друг другу, при $\delta_{i \max}$ разность $\Delta\delta$ достигает лишь половины требуемого значения.

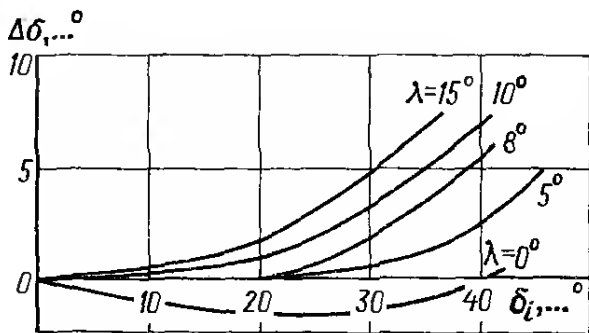


Рис. 6.50. Изменение разности углов поворота колес $\Delta\delta$ в зависимости от угла поворота внутреннего колеса δ_i при различных углах поворота рычага рулевой трапеции λ обратного четырехзвенника. При измерениях, проведенных в Лаборатории исследований ходовой части (Кёльн) сошка и маятниковый рычаг устанавливались параллельно друг другу (т. е. $\sigma = 0^\circ$). Оси поворота колеса на виде сзади были наклонены на угол $\sigma_0 = 7^\circ$, на виде сбоку — на угол $\tau_0 = 3^\circ 30'$

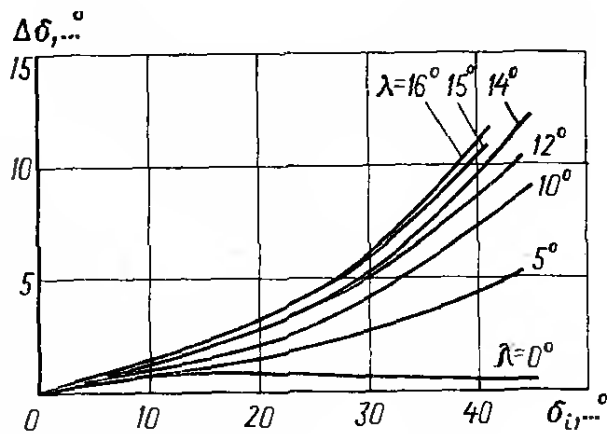


Рис. 6.51. Изменение разности углов поворота колес $\Delta\delta$ в зависимости от угла поворота внутреннего колеса δ_i при различных углах поворота рычага рулевой трапеции λ прямого четырехзвенника. Как и при исследовании обратного четырехзвенника (см. рис. 6.50), $\sigma = 0^\circ$, $\sigma_0 = 7^\circ$, $\tau_0 = 3^\circ 30'$

Рис. 6.51 отражает влияние угла поворота рычага рулевой трапеции λ на величину $\Delta\delta$ прямого четырехзвенника при тех же условиях измерений. Все кривые имеют положительный наклон в начале координат. Отрицательные разности углов поворота колес при параллельности сошки и маятникового рычага не появляются. До $\Delta\delta = 10^\circ$ отрицательные значения $\Delta\delta$ могут быть получены только при наличии ненулевого угла поворота

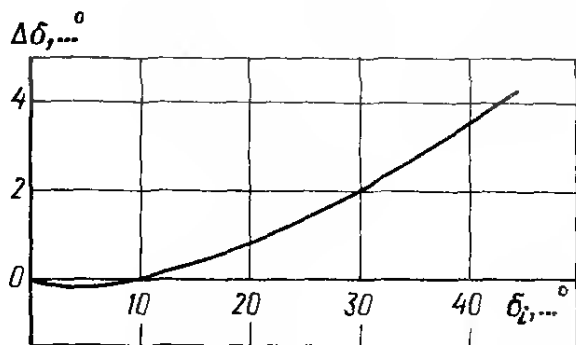


Рис. 6.52. При прямом четырехзвеннике и углах наклона осей поворота колес $\sigma_0 = 7^\circ$ и $\tau_0 = 3^\circ 30'$ требуемое изменение $\Delta\delta = f(\delta_i)$ достижимо только при $\sigma = 5^\circ$ и $\lambda = 5^\circ$. До $\delta_i = 9^\circ$ разность $\Delta\delta$ остается отрицательной, т. е. наружное колесо поворачивается больше, чем внутреннее, вследствие чего передняя ось испытывает повышенные нагрузки

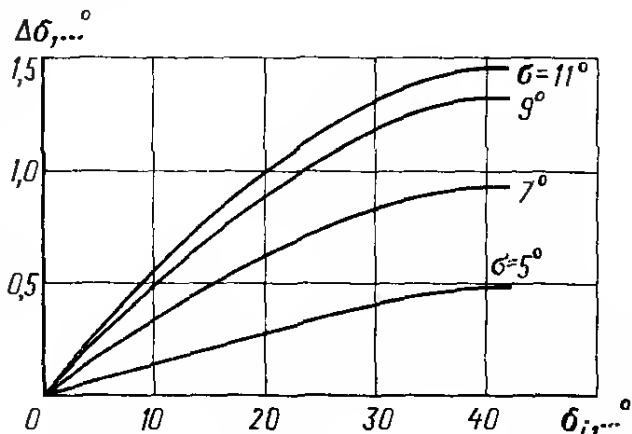


Рис. 6.53. Изменение разности углов поворота колес $\Delta\delta$ в зависимости от угла поворота внутреннего колеса δ_i при различных углах поперечного наклона осей поворота колес и прямом четырехзвеннике. Рычаги рулевой трапеции, сошка и маятниковый рычаг во время измерений были параллельны друг другу. Продольный наклон осей поворота колес отсутствовал, т. е. λ , σ и τ_0 имели нулевые значения

сошки и маятникового рычага о. На рис. 6.52 приведены результаты измерений прямого четырехзвенника при $\sigma = 5^\circ$.

