СЪДЪРЖАНИЕ

Увод 3

Раздел I. **КЛАСИФИКАЦИЯ И ЕКСПЛОАТАЦИОННИ СВОЙСТВА НА АВТОМОБИЛИТЕ** 5

1. Класификация на автомобилите 5

2. Експлоатационни свойства и параметри на автотранспортната техника 11

2.1. Масови и геометрични параметри на автомобила 11

2.2. Експлоатационни свойства на автомобила 14

Раздел II. **СИЛОВО ЗАДВИЖВАНЕ И ПРЕДАВАНЕ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА** 16

3. Общи положения 16

3.1. Силово задвижване на автомобила 16

3.2. Механична трансмисия 20

3.3. Хидрообемна трансмисия 23

3.4. Хидродинамична трансмисия 26

4. Съединител 29

4.1. Видове съединители 30

4.2. Задвижване на съединителя 32

5. Предавателна кутия. Разпределителна кутия 35

5.1. Предавателна кутия 35

5.2. Степенни предавателни кутии 36

5.3. Планетни предавателни кутии 40

5.4. Разпределителна кутия 42

6. Карданно предаване 45

7. Главно предаване 49

8. Диференциал 55

9. Полувалове. Крайно предаване 60

9.1. Полувалове 60

9.2. Крайно предаване 62

Раздел III. **ХОДОВА ЧАСТ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА** 65

10. Рама. Каросерия 65

10.1. Рама 66

10.2. Каросерия 69

10.3. Каросерии на леки автомобили 70

10.4. Каросерии на автобуси 73

10.5. Каросерии на товарни автомобили 75

10.6. Материали за изработване на интериора на каросериите 80
11. Преден мост 82
11.1. Задвижван управляем мост 83
11.2. Комбиниран мост 84
12. Заден мост 86
12.1. Задвижващ заден мост 87
12.2. Задвижван заден мост 90
13. Окачване 92
13.1. Общи положения 92
13.2. Окачване на колесни машини 97
13.3. Окачване на верижни машини 101
14. Колесен движител 103
14.1. Общи положения 103
14.2. Видове пневматични гуми 106
14.3. Други елементи на колесния движител 110
15. Верижен движител 112
15.1. Общи положения 112
15.2. Елементи на верижния движител 114
16. Специална и специализирана автотранспортна техника 119
16.1. Автомобили-самосвали 120
16.2. Други специални автомобили 127
16.3. Специализирани автомобили 136

Раздел IV. **СИСТЕМИ ЗА УПРАВЛЕНИЕ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА** 142
17. Спирачна уредба 142
17.1. Спирачен механизъм 143
17.2. Спирачно задвижване 146
18. Кормилна уредба 155
18.1. Общи положения 155
18.2. Кормилен механизъм 157
18.3. Основни параметри 158
18.4. Кормилен трапец 160
18.5. Хидравличен усилвател 162

Раздел V. **ЕЛЕКТРООБЗАВЕЖДАНЕ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА** 166
19. Общи положения в електрообзавеждането на автотранспортната техника 166
20. Осветителна и сигнална система 178
20.1. Осветителна система 179
20.2. Система за светлинна сигнализация 186
20.3. Звуков сигнализатор 191
21. Контролно-измервателни уреди 193
21.1. Общи положения 193
21.2. Уреди за измерване на електрически параметри 195
21.3. Уреди за измерване на неелектрически параметри 199

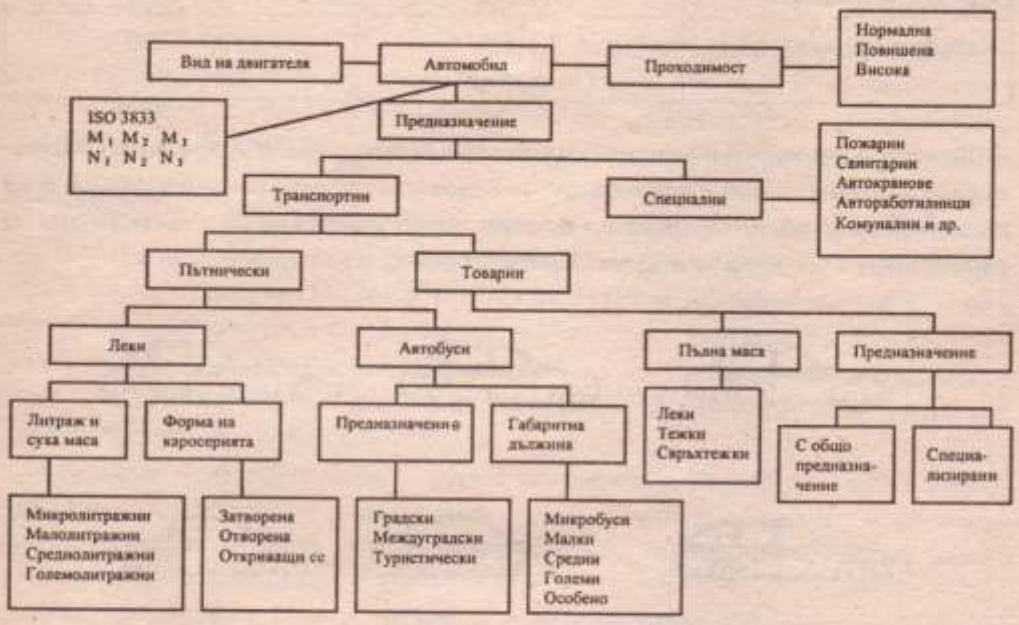
Раздел VI. **УСЪВЪРШЕНСТВАНИ СИСТЕМИ ЗА БЕЗОПАСНОСТ, СИГУРНОСТ, УПРАВЛЕНИЕ И КОМФОРТ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА** 206
22. Усъвършенствани системи за безопасност 206
22.1. Усъвършенствани системи за активна безопасност 206
22.2. Усъвършенствани системи за пасивна безопасност 214
23. Усъвършенствани системи за сигурност и управление 220
23.1. Противобуксуваща система 220
23.2. Електронна стабилизираща програма 222
23.3. Система за електронно разпределяне на въртящите моменти между мостовете 224
23.4. Други системи 226
24. Усъвършенствани системи за комфорт 228
24.1. Регулируемо окачване 228
23.2. Климатична система 231
24.3. Стъклоподемници и огледала 233
24.4. Управление и регулиране на люка на покрива, седалките и кормилната колонка 235
24.5. Автоматична трансмисия 237
24.6. Регулиране на фаровете и кормилната уредба 239
24.7. Навигационни системи 241
Раздел VII. **ТЕОРИЯ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА** 243
25. Теглително-скоростни свойства на автотранспортната техника 243
25.1. Общи положения 243
25.2. Сцепление и буксуване на колесния движител 249
25.3. Съпротивителни сили при движение на автомобила 256
25.4. Силов баланс на автомобила 261
25.5. Мощностен баланс на автомобила 262
25.6. Динамичен фактор и динамична характеристика на автомобила 264
25.7. Теглителна характеристика 266
25.8. Ускоряемост на автомобила 269
26. Спирачни свойства на автотранспортната техника 271
27. Горивна икономичност на автотранспортната техника 278
28. Управляемост на автотранспортната техника 281
28.1. Управляемост на колесна машина 281
28.2. Управляемост на верижна машина 286
29. Устойчивост на автотранспортната техника 287
29.1. Курсова устойчивост на автомобила 288
29.2. Устойчивост на автомобила срещу преобръщане и плъзгане 291
29.3. Поднасяне на автомобила 295
30. Проходимост на автотранспортната техника 297
30.1. Теглително-сцепна проходимост 298
30.2. Профилна проходимост 301
Литература 304

РАЗДЕЛ I

КЛАСИФИКАЦИЯ И ЕКСПЛОАТАЦИОННИ СВОЙСТВА НА АВТОМОБИЛИТЕ

1. КЛАСИФИКАЦИЯ НА АВТОМОБИЛИТЕ

Автомобилите се класифицират по предназначението си, вида на двигателя, проходимостта на автомобила, формата на каросерията и т. н. (фиг. 1.1).



Фиг. 1.1. Класификация на автомобилите

В зависимост от ***предназначението*** автомобилите са *транспортни* и *специални*. Транспортните автомобили са предназначени за превозване на пътници и товари и съответно са *пътнически* и *товарни автомобили*.

Пътническите автомобили се подразделят на *леки* и *автобуси*.

Специалните автомобили са предназначени за извършване на определени видове дейности и имат съответни приспособления и устройства.

Специализираните автомобили са товарни и са предназначени за превозване на определени товари.

По ***вида на двигателя*** автомобилите са *карбураторни, дизелови, с газов двигател* или *газотурбинни.*

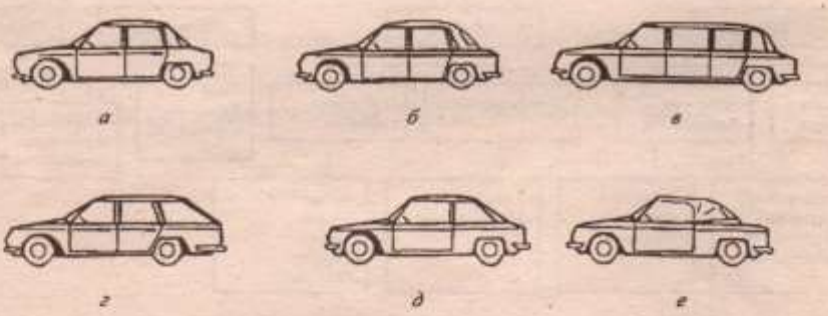
По ***проходимост*** автомобилите се подразделят на автомобили *с нормална, с повишена* и *с висока проходимост*.

Леки автомобили. Тези автомобили се класифицират според литража на двигателя, сухата маса (табл. 1.1) и формата на каросерията им.

Таблица 1.1

Вид на автомобила	**Литраж на двигателя V_h, l**	**Суха маса на автомобила m_0, kg**
Микролитражен	до 1,2	до 850
Малолитражен	1,2–1,8	850–1150
Среднолитражен	1,8–3,5	1150–1500
Големолитражен	3,5-5,5 и повече	1500–1700 и повече

Лекият автомобил е моторно превозно средство (МПС), което по конструкция и обзавеждане е предназначено основно за превозване на пътници и на техния багаж и/или евентуално товари и има максимум до девет места за сядане, вкл. мястото на водача. Може да тегли и ремарке.



Фиг. 1.2 Леки автомобили
а – седан; *б* – седан-кабриолет; *в* – лимузина; *г* – комби; *д* – купе; *е* – кабриолет

Лекият автомобил *седан* (фиг. 1.2 *а*) е със затворена каросерия, със или без колона между страничните прозорци. Покривът е твърд, неподвижно закрепен, като част от него може да се отваря. Седанът има четири или повече места за сядане, поне в два реда и две или четири странични врати и четири прозореца. Може да има и задна врата.

Лекият автомобил *седан-кабриолет* (фиг. 1.2 *б*) е с откриваща се каросерия. Рамката на покрива е неподвижна и останалата част се прибира. Има четири или повече места за сядане, поне в два реда, две или четири странични врати и четири или повече странични прозореца.

Лекият автомобил *лимузина* (фиг. 1.2 *в*) е със затворена каросерия и може да има преградна стена след предните места за сядане. Покривът е твърд, неподвижно закрепен, като част от него може да се отваря. Има четири или повече места за сядане, поне в два реда. Допускат се сгъваеми седалки пред задните места за сядане и има четири или шест странични врати и толкова странични прозореца. Може да има и задна врата.

Лекият автомобил *комби* (фиг. 1.2 *г*) е със затворена каросерия, като задната ѝ част предлага по-голямо вътрешно пространство. Покривът е твърд, неподвижно закрепен, като част от него може да се отваря. Автомобилът има четири или повече места за сядане, поне в два реда. Възможно е ред или редове седалки да имат сгъващи се напред облегалки или да се свалят, за да се образува товарна платформа. Снабден е с две или четири странични врати и една задна врата и има четири или повече странични прозореца.

Лекият автомобил *купе* (фиг. 1.2 *д*) е със затворена каросерия и обикновено има ограничена задна вместимост. Покривът е твърд, неподвижно закрепен и част от него може да се отваря. Автомобилът има две или повече места за сядане, поне в един ред, две странични врати и може да има и задна врата. Има два или повече странични прозореца.

Лекият автомобил *кабриолет* (фиг. 1.2 *е*) е с отварящa се каросерия. Покривът – мек или твърд, има поне две положения: при първото той покрива каросерията, при второто е прибран. Кабриолетът има две или повече места за сядане, поне в един ред, две или четири странични врати и толкова странични прозореца.

Универсалният лек автомобил е със затворена, отворена или откриваща се каросерия. Конструиран е така, че да улесни случайното превозване на товари. Има едно или повече места за сядане.

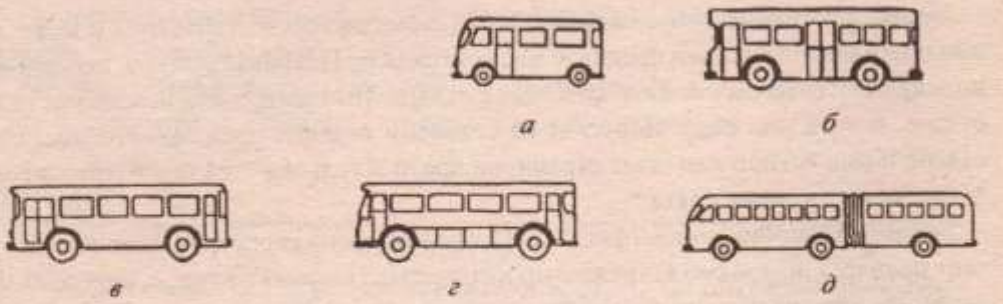
Автобуси. *Автобусът е МПС, което по конструкция и обзавеждане е предназначено за превозване на пътници и багаж и има повече от девет места за сядане, вкл. мястото на водача. Може да бъде на един или два етажа, може също и да тегли ремарке.*

Микробусът (фиг. 1.3 *а*) е автобус на един етаж, който има не повече от седемнадесет места за сядане, вкл. мястото на водача.

Градският автобус (фиг. 1.3 *б*) е конструиран и обзаведен за транспорт във и около градовете и има места за сядане и места, предназначени за правостоящи пътници и дава възможност за движение на пътниците при честите спирания.

Междуградският автобус (фиг. 1.3 *в*) е автобус, който е конструиран и обзаведен за междуградски транспорт. Няма места, специално предназначени за правостоящи пътници, но може да превозва такива на къси разстояние в прехода между седалките.

Туристическият автобус (фиг. 1.3 *г*) е автобус, който е конструиран и обзаведен за пътувания на дълги разстояния и е съоръжен така, че да осигури удобство на седящите пътници, като правостоящи пътници не се превозват.



Фиг. 1.3. Автобуси
а – микробус; *б* – градски автобус; *в* – междуградски автобус; *г* – туристически автобус; *д* – съчленен автобус

Съчленените автобус (фиг. 1.3 *д*) е съставен от две твърди части, свързани шарнирно. Салоните за пътниците, разположени във всяка твърда част, са свързани. Свободното движение на пътниците от едната твърда част в другата е осигурено през шарнирното съединение. Автобусът може да бъде обзаведен като градски, междуградски и туристически. Съединяването и разединяването на двете части се осъществява само в специализирани производствени звена.