Влияние угла поперечного наклона шкворневой оси σ_0 на разность $\Delta\delta$ можно проследить по кривым рис. 6.53, которые получены при параллельных рычагах рулевой трапеции, сошке и маятниковом рычаге и при отсутствии поперечного наклона оси поворота колеса. У исследованного прямого рулевого четырехзвенника разность углов поворота колес $\Delta\delta$ увеличивается тем больше, чем больше σ_0 . Противоположное влияние оказывает продольный наклон шкворневой оси. Как показали измерения, начиная с δ_1 около 10° значения $\Delta\delta$ уменьшаются примерно на $8'$ на один градус τ_0 . Кривые, приведенные на рис. 6.50 и 6.51, получены при $\tau_0 = 3^\circ 30'$. При $\tau_0 = 0^\circ$, т. е. при вертикальных осях поворота колес, эти кривые при $\delta_1 \geq 10^\circ$ лежали бы выше примерно на $\Delta\delta = 30'$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Reimpell J. Fahrwerktechnik 1. Würzburg: Vogel-Verlag, 1978. (Раймпель Й. Шасси автомобиля/Сокр. пер. 1 тома 4 нем. изд. В. П. Агапова; Под ред. И. Н. Зверева. М.: Машинностроение, 1983.)
2. Reimpell J. Fahrwerktechnik: Stoßdämpfer. Würzburg: Vogel-Buchverlag, 1983. (Раймпель Й. Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса. Перевод с немецкого В. П. Агапова, Под ред. О. Д. Златоврацкого, 1986).
3. Eschmann, Hasbargen, Weigand. Die Wälzlagerpraxis. Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. München, Wien: R.-Oldenburg-Verlag.
4. Fakra-Handbuch. Berlin, Köln: Beuth-Vertrieb, 1983.
5. Leyhausen. Die Meisterprüfung im Kfz-Handwerk. 8. Auflage. Würzburg: Vogel-Buchverlag, 1982.
6. Neuer Auto-Werkstatt-Kalender 1983. Würzburg: Vogel-Buchverlag.
7. TÜV-Auto-Report. Köln, 1983.
8. TÜV Bayern: Änderungen an Auto und Motorrad. 2. Auflage. München, 1978.
9. TÜV Rheinland: Wie sicher ist Ihr Lkw? Köln, 1977.
10. ADAC-Motorwelt. München: ADAC-Verlag.
11. Auto, Motor und Sport. Stuttgart: Vereinigte Motorverlage.
12. Automobil-Industrie. Würzburg: Vogel-Verlag.
13. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ). Stuttgart: Frankh'sche Verlagsanstalt.
14. kfz-betrieb. Würzburg: Vogel-Verlag.
15. mot. Stuttgart: Vereinigte Motorverlage.
16. VDI-Nachrichten. Düsseldorf: VDI-Verlag.
17. VDI-Zeitschrift. Düsseldorf: VDI-Verlag.
18. der verkehrsunfall. Kippenheim: Verlag verkehrstechnischer Schriften.
19. Aluminium-Zentrale. Düsseldorf: Merkblätter Aluminium-Knetwerkstoffe, Aluminium-Gußlegierungen und weitere Veröffentlichungen.
20. Beratungstelle für Stahlverwendung. Düsseldorf: Merkblatt 471, SI-Einheiten.
21. Boge. Eitorf. Einrohrdämpfer (drucklos), Typenblätter.

22. **FAG.** Schweinfurt. Das moderne Kraftfahrzeug — eine Herausforderung an die Wälzlagertechnik. Publ.-Nr. 05115 DA 1983.
23. **FAG.** Schweinfurt. Standardprogrammatalog 1983.
24. **INA.** Herzogenaurach. Meßkatalog D 304.
25. **Lemförder Metallwaren, Lemförde:** Technischer Katalog.
26. **Nadella.** Stuttgart: Nadella-Informationen.
27. **Stabilus.** Koblenz. Dämpfer und Gasfedern im Fahrzeugbau, 1982.
28. **TRW Ehrenreich.** Düsseldorf: Technischer Katalog.
29. **Zahnradfabrik Friedrichshafen, Unternehmensbereich Schwäbisch-Gmünd:** ZF-Information.

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

Йорнсен Раймпель
ШАССИ АВТОМОБИЛЯ
РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Редактор **А. С. Игнатъев**
Переплет художника **Р. А. Казакова**
Художественный редактор **Е. Н. Голубев**
Технический редактор **Т. И. Андреева**
Корректоры **О. Е. Мишина** и **А. А. Сиастина**
ИБ № 5367

Сдано в набор 29.09.86.
Подписано в печать 29.12.86
Формат 60×90^{1/16}. Бумага офсетная № 2.
Гарнитура литературная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 14,5. Усл. кр.-отг. 14,5. Уч.-изд. л. 15,18.
Тираж 10 000 экз. Заказ 222. Цена 1 р. 30 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение», 107076, Москва,
Стромынский пер., 4

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Монсеенко, 10.