В зависимост от *габаритната дължина* автобусите се подразделят на микробуси (5 m), малки (7,5 m), средни (9,5 m), големи (12 m) и особено големи съчленени (18 m).

Товарни автомобили. *Товарният автомобил* (фиг. 1.4 *а*) е МПС, което по конструкция и обзавеждане е предназначено основно за превозване на товари, но може също и да тегли ремарке.

Специалният автомобил (фиг. 1.4 *б*) е МПС, което по конструкция и обзавеждане е предназначено: само за превозване на пътници и/или товари, за които са необходими специални приспособления; само за осъществяване на специфична работна функция. Може също и да тегли ремарке. Специални са: противопожарният автомобил; автомобилът за спешна помощ; сметосъбирачният автомобил; аварийният автомобил и др.

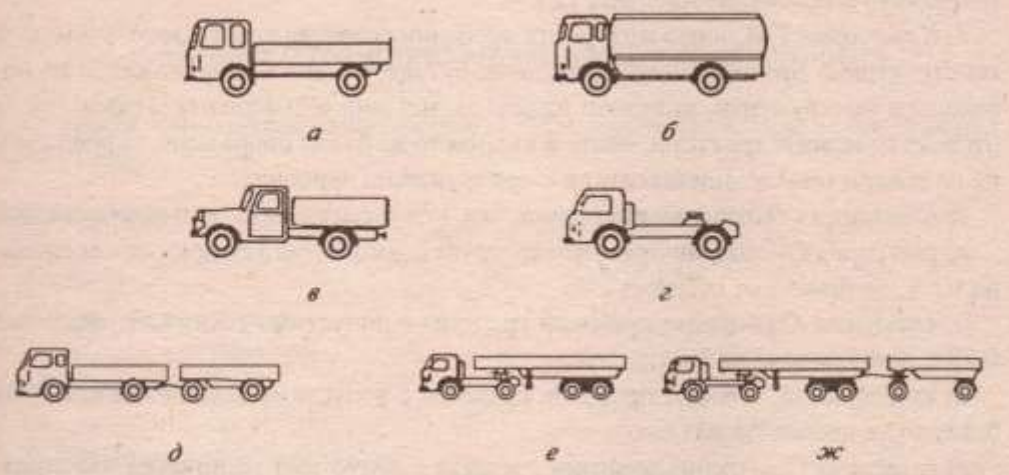
Влекачът (фиг. 1.4 *в*) е МПС, което е конструирано изключително или основно да тегли ремаркета, но може също да превозва товари върху допълнителна товарна платформа.

Седловият влекач (фиг. 1.4 *г*) е МПС, което е конструирано да тегли полуремаркета.

Автовлакът (фиг. 1.4 *д*) е състав от МПС (товарен автомобил, специален автомобил, влекач) и едно или повече независими ремаркета, свързани с прикачно устройство.

Седловият автовлак (фиг. 1.4 *е*) е състав от седлови влекач и полуремарке.

Двойният автовлак (фиг. 1.4 *ж)* е състав от седлови влекач с полуремарке и ремарке.



Фиг. 1.4. Товарни автомобили

а – товарен автомобил; *б* – специален автомобил; *в* – влекач; *г* – седлови влекач; *д* – автовлак; *е* – седлови автовлак; *ж* – двоен автовлак

Товарният автовлак е тип автовлак, при който товарът е разположен едновременно върху две въртящи се платформи, намиращи се върху теглещото превозно средство и колесарка, т.е. товарът е неделим и връзката между превозните средства може да бъде осъществена от самия товар.

Товарните автомобили се класифицират по максимална пълна маса като:

– леки (до 3,5 t), вкл. лекотоварни автомобили, създадени на базата на леки автомобили;

– средни (над 3,5 t до 16 t);

– тежки (над 16 t до 26 t);

– свръхтежки (над 26 t).

Автомобилите ***се класифицират*** съгласно с международния стандарт ISO 3833, както следва:

1. *Категория M* е МПС, предназначено за превозване на пътници.

1.1. Категория M_1 е МПС от категория M с не повече от 8 седящи места освен мястото на водача.

1.2. Категория M_2 е МПС от категория M с повече от 8 седящи места освен мястото на водача и с допустима техническа максимална маса, не повече от 5 t.

1.3. Категория M_3 е МПС от категория M с повече от 8 седящи места освен мястото на водача и с допустима техническа максимална маса над 5 t.

2. Категория N е МПС, предназначено за превозване на товари.

2.1. Категория N_1 е МПС от категория N за превозване на товари с допустима техническа максимална маса, не повече от 3,5 t.

2.2. Категория N_2 е МПС от категория N за превозване на товари с допустима техническа максимална маса над 3,5 t, но не повече от 12 t.

2.3. Категория N_3 е МПС от категория N за превозване на товари с допустима техническа максимална маса над 12 t.

3. Категория T включва моторните превозни средства с най-малко два моста, конструктивно предназначени за теглене, бутане, носене или задвижване на определени инструменти, прикачен инвентар, машини или ремаркета; към тях се отнасят колесните трактори, които е възможно да бъдат съоръжени за превозване на товари (самоходни шасита) и с придружаващ персонал.

4. Категория O включва ремаркета, вкл. полуремаркетата, към които спадат:

а) категория O_1 – пътни превозни средства с допустима техническа максимална маса, не повече от 0,75 t;

б) категория O_2 – пътни превозни средства с допустима техническа маса над 0,75 t, но не повече от 3,5 t;

в) категория O_3 – пътни превозни средства с допустима техническа маса над 3,5 t, но не повече от 10 t;

г) категория O_4 – пътни превозни средства с допустима техническа максимална маса над 10 t.

5. *Категория G* – моторни превозни средства с характеристики на моторните превозни средства от категория M или N и с повишена проходимост.

Моторните превозни средства от категориите M_2 и M_3 за превозване на повече от 22 пътници освен мястото на водача са:

1. Клас I – превозни средства, в чиято конструкция са предвидени площи за стоящи пътници с възможност за тяхното придвижване в салона на автомобила.

2. Клас II – превозни средства, конструирани за превозване предимно на седящи пътници със или без площ за стоящи пътници; площта, предназначена за стоящите пътници, е в прехода между седалките; когато има обособено място за превозване на стоящи пътници, неговата площ не трябва да превишава площта на две двойни седалки.

3. Клас III – превозни средства, конструирани за превозване само на седящи пътници.

Моторните превозни средства от категориите M_2 и M_3 за превозване на не повече от 22 пътници освен мястото на водача са следните класове, означени с латински букви:

1. Клас A – превозни средства, конструирани предимно за превозване на стоящи пътници; в автобусите от този клас може да има и седящи места.

2. Клас B – превозни средства, конструирани за превозване само на седящи пътници.

2. ЕКСПЛОАТАЦИОННИ СВОЙСТВА И ПАРАМЕТРИ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

2.1. Масови и геометрични параметри на автомобила

Основни параметри на автомобила. Основните параметри на автомобила са следните:

1. Общи данни
- страна производител
- фирма
- година на производство
- модел, тип, предназначение
- ходов движител
- колесна формула

2. Експлоатационни параметри
- максимална скорост v_{max}, m/s (km/h)
- максимално преодоляван наклон, %

3. Масови параметри
- Собствена маса m_c, kg
  - предна ос
  - задна ос
- Маса на полезния товар $m_т$, kg
  - брой пътници (без водача) n
  - брой на обслужващия персонал (без водач) z (за т.а.)
  - брой на местата
- Пълна маса m, kg
  - предна ос
  - задна ос

4. Геометрични параметри
- габаритни размери ($L_г$, $B_г$, $H_г$)
- база (междуосово разстояние) L, m
- напречна база (следа) B, m
  - предна ос
  - задна ос
- пътен просвет $h_п$, m
- преден и заден ъгъл на проходимост Ψ_1, Ψ_3, градуси

5. ДВГ
- тип
- работен обем V_h, cm^3
- максимална мощност при съответната ъглова скорост $P_{e\,max} / \omega_{eP}$, kW/ rad/s
- максимален въртящ момент при съответната ъглова скорост M_{emax} / ω_{eM}, Nm/ rad/s
- минимална / максимална честота на въртене $\omega_{e\,min} / \omega_{e\,max}$, rad/s
- реална външна скоростна характеристика (в табличен или графичен вид) P_e, $M_e = f(\omega_e)$

6. Трансмисия
- тип
- предавателно число на главното предаване i_o
- общ брой на предавките в предавателната кутия (основни предавки, вкл. директна $n_п$, плюс повишаваща предавка) $n_п + 1$
- предавателни числа на отделните предавки в предавателната кутия $i_{пк}$ ($k = 1, n_п + 1$)

7. Каросерия
- тип
- товарна надстройка, тип
- товарна площ / товарен обем $S_т / V_т$, m^2/m^3
- коефициент на формата c_x

8. Гуми
- размер, статичен радиус (r_c, m)
  - и др.
  - предни
  - задни

Масовите параметри включват:

Маса на некомплектувано превозно средство (суха маса). Това е масата на некомплектувано сглобено шаси с кабина и каросерия, снабдено с цялото електрообзавеждане и допълнително обзавеждане за нормално използване на превозното средство, към която се добавя масата на частите, предвидени от производителя като стандартни или допълнителни и изброени в списък.

Некомплектуваното моторно превозно средство (автомобил) може да се движи самостоятелно, след като бъде заредено с гориво, масла и охлаждаща течност (ако е необходима).

Маса на комплектувано превозно средство (маса на заредения автомобил, или собствена маса). Това е масата на некомплектуваното превозно средство, към която се добавя масата на следните части:

- охлаждаща течност (ако е необходима);
- масла;
- течност за измиване на стъклата;
- гориво (резервоарът е напълнен не по-малко от 90 % от обема му, посочен от производителя;
- резервно(и) колело(а);
- пожарогасител(и);
- стандартни резервни части;
- опорни клинове;
- стандартен комплект инструменти.

Максимална техническа пълна маса (пълна маса или обща маса). Максималната маса на превозното средство, определена от производителя. Тази маса може да бъде по-голяма от максималната разрешена пълна маса, определена от компетентния орган.

Максимална допустима пълна маса. Това е масата на превозното средство, определена като максимална от компетентния орган за условията на експлоатация, определени също от този компетентен орган.

Максимална маса на полезния товар (техническа или разрешена). Това е стойността, получена чрез изваждане на масата на комплектуваното превозно средство съответно от максималната техническа пълна маса или максималната допустима пълна маса. Масата на водача е изключена.

Максимално натоварване на мост (техническо или разрешено). Това е максималното натоварване на мост, определено съответно от производителя или компетентния орган.

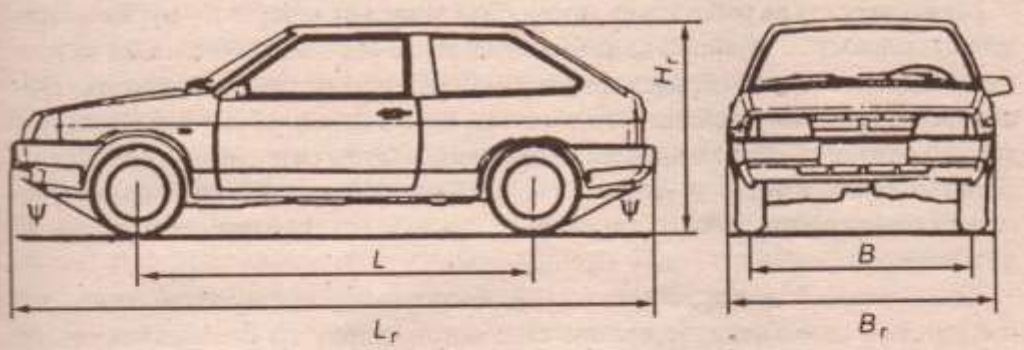
Минимално техническо натоварване на мост. Това е натоварването на мост, определено като минимално необходимо за неговото предназначение от производителя на превозното средство.

Максимално натоварване на гума (техническо или разрешено). Това е натоварването, съответстващо на максималната маса, което може да понесе гумата,

определено от производителя, или с което може да бъде натоварена гумата, определено от съответния орган.

Основните ***геометрични параметри*** на ***АТТ*** (фиг. 2.1) се определят върху хоризонтална опорна равнина, превозното средство е неподвижно и в положение за праволинейно движение, гумите са напомпани, височината е за ненатоварено или натоварено пътно превозно средство.

Дължина на превозното средство L_r (обща дължина, габаритна дължина) е разстоянието между две вертикални равнини, перпендикулярни на надлъжната средна равнина и допирателни към превозното средство, съответно отпред и отзад. Всички части на превозното средство, вкл. и тези, които се издават отпред или отзад (прикачни устройства, брони и др.), се намират между тези две равнини.



Фиг. 2.1. Основни геометрични параметри

Широчина на превозното средство B_r *(габаритна широчина)* е разстоянието между две равнини, успоредни на надлъжната средна равнина и допирателни към превозното средство с двете страни спрямо надлъжната средна равнина. Всички части на превозното средство, вкл. всички странично издадени неподвижно закрепени части (главини на колелата, дръжки на вратите, брони и др.) се намират между тези две равнини, с изключение на: огледалата за обратно виждане; страничните и другите габаритни осветителни тела; индикаторите за налягането в гумите; изпъкналостите от гумите при контакт с пътя; пътепоказателите, осветителните тела за паркиране; митническите пломби; еластичните калници; прибиращи се стъпала; веригите за сняг и деформираната част на гумата, непосредствено над контакта ѝ с опорната повърхност.

Напречна база B (следа) е разстоянието между симетричните равнини на колелата на една ос. Следата е предна и задна (за двуосов автомобил).

Височина на ненатовареното превозно средство H_r *(габаритна височина)* е разстоянието между опорната и хоризонталната равнина, допирателна към най-високата точка на превозното средство. Всички неподвижно закрепени части на превозното средство се намират между тези две равнини. Превозното средство е готово за движение (комплектувано), но без товар. Когато има максимална пълна маса, височината е на натоварено превозно средство.

База L (междуосие) е разстоянието между две прави линии, перпендикулярни на надлъжната средна равнина, минаваща през центъра на контактните петна, съответстващи на две крайни колела, разположени от една и съща страна.

2.2. Експлоатационни свойства на автомобила

Автомобилите извършват една обща производствена функция – преместване в пространството на пътници, товари или работни машини. Голямото разнообразие на експлоатационните работни условия е определило създаването на различни конструкции автомобили, които осигурят ефективното им използване.

Ефективността на работата на автомобила зависи от качеството му. Качеството е съвкупност от свойства на автомобила, която определя степента му на пригодност да отговаря на определени потребности и изисквания съобразно със своето предназначение. Свойствата на машината представляват обективни нейни признаци, които се създават в процеса на производството и се проявяват при използването ѝ. Проявлението на свойствата на дадена машина се намира в пряка зависимост от факторите и условията на средата, в която тя се разработва, произвежда и използва.

Всяка сложна машина, каквато е автомобилът, има комплекс от свойства – надеждностни, екологични, естетични, експлоатационни и др. Експлоатационните свойства са непосредствено свързани с движението на автомобила и характеризират възможността за ефективното му ползване при определени условия. Оценяват се чрез показатели, прилагат се методи за тяхното определяне и се установява влиянието на конструкционните и експлоатационните фактори върху тези свойства.

Основните експлоатационни свойства на автомобила са теглително-скоростните свойства, спирачните свойства, горивната икономичност, управляемостта, устойчивостта, проходимостта и плавността на движението (хода).

Теглително-скоростните свойства определят скоростите и ускоренията при движение, движещите и теглителните сили при работа в теглителен режим при различни пътни условия. Теглителен режим е този, при който от двигателя към ходовия движител на автомобила се подвежда мощност, достатъчна за преодоляване на съпротивленията при движението му.

Теглително-скоростните свойства на автомобила най-често се характеризират с показателите максимална и минимална устойчива скорост, максимално ускорение, време и път, необходими за ускоряване до определена скорост, максимално преодоляван наклон и теглителна сила.

Спирачните свойства определят максималните спирачни закъснения, времето и пътя при движение в спирачен режим при различни пътни условия. Спирачен режим е този, при който към ходовия движител се подвежда спирачен момент.

Спирачните свойства определят и граничните стойности на външните сили, при чието действие спрян автомобил се задържа на място или се движи равномерно при спускане по наклон.

Горивната икономичност определя разхода на гориво, изразходвано от автомобила за извършване на определена работа при различни условия на движение. При автомобилите горивната икономичност се оценява в литри за изминат път.

Управляемостта се характеризира с възможността на автомобила да се движи по зададената му от органите за управление траектория при различни експлоатационни условия. Управляемостта обхваща системата водач – автомобил – външна среда. Външната среда включва пътя с неговите предварително известни характеристики и въздушната среда. В теорията на автомобила се разглежда основно транспортната машина.

Устойчивостта на автомобила е това експлоатационно свойство, което осигурява запазване на траекторията на движение и противодействие на силите, предизвикващи плъзгане и преобръщане на автомобила. Движението на автомобила е устойчиво, когато след временното му отклоняване под действието на определени сили параметрите на движението възвръщат своите изходни стойности. И обратно, когато тези параметри не възвръщат своите стойности, движението е неустойчиво. Движението може едновременно да бъде устойчиво по отношение на едни параметри и неустойчиво по отношение на други.

Проходимостта се определя от възможността на автомобила да се движи по тежки пътища и без пътища, да преодолява различни естествени и изкуствени препятствия, да се движи в различни коридори или при други ограничителни условия. Загубата на проходимостта може да бъде пълна, когато движението е прекратено, и частична – когато се намаляват скоростта и производителността, а също и се увеличава разходът на гориво.

В зависимост от проходимостта автомобилите условно се подразделят на три групи – с нормална, с повишена и с висока проходимост, при което като класификационен показател се използва т.нар. *колесна формула*. Тя се състои от две цифри: първата цифра показва общия брой на ходовите колела, а втората – броя на задвижващите колела. Към автомобилите с нормална проходимост се отнасят тези с колесна формула 4 × 2, 3 × 2 и 6 × 2. Към автомобилите с повишена проходимост спадат тези с колесна формула 4 × 4, 6 × 4 и 6 × 6 и обикновена конструкция, а към автомобилите с висока проходимост – тези от типа 8 × 8, както и автомобили с колесна формула 4 × 4 и 6 × 6, но със специална конструкция за осигуряване на висока проходимост.

Плавността на хода се характеризира с честотата и амплитудата на трептенията на автомобила при движение по различни пътища. Основно зависи от вида на окачването на автомобила и влияе върху производителността, качеството на извършваната работа и умората на водача.

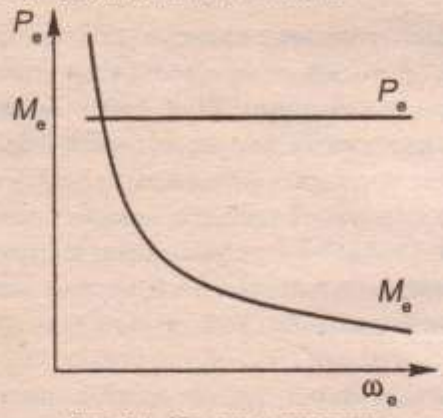
РАЗДЕЛ II

СИЛОВО ЗАДВИЖВАНЕ И ПРЕДАВАНЕ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

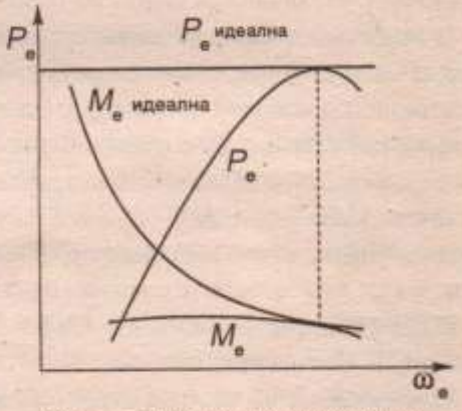
3. ОБЩИ ПОЛОЖЕНИЯ

3.1. Силово задвижване на автомобила

Автомобилите се задвижват от автономен двигател, който осигурява движение при различни пътни и теренни условия, налагащи преодоляването на различни съпротивления и при различни режими на движение. При значително изменение на външните съпротивления и на режимите на движение на автомобила е необходимо съответно изменение на задвижващия въртящ момент M_e и на ъгловата скорост ω_e на двигателя. Идеалната скоростна характеристика на двигател за транспортна машина е показана на фиг. 3.1, където P_e е ефективната мощност на двигателя. Такава характеристика има парната машина, но поради големите ѝ размери, тегло и нисък к.п.д., трудно пускане и други недостатъци не е намерила приложение в автомобилната техника.



Фиг. 3.1. Идеална скоростна характеристика на двигател



Фиг. 3.2. Външна характеристика на ДВГ

В автомобилите най-широко разпространение имат *двигателите с вътрешно горене* (ДВГ), поради което им се отделя по-голямо внимание. Външната (скоростната) характеристика (фиг. 3.2) на ДВГ не отговаря на идеалната, поради което

между двигателя и ходовия движител на автомобила се поставя допълнителен предавателен механизъм (трансмисия). Трансмисията може да бъде със стъпална механична предавателна кутия, хидродинамична предавка, хидростатична предавка, електрическа предавка или механичен вариатор.

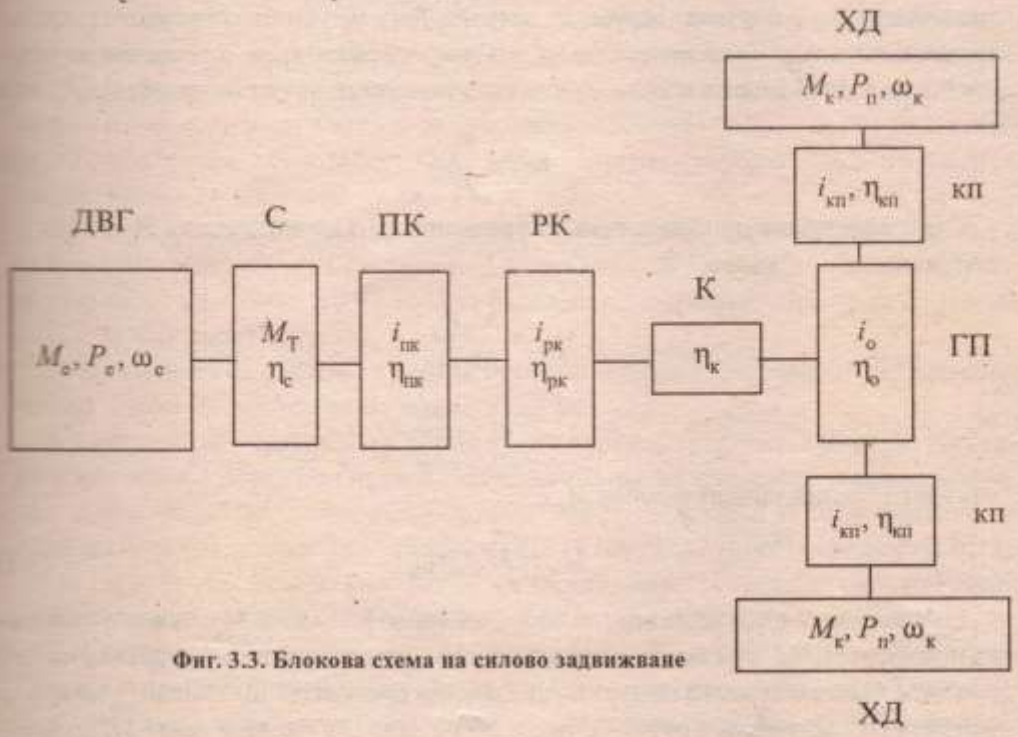
На фиг. 3.3 е показана блоковата схема на силовото задвижване на автомобил с двигател с вътрешно горене и механична трансмисия. Двигателят се характеризира с въртящ момент M_e, ефективна мощност P_e и ъглова скорост ω_e, а ходовият движител – със задвижващ момент $M_к$, периферна мощност $P_п$ и ъглова скорост $\omega_к$.

Известно е, че мощността на двигателя се определя като

$$P_e = M_e \omega_e, \tag{3.1}$$

където M_e е въртящият момент на двигателя;

ω_e – ъгловата скорост на двигателя.



Фиг. 3.3. Блокова схема на силово задвижване

Вградената в силовото задвижване трансмисия изменя големината на предавания към задвижващите колела въртящ момент в зависимост от външното съпротивление и осигурява оптимални работни режими на двигателя. Освен това осигурява различни скорости на движение на автомобила при почти постоянна ъглова скорост на двигателя.

Отношението на ъгловата скорост на коляновия вал ω_e на двигателя към ъгловата скорост на задвижващите колела $\omega_к$ се нарича *предавателно число на трансмисията*

$$i_{тр} = \frac{\omega_e}{\omega_к}. \quad (3.2)$$

Предавателното число $i_{тр}$ представлява произведение от предавателните числа на отделните механизми

$$i_{тр} = i_{пк} i_{рк} i_о i_{кп}, \quad (3.3)$$

където $i_{пк}$, $i_{рк}$, $i_о$, $i_{кп}$ са съответно предавателните числа на предавателната кутия, разпределителната кутия, главното предаване и крайното предаване.

При превключване на предавките в предавателната кутия се изменя и предавателното ѝ число, а оттук и предавателното число на трансмисията.

При предаване на въртящия момент на двигателя към задвижващите ходови колела техният задвижващ момент може да има различна големина в зависимост от включената предавка в предавателната кутия. При това предаване на енергия в трансмисията се появяват загуби от триене. Тези загуби се отчитат от к.п.д. на трансмисията $\eta_{тр}$. *Коефициентът на полезно действие* $\eta_{тр}$ е отношение на мощността на задвижващите колела $P_п$ към ефективната мощност на двигателя P_e, или

$$\eta_{тр} = \frac{P_п}{P_e}. \quad (3.4)$$

След заместване на мощността от уравнение (3.1) и мощността $P_п = M_к \omega_к$ се получава

$$\eta_{тр} = \frac{M_к \omega_к}{M_e \omega_e},$$

но

$$\omega_к = \frac{\omega_e}{i_{тр}},$$

откъдето задвижващият момент $M_к$ е

$$M_к = M_e i_{тр} \eta_{тр}. \quad (3.5)$$

От уравнение (3.5) се вижда, че *задвижващият момент* $M_к$ зависи от момента на двигателя M_e и от предавателното число $i_{тр}$ на включената предавка в трансмисията. С намаляване на номера на предавката предавателното число $i_{тр}$ на трансмисията се увеличава, а оттук се увеличава и задвижващият момент $M_к$ на ходовия движител.

Големината на задвижващия момент $M_к$ зависи и от коефициента $\eta_{тр}$. Този коефициент зависи както от механичните, така и от хидравличните загуби в трансмисията.

Механичните загуби в трансмисията зависят от броя на зацепените зъбни колела, конструкцията и качеството на изработка на тези колела, техния монтаж, лагеруването им, натоварването и износването, конструкцията на уплътненията и др.

Хидравличните загуби зависят от конструкцията на хидравличните изделия, вграждани в трансмисията, количеството на маслото в картерите, неговия вискозитет, честотата на въртене и др.

Коефициентът $\eta_{тр}$ в зависимост от кинематичната схема, конструкцията и техническото състояние на трансмисията на автомобила може да бъде от 0,80 до 0,95.

Коефициентът $\eta_{тр}$ на трансмисията се определя като произведение от коефициентите на полезно действие на предавателната кутия $\eta_{пк}$, разпределителната кутия $\eta_{рк}$, карданното предаване $\eta_к$, главното предаване $\eta_о$ и крайното предаване $\eta_{кп}$, или

$$\eta_{тр} = \eta_{пк}\eta_{рк}\eta_к\eta_о\eta_{кп}. \qquad (3.6)$$

В случай че в трансмисията има други силови агрегати, трябва да се отчетат и техните коефициенти на полезно действие при предаване на мощността през тях.

Трансмисията (силовото предаване) на колесните и верижните машини (КВМ) е съвкупност от механизми, предназначени да предават и преобразуват силовия поток от двигателя към задвижващите ходови колела и валовете за отвеждане на мощност. Освен това осигурява работата на двигателя при спряна машина и движение на заден ход.

Трансмисията трябва да изменя предавателното число в определен интервал и непрекъснато да регулира силовия поток при движение в завой. Освен това трябва да бъде компактна, лека и с голяма надеждност и трайност, лесно да се управлява и да има висок к.п.д.

Трансмисията се състои от *редуктори* (механизми с постоянно предавателно число) и трансформатор на въртящия момент.

В колесните машини трансформаторът на въртящия момент осигурява регулиране на силовия поток при праволинейно движение на машината, а във верижните – и при завой. За плавно превключване на предавките и за ограничаване на динамичните натоварвания в трансмисията се вграждат триещи съединители. Те служат и за прекъсване на силовия поток между двигателя и задвижващите ходови колела при паркиране или завиване на колесните и верижните машини.

В колесните машини с повече от един задвижващ мост се използват разпределителни кутии (РК), които разпределят силовия поток по задвижващите мостове. Освен това се използват зъбни механизми, наречени *диференциали*. Когато диференциалът е поставен между ходовите колела на един задвижващ мост, нарича се междуколесен диференциал (МКД), а когато е поставен между задвижващите мостове – междуосов диференциал (МОД).

За центроване на различните зъбни механизми, а също и за предаване на силовия поток под определен ъгъл се използват *съединителни муфи*. В трансмисията са включени и спирачки, които във верижните машини служат и като механизми за управление.

По ***типа на използвания трансформатор на въртящия момент*** трансмисията може да бъде *механична, хидравлична, електрическа* и *комбинирана*.

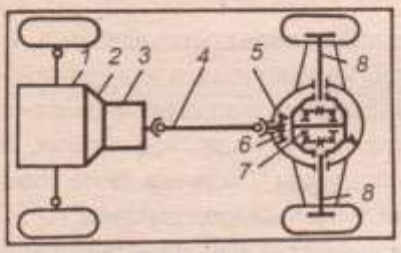
По ***начина на изменение на предавателното число*** трансмисията е *степенна* и *безстепенна – механична* (фрикционна), *хидрообемна* и *електрическа*. В съвременните колесни и верижни машини основно приложение са намерили механичната и хидравличната трансмисия.

3.2. Механична трансмисия

Механичната трансмисия на КВМ може да се състои от *съединител, предавателна кутия, разпределителна кутия, съединителни муфи* и *карданни предавки, задвижващи мостове*. В зависимост от кинематичната схема, предназначението и типа на КВМ в трансмисията се разполагат различни възли.

Механичната трансмисия е степенна и има най-голямо разпространение при КВМ благодарение на простата конструкция, малката металопоглъщаемост, високия к.п.д., добрата надеждност и ниската себестойност. В зависимост от разположението на валовете на предавателната кутия трансмисията може да бъде разположена надлъжно или напречно на машината. Най-широко разпространение има надлъжното разположение на валовете. Напречното разположение на валовете се използва при самоходните шасита и колесните трактори, а също и при някои автомобили.

Схеми. При колесните машини (КМ) за компановката на трансмисията определящо значение има разположението на двигателя, предавателната кутия и задвижващите колела. При машини с колесна формула 4 × 2 най-често се прилага т.нар. *класическа компановка* – предно разположение на двигателя и задни задвижващи колела.



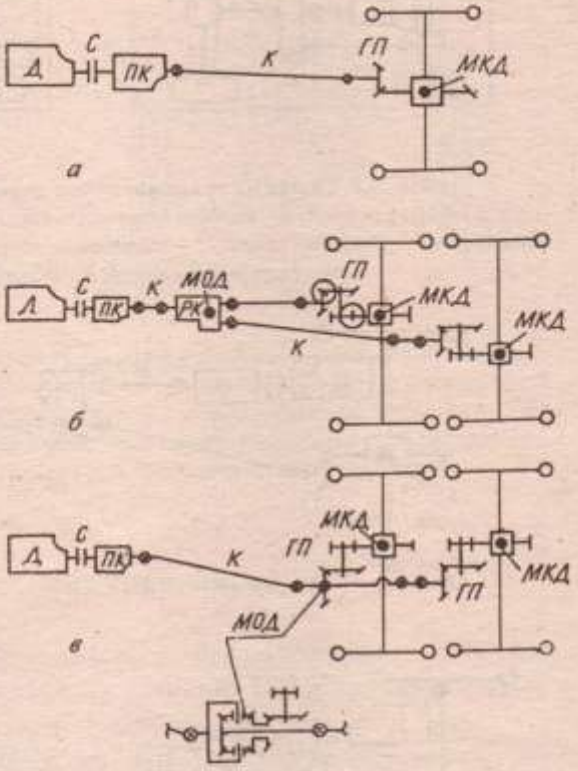
Фиг. 3.4. Схема на класическа компановка на трансмисия с колесна формула 4 × 2

1 – двигател; *2* – съединител; *3* – предавателна кутия; *4* – карданно предаване; *5* – задвижващ мост; *6* – главно предаване; *7* – диференциал; *8* – полувалове

На фиг. 3.4 и 3.5 са показани схеми на силовото предаване в автомобили с *предно разположен двигател и със задни задвижващи мостове*, в чийто общ картер са вградени главното предаване, диференциалът и полуваловете. При тази схема се осигурява необходимото пълно сцепно тегло върху задвижващите колела, опростена конструкция на предното окачване и управление, изолация на шума и др. Към недостатъците се отнася: необходимост от карданен вал и тунел на пода на купето, недостатъчно сцепно тегло при непълно натоварване и др.

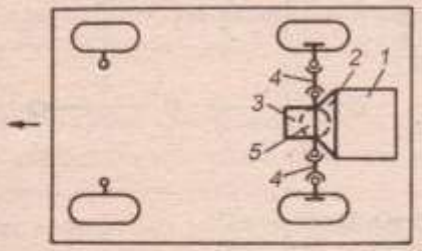
При *задно разположение на двигателя и силовото предаване* (фиг. 3.6) налице е къс път на силовия поток и съответно липса на карданен вал, леко управление, оптимално разпределение на спирачните сили, лек монтаж на двигателя, липса на тунел на пода на купето и др. Към недостатъците се отнасят повишена чувствителност към странично вятър, неравномерно натоварване на ходовите колела, малък багажник и др.

При *предно разположение на двигателя и силовото задвижване* (фиг. 3.7) налице е сравнително голямо натоварване на предните колела, които са едновременно управляеми и задвижващи; добра устойчивост и управляемост в завой по мокър и хлъзгав път, равен под на салона и др. Към недостатъците се отнасят сложна конструкция на предното окачване и полуваловете, неравномерно натоварване на мостовете, влошено изкачване на наклони и др.



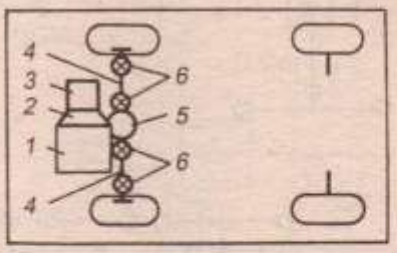
Фиг. 3.5. Схеми на силови предавания в автомобили със задни задвижващи мостове

а – с един заден задвижващ мост; *б* – с два задни задвижващи моста, които се задвижват чрез самостоятелни карданни валове от разпределителната кутия; *в* – с два задни задвижващи моста, от които единият е проходен; *Д* – двигател; *С* – съединител; *ПК* – предавателна кутия; *К* – карданно предаване; *ГП* – главно предаване; *МКД* – междуколесен диференциал; *РК* – разпределителна кутия; *МОД* – междуосов диференциал



Фиг. 3.6. Схема на трансмисия със задно разположение на двигателя

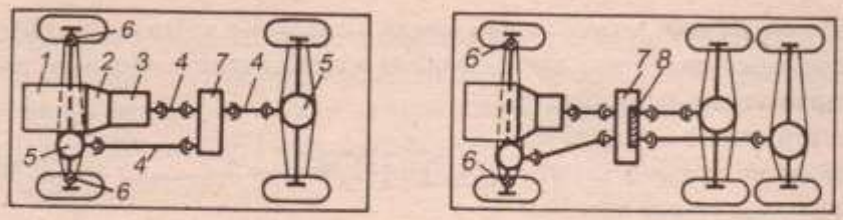
1 – двигател; *2* – съединител; *3* – предавателна кутия в блок с главно предаване и диференциал; *4* – полувалове; *5* – задвижващ мост



Фиг. 3.7. Схема на трансмисия с предно задвижване и напречно разположение на двигателя

1 – двигател; *2* – съединител; *3* – предавателна кутия; *4* – полувалове; *5* – задвижващ мост; *6* – синхронни карданни шарнири

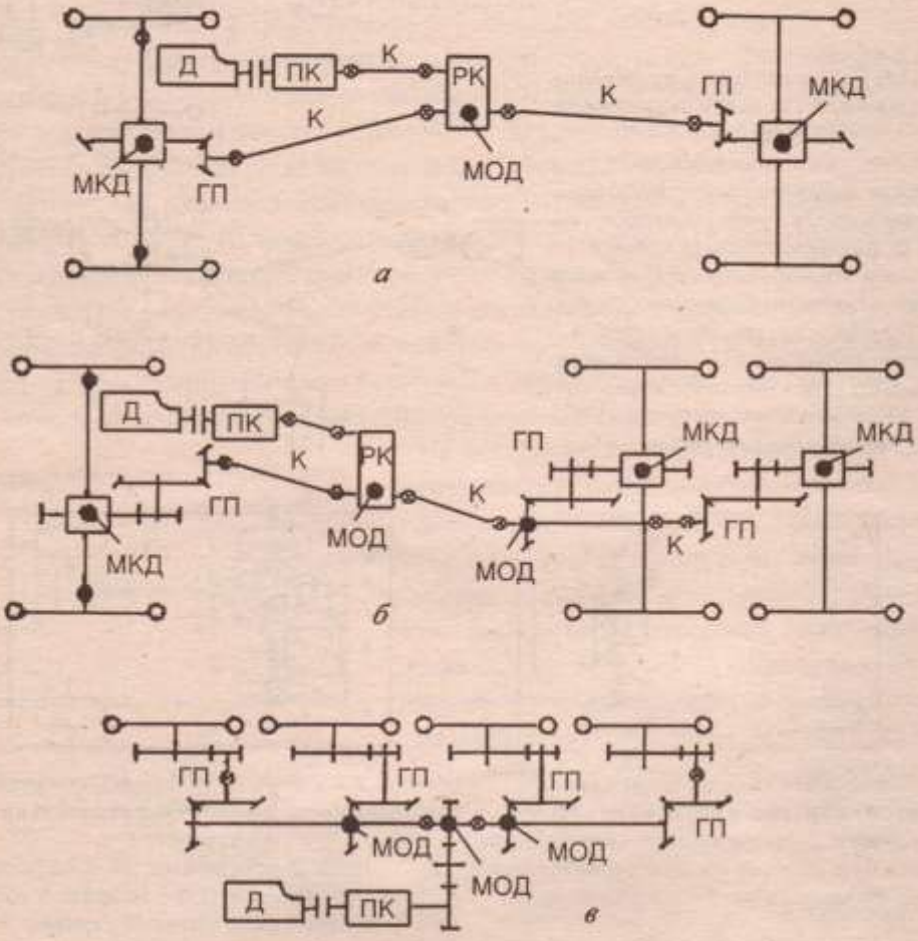
При КМ с повишена и висока проходимост се използва кинематична схема със задвижващи всички ходови колела (фиг. 3.8 и 3.9). При тези схеми освен междуколесни диференциали и разпределителна кутия се вграждат и междуосови диференциали.



а *б*

Фиг. 3.8. Схема на трансмисия със задвижване на всички колела

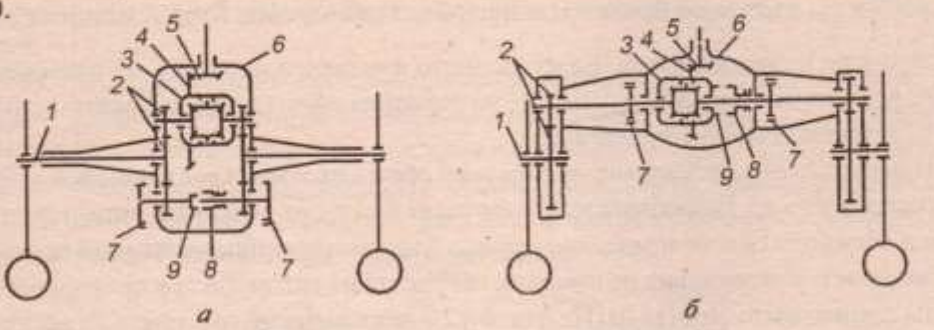
а – колесна формула 4 × 4; *б* – колесна формула 6 × 6; *1* – двигател; *2* – съединител; *3* – предавателна кутия; *4* – карданни валове; *5* – задвижващ мост; *6* – синхронни карданни шарнири; *7* – разпределителна кутия; *8* – междуосов диференциал



Фиг. 3.9. Схеми на силово предаване в автомобили със задвижващи мостове

а – с преден и със заден мост; *б* – с преден и с два задни (с три) задвижващи моста; *в* – с осем задвижващи колела и бордово предаване (показано е само предаването на десния борд); *Д* – двигател; *С* – съединител; *ПК* – предавателна кутия; *К* – карданно предаване; *ГП* – главно предаване; *МКД* – междуколесен диференциал; *РК* – разпределителна кутия; *МОД* – междуосов диференциал

Характерни особености в компановъчните схеми на *задни задвижващи мостове с блокиране на диференциалите* на колесни трактори са показани на фиг. 3.10.



Фиг. 3.10. Компановъчни схеми на задни задвижващи мостове на колесни трактори
а – с блокиране на диференциала чрез допълнителен вал; *б* – блокиране на касетата и полувала; *1* – ос на задвижващото колело; *2* – крайно предаване; *3* – диференциал; *4* – задвижвано зъбно колело на главното предаване; *5* – задвижващо зъбно колело на главното предаване; 6 – картер на задния мост; *7* – спирачка; *8, 9* – муфи за блокиране на диференциала

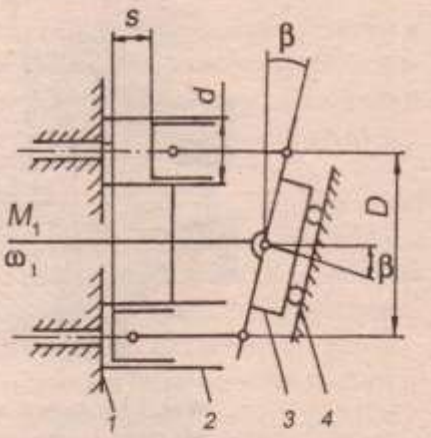
3.3. Хидрообемна трансмисия

В трансмисиите на КВМ хидрообемното силово предаване може да бъде самостоятелно или в съчетание с различни механични възли. Във втория случай трансмисията се нарича *обемна хидромеханична трансмисия.*

Принцип. В хидрообемното (хидростатичното) предаване енергията от двигателя се предава към задвижващите колела благодарение на статичното налягане на работна течност. Статичното налягане е 10–35 MPa, а скоростта на потока – 5–8 m/s.

Всяка хидрообемна трансмисия съдържа два хидроагрегата – *хидропомпа* и *хидродвигател*, свързан със задвижващите колела на автомобила. Единият от двата агрегата трябва задължително да бъде регулируем.

Хидрообемното силово предаване се състои най-често от *регулируема аксиална бутална помпа* и *нерегулируеми хидродвигатели*. Помпата се задвижва от двигателя на КВМ, а хидродвигателите са свързани със задвижващите колела. Помпата, хидродвигателите и тръбопроводите са в затворен циркулационен контур.



Фиг. 3.11. Схема на аксиална регулируема хидравлична помпа

Работният обем V_1 на аксиална регулируема хидравлична помпа (фиг. 3.11) зависи от работния ход s, диаметъра на цилиндрите d и ъгъла β на наклонения диск *3*,

изменящ се чрез външната опора *4*. Работният ход $s = D\text{tg}\beta$, а работният обем $V_1 = \frac{\pi d^2}{4} sz$, където z е броят на цилиндрите в цилидровия блок *2*, допиращ се до тялото *1* на разпределителя. Безстепенното изменение на ъгъл β на наклонения диск води до безстепенно изменение на работния обем на хидропомпата и оттук до безстепенно силово предаване.

При подходящо регулиране на работния обем в съответствие с изменението на натоварването на хидродвигателя работният режим на двигателя остава постоянен и обемното силово предаване може да бъде непропорционално (при постоянна мощност, консумирана от помпата, скоростта на автомобила е пропорционална на производителността ѝ). На фиг. 3.12 е показана конструкцията на аксиална регулируема хидропомпа. Загубите на енергия в хидрообемното предаване се отчитат с коефициента на полезно действие η_x, който е

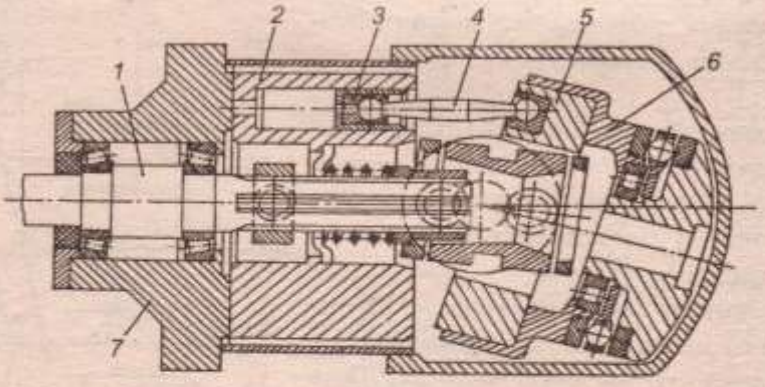
$$\eta_x = \frac{M_д \omega_д}{M_п \omega_п} = K_т i_{дп}, \qquad (3.7)$$

където $K_т = \frac{M_д}{M_п}$ е коефициентът на трансформация или силовото предавателно число;

$i_{дп} = \frac{\omega_д}{\omega_п}$ – предавателното число;

$\omega_п, \omega_д$ – ъгловата скорост съответно на вала на помпата и на вала на хидродвигателя;

$M_п, M_д$ – въртящият момент на помпата и на двигателя.

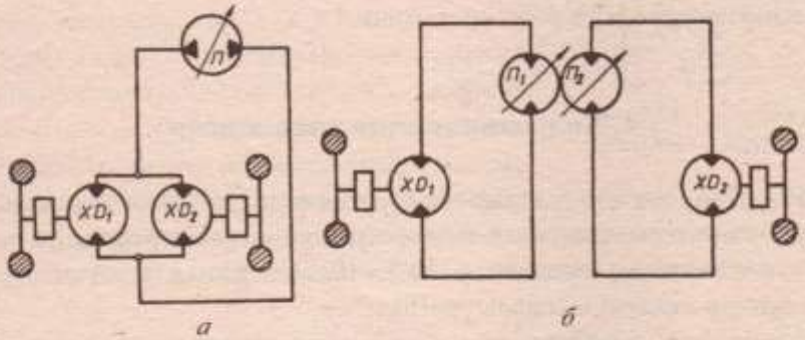


Фиг. 3.12. Аксиална регулируема хидравлична помпа
1 – вал; *2* – цилиндров блок; *3* – бутало; *4* – мотовилка; *5* – наклонен диск; *6* – подвижна опора; *7* – тяло на разпределителя

Зависимостта на коефициента на полезно действие η_x, въртящия момент $M_д$ и коефициента на трансформация $K_т$ от предавателното число i се нарича *скоростна характеристика на хидропредавката*.

С увеличаване на съпротивителния момент $M_д$ ъгловата скорост $\omega_д$, която съответства на скоростта на движение на КВМ, и предавателното отношение i се намаляват. При ъгъл $\beta = 0$ работният обем $V_1 = 0$, ъгловата скорост $\omega_д$ и к.п.д. са равни на нула

Схеми. Хидрообемното силово предаване може да бъде осъществено по две схеми – хидродвигателите да се задвижват *от една помпа* (фиг. 3.13 *а*) и хидродвигателите да се задвижват *от отделни помпи* (фиг. 3.13 *б*). При задвижването с една помпа между задвижващите колела съществува хидродиференциална връзка, което влошава теглително-сцепните свойства на колесните машини при различно сцепление на отделните ходови колела



а *б*

Фиг. 3.13. Схеми на хидрообемно силово предаване
а – с една помпа; *б* – с две помпи

За да се отстрани този недостатък, в схемата на хидравличния затворен кръг в една от точките на разделяне на хидравличния поток се включва пилотен управляем делително-събирателен клапан.

Хидрообемното силово предаване с две помпи осигурява различни товарни и скоростни режими на хидродвигателите, което е необходимо за верижните машини при завой. При това предаване има възможност едната верига да се движи напред, а другата – назад, и завоят се извършва около център, разположен върху надлъжната ос на машината.

Предимства. Хидравличното обемно предаване осигурява безстепенно регулиране на предавателните числа в голям интервал и допуска продължителна устойчива работа на КВМ при голямо теглително натоварване и ниска скорост на движение при достатъчно висок к.п.д. При вграждането на хидрообемното предаване в конструкцията на КВМ отпада необходимостта от съединител, предавателна кутия и диференциал, а при верижните машини – и от механизми за управление. Това дава възможност за значителни изменения в компановката на КВМ с оглед на подобряването на теглително-сцепните свойства. Значително по-лесно се осъществява задвижването на КВМ с колесна формула 4 × 4.

Хидрообемната трансмисия позволява плавно да се регулира задвижващият момент в широк интервал, което намалява буксуването на КВМ и срязването на почвения слой в контактната зона на ходовия движител. Трансмисията е ревер-

сивна и може да изпълнява и спирачни функции, поради което няма нужда от специална спирачна уредба освен от спирачка за паркиране. Удобна е и лесна за управление, вкл. и автоматично, лесно се монтира и демонтира от КВМ и др.

Недостатъци. По-съществените недостатъци на хидрообемното силово предаване са по-ниска трайност в сравнение със зъбното предаване, по-нисък к.п.д. (0,75–0,80), недостатъчна приспособеност за работа при ниски температури, недостатъчна надеждност на тръбопроводите при високо пулсиращо налягане, големи размери поради по-ниското налягане в сравнение с налягането между зъбите на зъбното предаване и др.

Предимствата, които има хидрообемното силово предаване, се проявяват особено при използването му в колесни машини 4 × 4.

3.4. Хидродинамична трансмисия

Принцип. При този тип трансмисия енергията от двигателя се предава, като се използва кинетичната енергия на работна течност. Скоростта на потока е 20–60 m/s, а статичното налягане – 1–1,5 MPa. Състои се от хидродинамичен трансформатор и механично силово предаване.

Хидродинамичната трансмисия *осигурява* автоматично саморегулиране на скоростта в зависимост от натоварването. Наличието на хидравлично звено е причина да се намалят динамичните натоварвания, което води до по-голяма трайност не само на трансмисията, но и на двигателя, и на ходовата част на КВМ. КВМ с хидродинамична трансмисия има по-висока проходимост, избягва се претоварването на двигателя и др.

Основните недостатъци на хидродинамичното предаване са ниският к.п.д. (0,80–0,93) и усложнената трансмисия на КВМ при наличието на механична силова част.

Целесъобразността от използването на хидродинамична трансмисия при КВМ се определя от условията на експлоатацията. От по-ниския к.п.д. на това предаване може да се намалят производителността и икономичността при работа с постоянно натоварване. В останалите случаи ефектът от саморегулирането компенсира отрицателното влияние на по-ниския к.п.д. Това особено се отнася за промишлените трактори и мотокарите.

Използваният в хидродинамичната трансмисия хидродинамичен трансформатор (фиг. 3.14) се състои от *помпа*, свързана с коляновия вал на двигателя, *турбина*, свързана с първичния вал на механичната част на трансмисията, и *направляващ апарат*, съединен с корпуса на КВМ неподвижно или чрез муфа за свободен ход.

Изисквания. Хидродинамичният трансформатор трябва да отговаря на следните изисквания.

1. Широк интервал на регулиране по момент – 2,08–5,5, а работният интервал на регулиране на скоростта – 2–4, при което к.п.д. да бъде не по-малко от 0,75.

2. Висок к.п.д. в работния интервал на изходящия вал. Засега $\eta_{тр\ max} = 0{,}85–0{,}92$.

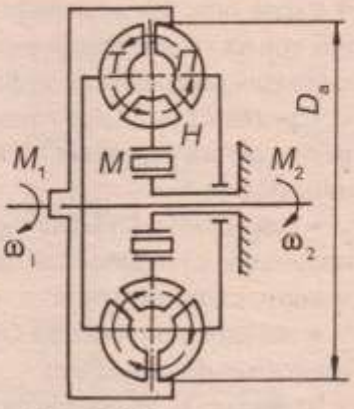
3. Малки маса и обем.

4. Достатъчна пропорционалност – позволяваща по-пълно използване приспособяването на ДВГ по въртящ момент.

5. Простота и надеждност на органите за регулиране.

6. Малък масов инерционен момент на турбинното колело (за да се улесни превключването на механичните предавки).

7. Добро охлаждане и др.



Фиг. 3.14. Схема на хидродинамичен трансформатор

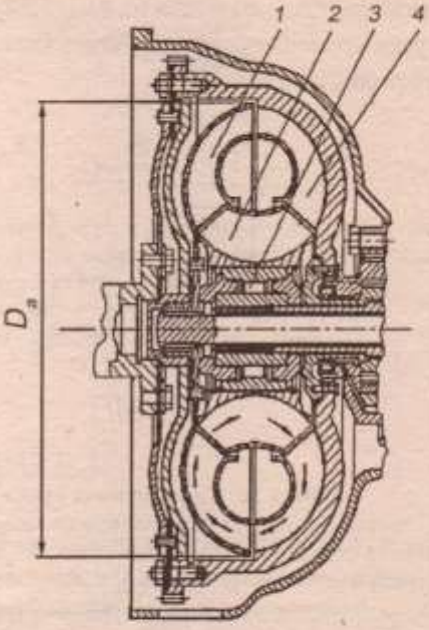
Класификация. Хидротрансформаторите се класифицират в зависимост от тяхната възможност за работа: *комплексни* (с режим на хидросъединител) и *некомплексни* (без режим на хидросъединител). Характерно за комплексните хидротрансформатори е, че при тях помпата и турбината са почти симетрично разположени, с удължени в радиална посока лопатки, а реакторът е монтиран на неподвижен реактивен вал чрез муфа за свободен ход.

Хидротрансформаторите са *блокируеми* (с вграден триещ съединител за механично блокиране на помпата към турбината) и *неблокируеми*.

Според *начина на предаване на въртящия момент* хидротрансформаторите са едно- или двупоточни. При двупоточните въртящият момент се разделя на две от разделящ диференциален редуктор, като едната част на въртящия момент преминава през хидротрансформатора, а другата – през механична ПК.

Според *броя на турбинните венци* хидротрансформаторите се разделят на едно- (с една турбина), дву- и тристъпални.

Според *технологията на изработването* хидротрансформаторите са лети, щамповани и лято-щамповани.



Фиг. 3.15. Хидротрансформатор за леки автомобили

1 – турбина; *2* – реактор; *3* – муфа за свободен ход; *4* – помпа

Показаният на фиг. 3.15 хидротрансформатор е типичен за леките автомобили. Този хидротрансформатор е комплексен, неблокируем, еднореакторен с щамповани лопатки на помпата *4* и турбината *1*, като турбината е изцяло щампована от ламарина, а помпата е лято-щампована

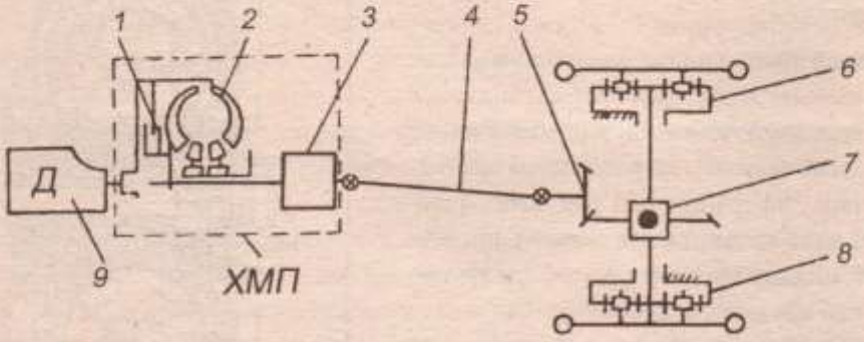
(лопатките ѝ са закрепени в тор, отлят от алуминиева сплав). Реакторът *2* е с лети лопатки, опасани по периферията с ламаринен пръстен, който е част от вътрешния тор на хидротрансформатора. В лятата главина на реактора е набита на шлици външната гривна на муфата за свободен ход *3*.

Предимства. Хидротрансформаторът, използван като безстепенен преобразувател на въртящия момент в силовото предаване на КВМ, има доста предимства:

- притежава вътрешна автоматичност, т.е. има способността автоматично да променя въртящия момент на изходящия си вал в зависимост от изменението на пътното съпротивление;
- значително намалява динамичните натоварвания при рязко увеличаване на пътното съпротивление;
- спомага за увеличаване дълготрайността на ДВГ и силовото предаване;
- има относително малка маса и е компактен като конструкция.

За да се разшири интервалът на регулиране при КВМ, след хидротрансформатора се поставя механична предавателна кутия и съответно хидромеханична трансмисия.

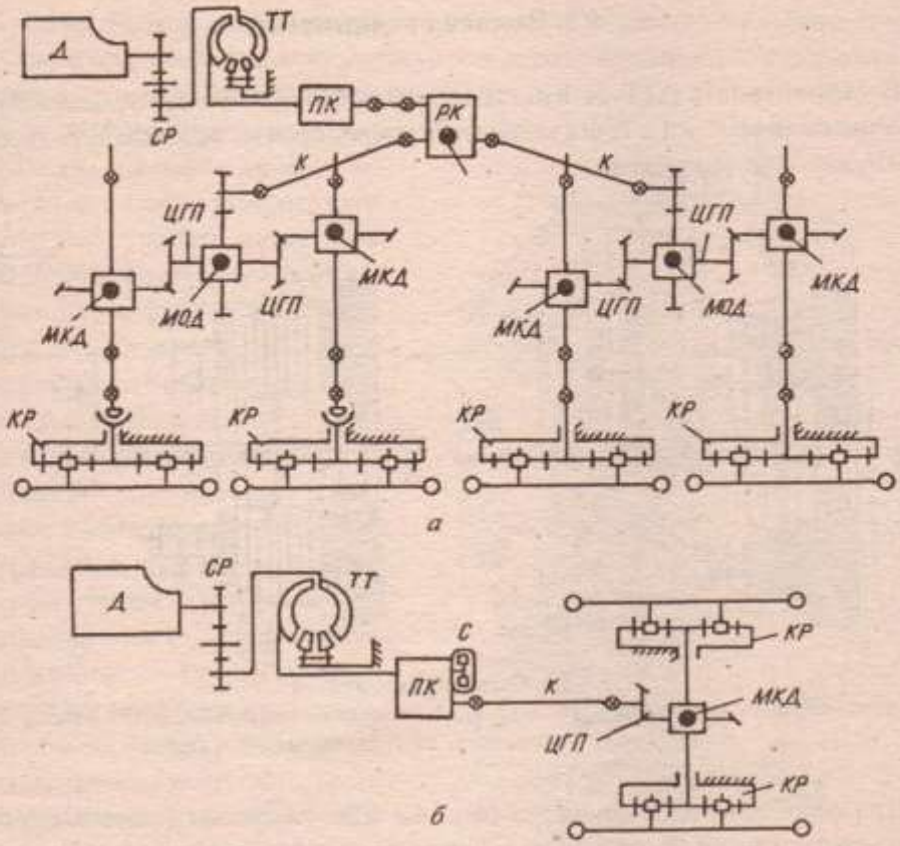
На фиг. 3.16 е показана кинематична схема на хидромеханично силово предаване в градски автобус, а на фиг. 3.17 – кинематични схеми на силови предавания с турботрансформатор в автомобил с четири задвижващи моста (*а*) и в тежък автомобил самосвал (*б*).



Фиг. 3.16. Кинематична схема на хидромеханично силово предаване

1 – триещ съединител за блокиране на хидродинамичния трансформатор; *2* – ХДТ; *3* – автоматизирана стъпална предавателна кутия; *4* – карданно предаване; *5* – централно предаване (първа степен на главното предаване); *6, 8* – колесни редуктори (втора степен на главно предаване); *7* – междуколесен диференциал; *9* – двигател; *ХМП* – хидромеханично предаване

Температурата на хидравличното масло нормално е 100–120 °С. Охладителят е комбиниран с радиатора на охладителната уредба на ДВГ.



Фиг. 3.17. Схеми на силови предавания с турботрансформатор

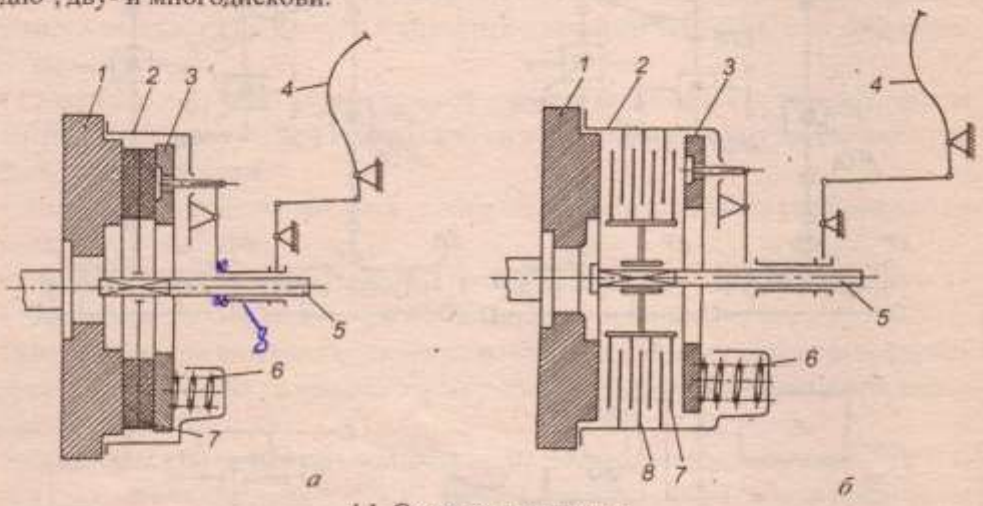
а – на автомобил с четири задвижващи моста; *б* – на тежък самосвал (кариерен); *СР* – съгласуващ редуктор между двигателя и турботрансформатора; *СЗ* – хидродинамична спирачка – забавител, вградена в хидродинамичното предаване; *ЦГП* – централно главно предаване; *КР* – колесен редуктор; *ТТ* – турботрансформатор

4. СЪЕДИНИТЕЛ

Съединителят *служи да предава въртящия момент от двигателя към предавателната кутия* и да осигурява плавното им съединяване при потегляне на автотранспортната техника и отделянето им при превключване на предавките или кратковременно спиране, а също и да предпазва трансмисията от претоварване. Съединителят *трябва да има* малък масов инерционен момент на задвижваните части, добро охлаждане на триещите се елементи, висок к.п.д., удобно управление.

4.1. Видове съединители

В съвременната АТТ се използват най-често *механични триещи дискови съединители* (фиг. 4.1). Тези съединители според броя на задвижваните дискове са едно-, дву- и многодискови.



4.1. Схеми на съединител

а – еднодисков; *б* – многодисков; *1* – маховик; *2* – кожух; *3* – притискащ диск; *4* – педал; *5* – вал; *6* – пружини; *7* – задвижван диск; *8* – задвижващи дискове

При *еднодисковия съединител* (фиг. 4.1 *а)* стоманеният задвижван диск *7* с феродови накладки е поставен на шлиците на вала *5* на съединителя. Пружините, разположени в кожуха *2*, чрез притискащия диск *3* натискат задвижвания диск *7* към маховика *1* на двигателя. Съединителят се включва чрез педала *4*.

При *многодисковия съединител* (фиг. 4.1 *б*) към маховика *1* е закрепен барабанът *2*. Задвижващите дискове *8* са съединени с барабана *2* чрез шлици и могат да се преместват осово. На вала *5* е поставен задвижваният барабан, върху който са разположени задвижваните дискове *7*. Пружините *6* чрез притискащия диск *3* натискат задвижваните и задвижващите дискове един към друг и осигуряват необходимите сили на триене за предаване на въртящия момент. Съединителят се изключва чрез педала *4*.

На фиг. 4.2 е показана конструкцията на съединителя на българското самоходно шаси СШ-22.

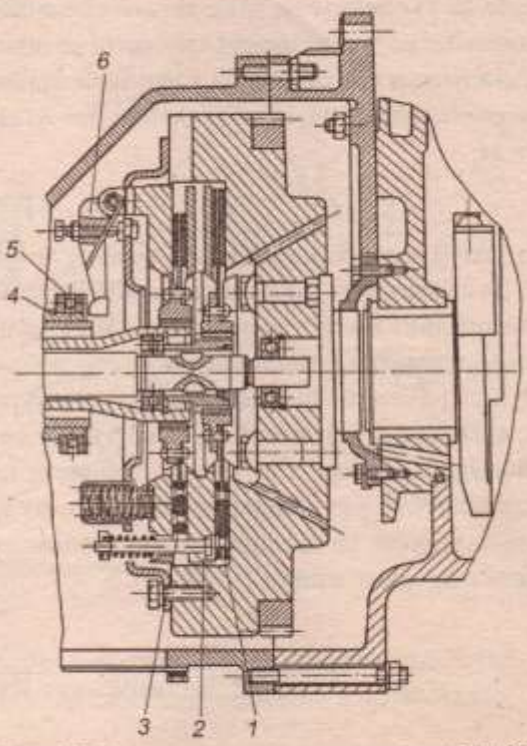
В съвременните машини триещите съединители освен между двигателя и предавателната кутия се използват и в самата предавателна кутия, в механизмите за управление на верижните машини, в задвижванията на вала за отвеждане на мощност и т.н.

Накладки. В триещите съединители се използват фрикционни накладки, направени от материал с голям коефициент на триене (0,4–0,5). Фрикционните материали се получават от ***азбест и органични свързващи вещества*** – смоли, синтетичен

каучук и др. Фрикционните материали трябва да бъдат корозионно-, водо- и маслоустойчиви, със свойства, които осигуряват здраво съединяване с основата чрез занитване, залепване или изпичане.

Фрикционните накладки се закрепват към металния диск с *алуминиеви или медни нитове*, като работоспособността на диска е 1500–2000 h и е ограничена от износването на фрикционните накладки до нитовете. Фрикционните накладки се подменят след 30–40 % (1–2 mm) износване от първоначалната им дебелина.

Фрикционните накладки се закрепват към металния диск и чрез *впресоване*. В този случай работоспособността им се увеличава 1,5–2 пъти, тъй като се допуска по-голямо износване. След износване целият диск се сменява в комплект. При *подвижно закрепване на блокчета* от фрикционния материал в секторни отвори на металния диск работоспособността на диска се увеличава до 4000 h, а след износване фрикционните блокчета се подменят много лесно.



Фиг. 4.2. Съединител на самоходно шаси СШ-22
1 – задвижващ диск на трансмисията; *2* – междинен притискащ диск; *3* – задвижван диск на вала за отвеждане на мощност; *4* – изключваща муфа; *5* – опорен лагер; *6* – изключващ лост

В съединителите се използват и ***металокерамични фрикционни материали***, които се получават чрез пресоване на метален прах при висока температура. Металокерамичните накладки се запояват или се залепват към металния диск. Дебелината им е 1–1,5 mm. Имат по-голям коефициент на триене (0,4–0,5), допускат по-високо налягане и са по-износоустойчиви. Металокерамичните накладки се използват най-често в съединители, които работят в масло.

В някои многодискови съединители за компактност се използват ***само метални дискове*** без фрикционни накладки. Поради по-малкия коефициент на триене (0,15–0,18) броят на дисковете е по-голям, но общата дебелина на комплекта е 1,5–2 пъти по-малка, тъй като стоманеният диск има по-малка дебелина от диска с накладки.

Въртящите се части на съединителя не трябва да се разрушават при честота на въртене, равна на 1,5 от максималната честота на въртене на коляновия вал на двигателя, и при температура в обема на частите 250 °C.

Съединителят трябва да запазва своята работоспособност при мигновеното му включване и натоварване, равно на номиналния въртящ момент на двигателя.

За да се осигури предаването на въртящия момент на двигателя без пробуксуване на съединителя, даже когато се намалят коефициентът на триенето поради попадане на масло между триещите се повърхнини и притискащата сила поради износване и изменение на характеристиката на пружините, *триещият момент на съединителя* $M_т$ *трябва да бъде по-голям от въртящия момент на двигателя* $M_е$

$$M_т = \beta M_е, \tag{4.1}$$

където β е *коефициент на сигурност на съединителя.*

За селскостопански трактори моментът $M_е$ във формула (4.1) се взема равен на номиналния момент на двигателя $M_н$, а за автомобилите и транспортните трактори $M_е$ е равен на максималния момент на двигателя $M_{е\,max}$.

Когато се избира коефициентът на сигурност на съединителя, трябва да се има предвид, че с малки стойности на β не може да се осигури надеждно предаване на въртящия момент, а с големи стойности на β се намалява предпазната роля на съединителя, увеличават се размерите му и притискащата сила. Това затруднява управлението на съединителя и увеличава ударното натоварване на зъбните колела в предавателната кутия.

4.2. Задвижване на съединителя

Задвижването може да бъде механично, хидравлично, електрическо, пневматично и комбинирано. На фиг. 4.3 *а* е показана схема на *механично задвижване*, а на фиг. 4.3 *б* – схема на *хидравлично задвижване* на съединител. Хлабината Δ, равна на свободния ход на лагера на съединителя, трябва да бъде 2–4 mm. Работното налягане в хидравличното задвижване се приема 3–4 MPa. Общото предавателно число е в границите i = 25–40. Силата върху педала на съединителя се ограничава до $F_{п\,max}$ = 150 N, а за оразмеряване ча лостовете се приема равна на 400 N. Работният ход на педала трябва да бъде $S_{п\,раб}$ = 100–150 mm, а пълният му ход $S_{п\,max}$ = 120–180 mm.

Предавателното число i и пълният ход $S_{п\,max}$ съответно са:

– за схемата на фиг. 4.4 *а*

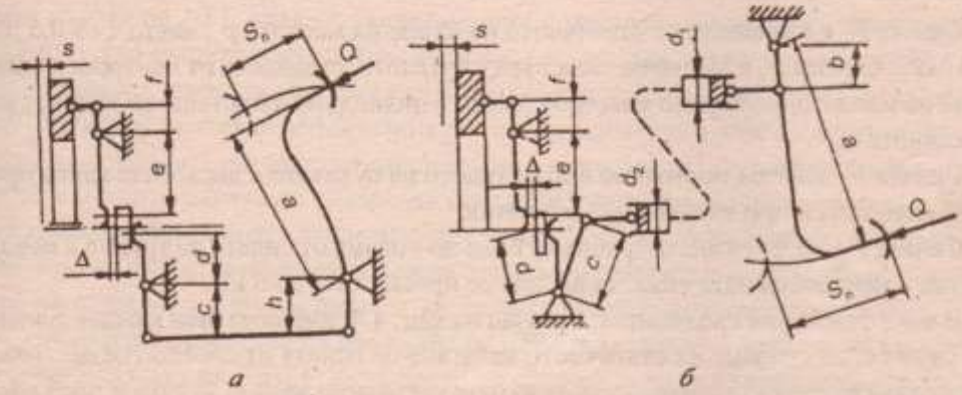
$$i = \frac{a}{b}.\frac{c}{d}.\frac{e}{f}, \tag{4.2}$$

$$S_{п\,max} = si + \Delta\frac{a}{c}.\frac{c}{d}; \tag{4.3}$$

– за схемата на фиг. 4.4 *б*

$$i = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2}, \tag{4.4}$$

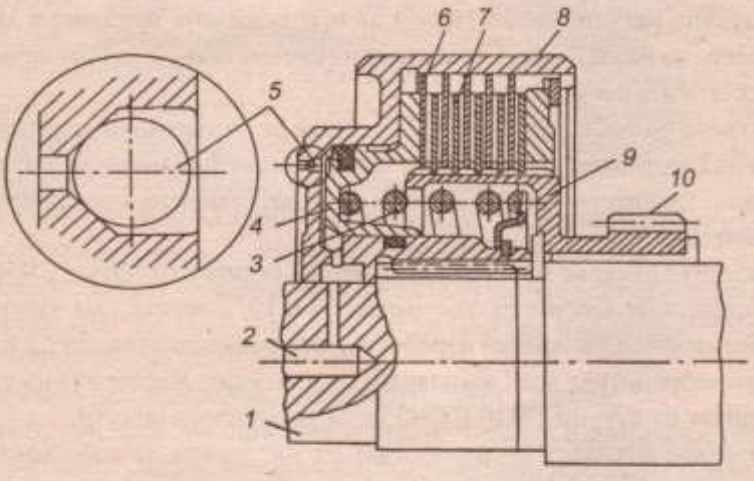
$$S_{\text{п max}} = si + \Delta \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2}. \tag{4.5}$$



а *б*

Фиг. 4.3. Схеми на задвижването на съединител
а – механично; *б* – хидравлично

За превключване на предавките в предавателни кутии с постоянно зацепени зъбни колела, за управление на хидромеханични силови предавания и др. се използ-



Фиг. 4.4. Многодисков съединител с хидравлично притискане

ват *многодискови съединители с хидравлична система за управление* (фиг. 4.4). При превключване на съединителя задвижващите дискове *6*, поставени на шлици в барабана *8*, се преместват от буталото *4* под действието на маслото по аксиал-

ния канал *2* на вала *1*. Задвижващите дискове *6* притискат задвижваните дискове *7*, разположени върху шлиците на задвижвания барабан *9*, който е изработен заедно със зъбното колело *10* на предавателната кутия.

Необходимата притискаща сила F се определя от триещия момент на съединителя и се спазва условието за равновесие на аксиалните сили, които действат върху буталото, или

$$F = F_{\text{с}} + F_{\text{ц}} - F_{\text{пр}}.$$

Силата $F_{\text{с}}$ е създадена от статичното налягане на маслото $p_{\text{с}}$, което е от 0,5 до 1,5 MPa. Силата $F_{\text{ц}}$ е аксиална сила върху буталото, създадена от центробежната сила на маслото, затворено между буталото и цилиндъра и въртящо се заедно със съединителя.

Силата $F_{\text{ц}}$ действа постоянно върху дъното на буталото и дисковете както при включен, така и при изключен съединител.

Силата $F_{\text{пр}}$ на пружината трябва да бъде по-голяма от силата на триене в механизма и центробежната сила. Тази сила се приема от 1 до 6 kN.

В многодисковия съединител, показан на фиг. 4.4, има поставен клапан *5*, чиято сачма след спадане на статичното налягане се отделя от своето гнездо. Това позволява маслото от цилиндъра да изтича както през канала *2*, така и през клапана *5*, с което се осигурява чисто изключване на съединителя.

За да се повиши работоспособността на съединителите, необходимо е:

- подобряване на качеството на феродовите фрикционни накладки;
- използване на металокерамични фрикционни накладки;
- залепване или впресоване вместо занитване на фрикционните накладки;
- автоматично регулиране на силата на притискащите пружини в зависимост от износването на накладките, използване на пневматично и хидравлично задвижване с автоматично регулиране;
- понижаване на температурата на триещите се повърхнини чрез вентилиране на картера на съединителя, използване на сегментни фрикционни накладки и др.;
- вграждане на еластични задвижвани дискове, снабдени със специални гасители на трептенията.

Притискащите дискове на съединителите се отливат от чугун СЧ30 и СЧ35, докато щампованите кожуси са от стомана 08 и 10, а летите – от чугуни СЧ25 и СЧ30. Задвижваните дискове се изработват от пружинна стомана 65 и 65Г и др., като се термообработват чрез закаляване и отпускане. Картерите на съединителите се отливат от чугуни СЧ20 и СЧ25 или алуминиеви сплави.

Фрикционните накладки се изработват от материали на азбестова основа с пълнители от мед, цинк или графит. Главините на задвижваните дискове се изработват от легирана стомана 20Х, 40Х, 45Х и др. Пружините се изработват от стомана 50ХГ, 50Г2, 65Г, 50ХФНД и др.

5. ПРЕДАВАТЕЛНА КУТИЯ. РАЗПРЕДЕЛИТЕЛНА КУТИЯ

5.1. Предавателна кутия

Предназначението на предавателната кутия (ПК) е:

1. Да изменя големината на въртящия момент, предаван от ДВГ към задвижващите колела на АТТ, като го увеличава при потегляне, ускоряване, движение с голямо пътно съпротивление (при изкачване на наклон, теглене на прикачен товар – ремарке, движение по пресечена местност и др.); предава го без изменение при най-продължително използвания работен режим (движение на директна предавка по хоризонтален път с номинален товар и номинална експлоатационна скорост) и в някои случаи го понижава (движение на ускоряваща предавка) с цел повишаване на горивната икономичност на автомобила. Увеличаването на въртящия момент на ДВГ е необходимо, за да се подобрят теглително-скоростните свойства на машината, а понижаването му, за да се повиши икономичността ѝ.

2. Да изменя скоростта на движение на КВМ при зададена честота на въртене на коляновия вал на ДВГ. Изменението на скоростта на движение може да бъде следствие от необходимостта:

- за движение с малка скорост;
- за преодоляване на повишено пътно съпротивление (изкачване на наклон); за движение зад по-бавно транспортно средство, когато е невъзможно то да бъде изпреварено (скоростта трябва да се намали);
- за ускоряване, изпреварване и др. (скоростта трябва да се увеличи).

3. Да осигурява движение на заден ход (ДВГ е нереверсивен).

4. Да увеличава ефективността от спиране с ДВГ чрез включване на понижаваща предавка, т.е. към двигателя се подава по-голям въртящ момент чрез предавателната кутия, отколкото е този на коляновия му вал, вследствие на което се получава спирачен момент (т.нар. моторна спирачка).

5. Да намалява разхода на гориво на АТТ, като дава възможност при всички условия да работи при най-икономичния режим на двигателя.

6. Да отделя двигателя от задвижващите колела за неограничен период от време, т.е. да може ДВГ да се пусне в ход, да се подгрее или машината да стои в покой при работещ двигател.

Изискванията по отношение на предавателната кутия са:

- Броят на предавките да осигурява целия теглителен и скоростен интервал.
- Леко управление, по възможност автоматизирано, а за ръчно управляемите ПК – предавките да са синхронизирани.
- Лесно превключване на предавките, с употреба на минимално физическо усилие. По възможност превключване без прекъсване на мощността.
- Безшумна работа, особено важно за леките автомобили и автобусите. Постига се чрез: използване на постоянно зацепени колела с наклонени зъби; използва-

не на синхронизатори; подобряване на точността на изработка на детайлите; повишаване на коравината на валовете и картера.

- Висок к.п.д. $\eta_c = 0{,}96–0{,}98$.
- Малка маса и ниска себестойност.
- Минимални регулировки.
- Висока технологичност на конструкцията и ремонтопригодност.

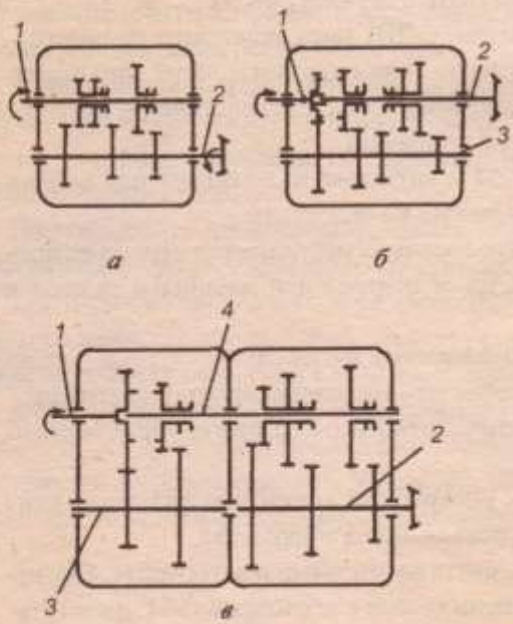
Предавателните кутии се ***класифицират*** според:

1. Начина на изменение на въртящия момент и ъгловата скорост: стъпални, безстъпални (вариаторни).
2. Начина на управление: ръчни; автоматизирани; автоматични.
3. Начина на превключване на предавките: с прекъсване на мощностния поток; без прекъсване на мощностния поток.
4. Типа: механични; хидравлични; хидродинамични; хидромеханични; електрически.
5. Типа на зъбните механизми, като механичните ПК се разделят на: с неподвижни валове и оси – обикновени ПК; с подвижни валове и оси – планетни ПК.
6. Разположението на задвижващия и задвижвания вал: съосни; несъосни.

5.2. Степенни предавателни кутии

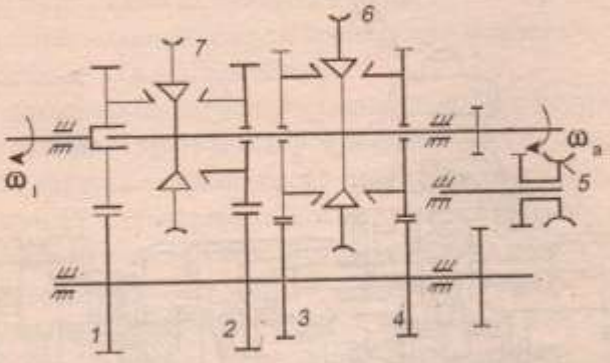
Тези предавателни кутии се използват широко в КВМ. В зависимост от *кинематичната схема* се подразделят на: *двувалови, тривалови, съставни* и *специални*. При двуваловите предавателни кутии (фиг. 5.1 *а*) въртящият момент се предава от първичния *1* на вторичния *2* вал чрез една двойка зъбни колела. При триваловата предавателна кутия (фиг. 5.1 *б*) вторичният вал *2* е съосно разположен на първичния *1*. Въртящият момент се предава чрез две двойки зъбни колела (с изключение на директната предавка), като се използва и междинен вал *3*.

При *автомобилите* най-често срещаната схема на предавателни кутии е триваловата.



Фиг. 5.1. Предавателни кутии
а – двувалова; *б* – тривалова; *в* – съставна;
1 – първичен вал; *2* – вторичен вал;
3, 4 – междинни валове

На фиг. 5.2 е показана кинематична схема на съвременна степенна предавателна кутия със синхронизирани предавки от I до IV предавка. Първичният и вторичният вал са на една ос, с което се постига максимална ефективност (висок к.п.д.). Междинният вал се прави заедно със зъбните колела *1, 2, 3* и *4* или отделно от тях. Заден ход се осъществява с включване на паразитно зъбно колело *5*.



Фиг. 5.2. Схема на степенна пpедавателна кутия

Зъбните колела са постоянно зацепени помежду си, а превключването на предавките става със синхронизаторите *6* и *7*.

В съвременните предавателни кутии плъзгащите колела се поставят само за задна и евентуално за първа предавка, които се използват рядко.

При леките автомобили се прилагат синхронизатори с блокиращи пръстени, а при товарните – синхронизатори с блокиращи палци.

В многостепенните предавателни кутии при малък интервал на предавателните числа с цел да се намалят осовите размери се поставят зъбни съединители без наличието на синхронизатори.

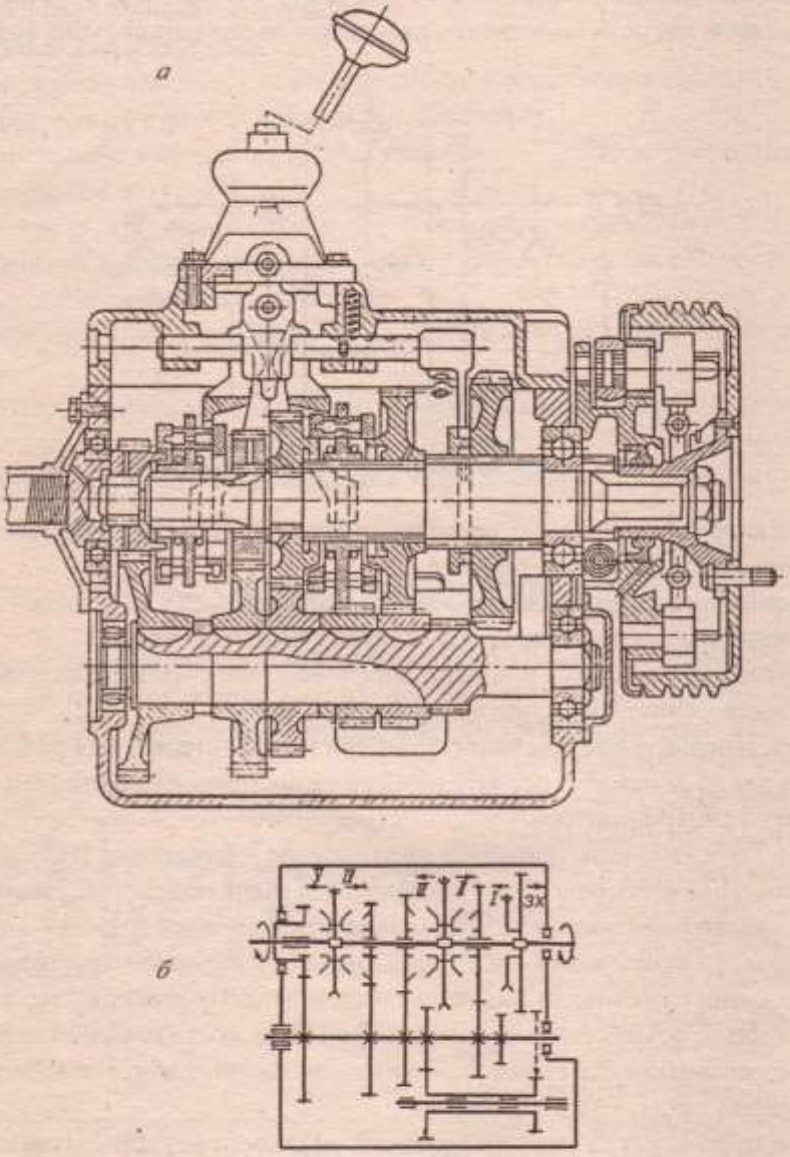
На фиг. 5.3 е показана тривалова предавателна петстепенна ПК за *товарен автомобил*. Има непосредствено управление и инерционен синхронизатор за всички предавки с изключение на I предавка и тази за заден ход.

Зъбните муфи за превключване на предавките се използват в тракторните предавателни кутии с постоянно зацепени зъбни колела. Процесът на зацепване на зъбните муфи се осъществява чрез голям брой зъби, което намалява челното им износване в сравнение със същото при зацепване на плъзгащите се зъбни колела. Това повишава тяхната дълготрайност.

Зъбните муфи могат да имат синхронизатори, с което се улеснява превключването на предавките и се осигурява безударно включване. Използват се конусни или дискови синхронизатори.

Принципът на действие на инерционните синхронизатори се заключава в използването на инерцията на съединяваните детайли, за да се предотврати преждевременното включване на предавката, като се завърта спиращо звено, което може да бъде:

- блокиращи палци;
- блокиращи синхронизиращи пръстени със зъбни венци;
- блокираща гривна с профилирани изрези спрямо плъзгащата муфа.



Фиг. 5.3. Предавателна кутия
а – общ вид; *б* – кинематична схема

Има три етапа при превключване:

а. Първи, при който под действието на синхронизиращия момент M_c се изравняват ъгловите скорости. През това време спиращото звено е завъртяно на изве-

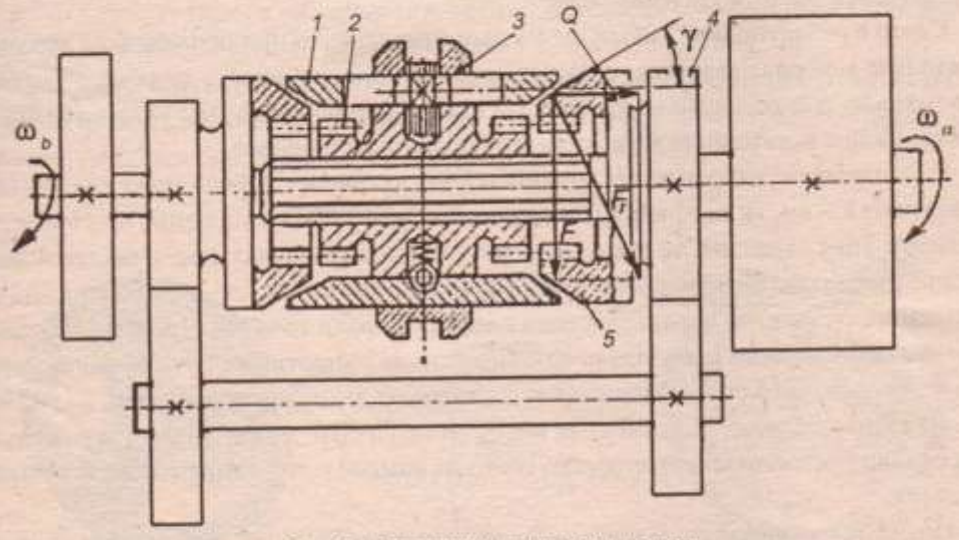
стен ъгъл спрямо плъзгащата муфа (главина) и не е възможно превключване независимо от приложеното усилие.

б. Втори, при който се разблокира синхронизаторът чрез връщане на блокиращото звено в първоначалното положение.

в. Трети, при който става зацепване на зъбите на плъзгащата муфа (главина) със зъбите на зъбното колело за дадената предавка.

При инерционните синхронизатори в процеса на изравняване на ъгловата скорост няма преместване на плъзгащата муфа.

На фиг. 5.4 е показан инерционен синхронизатор. При неутрално положение на муфата *2* има разлика в ъгловите скорости на валовете ω_b и ω_a. Под действието на усилието на водача се създава осова сила Q върху муфата *2*, която се премества осово. Тялото *1* на синхронизатора се завърта след допиране на конусните повърхнини и появата на триещ момент между него и зъбното колело *4* чрез конусната повърхнина на зъбния венец *5*. Завъртането продължава, докато блокиращите повърхнини на щифта *3* и муфата *2* се допрат и не позволяват по-нататъшно преместване на муфата *2*. След синхронизацията под действие на осовата сила Q (няма триещ момент) тялото *1* се връща в първоначалното си положение. Тогава започва зацепване на зъбния венец *5* на зъбното колело *4*.



Фиг. 5.4. Инерционен синхронизатор

При повечето *тракторни предавателни кутии*, когато превключването на предавките се извършва след отделяне на двигателя от трансмисията, чрез съединителя се прекъсва силовият поток и тракторът спира. Използването на синхронизатори не изключва прекъсването на силовия поток. При работа на трактора с голямо теглително съпротивление, независимо от по-бързото превключване на предавките (не по-малко от 1,5–2,0 s), машинно-тракторният агрегат спира. В

трансмисиите на съвременните трактори синхронизатори се поставят предимно на транспортните предавки. При тях времето на движение на трактора до спиране е достатъчно за превключване на предавката. Това позволява да се повиши производителността на агрегата и да се облекчи работата на двигателя при потегляне и ускоряване при транспорт.

В по-мощните трактори широко приложение имат предавателните кутии, снабдени с устройства, които дават възможност за превключване на предавките без спиране на машината. Това повишава производителността на машинно-тракторните агрегати, съкращава се времето за превключване на предавките и се улеснява ускоряемостта на машината.

В някои съвременни автотранспортни машини намират приложение *планетни предавателни кутии.*

5.3. Планетни предавателни кутии

Планетните предавателни кутии (ППК) са агрегати от силовото предаване на колесните и верижните машини, *предназначени* за синхронизиране на външното натоварване на машината с режима на работа на двигателя с вътрешно горене с цел по-ефективното му използване.

Както е известно, с повишаване на съпротивлението при движение на автомобила при ускоряване и при голяма скорост синхронизирането се осъществява с промяна на положението на дроселната клапа (при бензинов ДВГ) или на рейката на горивонагнетателната помпа (за ДВГ с дизелово гориво).

Използваните автотракторни двигатели с вътрешно горене имат съществен недостатък – нисък коефициент на приспособяемост по отношение на въртящия момент. Това означава, че въртящият момент на двигателя се увеличава незначително с намаляване на честотата на въртене на коляновия вал, което се вижда от външната скоростна характеристика на ДВГ. Поради това автотракторният двигател само частично преодолява изменението на съпротивлението при движение на машината, като се изменя количеството на подаваното гориво, респ. на горивно-въздушната смес. Поради този недостатък на ДВГ е необходима употребата на силово предаване в автомобила, което да изменя в широки граници въртящия момент.

Планетните предавки *се използват* където е необходимо предаваният въртящ момент да се изменя по големина и направление при съответно изменение на честотата на въртене, както и в агрегати или механизми, които осигуряват разпределяне на въртящия момент за задвижващите мостове в колесни машини и за задвижване и завой на верижни машини.

ППК в колесните и верижните машини имат *следните предимства*:

1. Малки габарити и маса. Голяма компактност в сравнение с непланетните, благодарение на разпределението на натоварването между няколко сателита. Освен

това подвежданата мощност може да се предава или подвежда от успоредни потоци при едновременно натоварени няколко планетни реда.

2. Малки модули на зъбните колела.

3. Отсъствие на радиално натоварване в опорите на основните звена на планетната предавка благодарение на симетричното разположение на съответните колела. Това дава възможност да се използват лагери с малки размери. Освен това може да се използват конструкции с т. нар. плаващи звена. В този случай на едно от основните звена въобще не се поставят лагери, а се центрова спрямо зъбния венец, в резултат на което още повече се намаляват размерите на ПК.

4. Висок к.п.д. при отсъствие на циркулация на мощност, което се определя от правилния избор на кинематична схема.

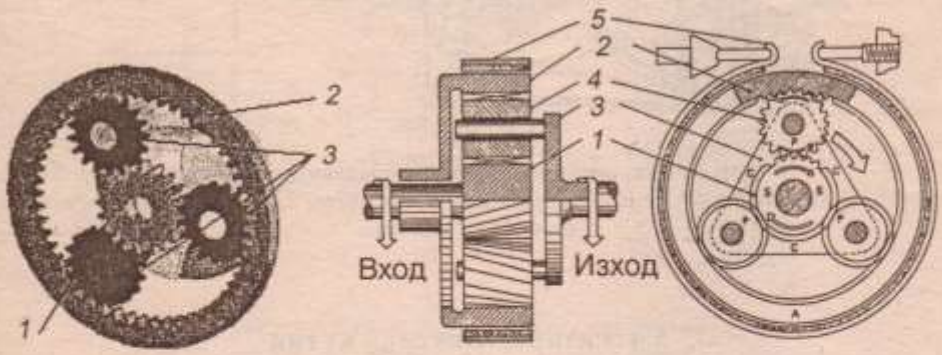
5. Използване на зъбни колела с постоянно зацепване и фрикционни елементи за превключване на предавките, което позволява включване под натоварване.

В най-общия случай планетните предавателни кутии *се състоят* от един или повече планетни механизма, в които някои от зъбните колела имат в пространството подвижни оси. Обикновено тези зъбни колела се наричат *сателитни*.

В зависимост от броя на основните звена ППК се ***класифицират*** на:

- ППК, състоящи се от планетни механизми с три основни звена и се наричат *тризвенни планетни механизми*;
- ППК, състоящи се от планетни механизми с повече от три основни звена (четири, пет и повече) и се наричат *сложни планетни механизми*.

Централни или основни звена са тези, които имат обща ос на въртене. В ППК това са слънчево зъбно колело (слънце), епициклично зъбно колело (епицикъл), водило, на чиито оси са разположени (фиг. 5.5).



Фиг. 5.5. Схема на тризвенен планетен механизъм с едновенцови сателити
1 – слънчево зъбно колело; *2* – епициклично зъбно колело; *3* – водило с оси за сателитните зъбни колела; *4* – сателитни зъбни колела; *5* – елемент за управление на тризвенния планетен механизъм (в случая лентова спирачка)

Най-голямо разпространение в ППК намират три- и четиризвенните планетни колела.

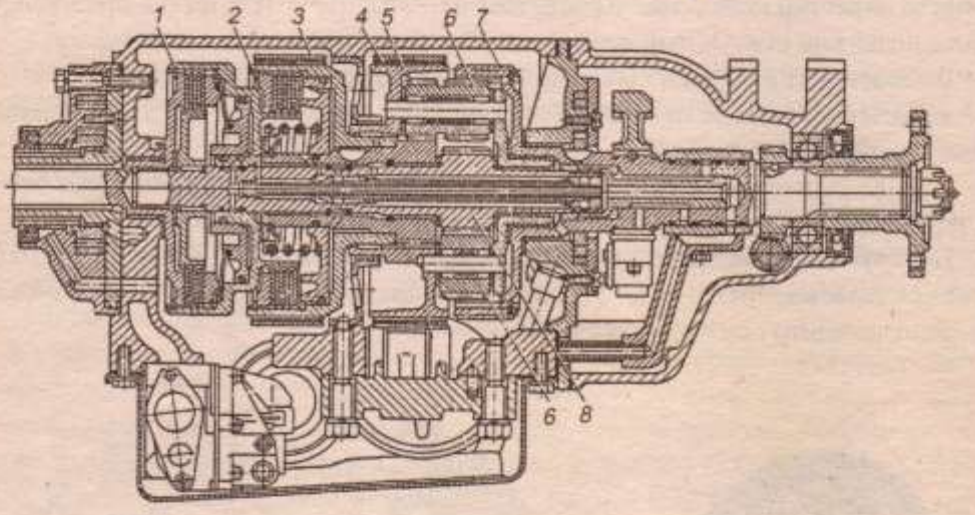
В зависимост от изпълнението на зъбните колела различаваме планетни механизми със:

- цилиндрични зъбни колела;
- конусни зъбни колела.

Планетните предавки *се използват* в силовото предаване на колесни и верижни машини както като основни, допълнителни и предавателни кутии в съчетание с хидротрансформатор, така и като допълнителен редуктор към предавателните кутии.

Превключването в ППК се осъществява със съединители и спирачки, благодарение на което предавките може да се превключват при движение на машината без прекъсване на силовия поток, подвеждан към задвижващите колела, и при автоматизирано управление.

На фиг. 5.6 е показана конструкцията на ППК с три степени на свобода.



Фиг. 5.6. Автомобилна планетна предавателна кутия
1, 2 – съединители; *3* и *4* – спирачки; *5* – водило; *6* – сателити; *7, 8* – зъбни колела, съответно епицикъл и слънчево

5.4. Разпределителна кутия

Разпределителната кутия се поставя след предавателната кутия и *служи* за *разпределяне на силовия поток към задвижващите мостове.*

Разпределителните кутии са с една или с две степени.

Едностепенните имат една директна предавка с предавателно число единица или една понижаваща предавка. Изработват се отделно и се съединяват към основната предавателна кутия.

Двустепенните имат директна и понижаваща степен и представляват четиривалов редуктор, монтиран в отделен картер.

Използването на разпределителните кутии дава възможност да се разшири интервалът на теглителни и скоростни свойства за различни пътни условия.

Изискванията по отношение на разпределителните кутии са:

• Да разпределя въртящия момент между задвижващите мостове по такъв начин, че да се осигури най-добра проходимост на автомобила, без да се стига до циркулация на мощност в трансмисията.

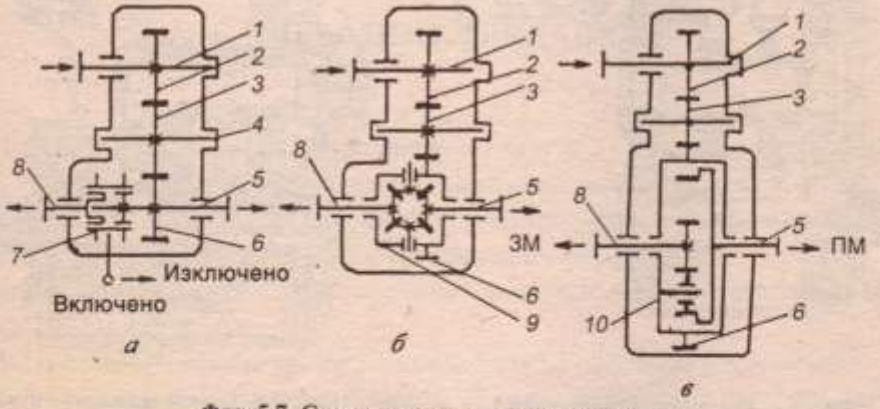
• Да увеличава въртящия момент на задвижващите колела за преодоляване на съпротивленията при движение по лоши пътища и при липса на път.

• Да дава възможност за изключване на предния или задния мост при разпределителни кутии с блокирано задвижване.

Схеми. Разпределителните кутии се изпълняват с блокирано и с диференциално задвижване.

На фиг. 5.7 *а* е показана схемата на *разпределителна кутия с блокирано задвижване*. Въртящият момент от предавателната кутия чрез задвижващия вал *1* и зъбните колела *2,3* и *6* се предава на междинния вал *4* и на задвижвания вал *5* на задния мост. При включване на зъбната муфа *7* и чрез вала *8* моментът се предава и към предния мост. В случая двата моста са твърдо свързани и имат еднакви ъглови скорости.

Разпределителните кутии с блокирано задвижване по брой на предавките са едно- и двустепенни.



Фиг. 5.7. Схеми на разпределителни кутии
а – с блокирано задвижване; *б*, *в* – с диференциално задвижване;
ПМ – преден мост; *ЗМ* – заден мост

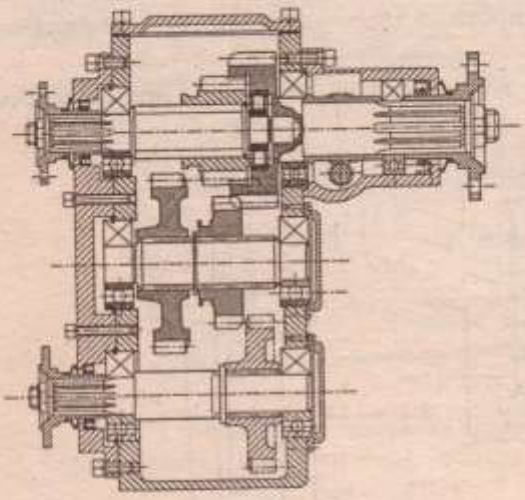
На фиг. 5.7 *б* е показана схемата на *разпределителна кутия със симетричен диференциал 9*, който разпределя въртящия момент между валовете *5* и *8* поравно, а на фиг. 5.7 *в* диференциалът *10* осигурява съотношение 2 : 1 между моментите. За повишаване на проходимостта на АТТ с междуосови диференциали много често се предвижда принудително или автоматично блокиране.

Разпределителните кутии с диференциално задвижване са с несиметричен и със симетричен диференциал. Тези с *несиметричен диференциал* се поставят в автомобили с голяма товароносимост. При несиметричен диференциал обикновено натоварването е 1/3 за предния мост и 2/3 за задните мостове.

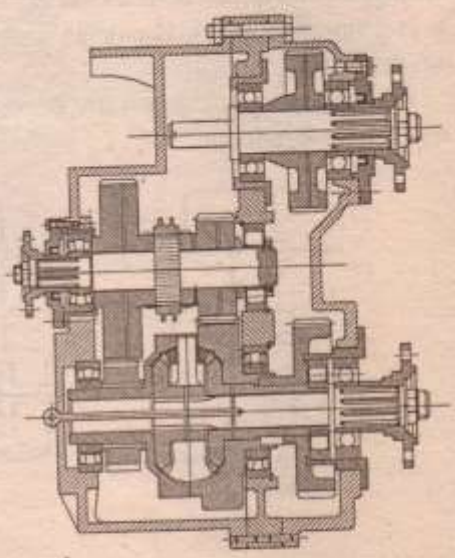
При колесна машина с разпределителна кутия и със *симетричен междуколесен диференциал* при праволинейно движение диференциалът се върти като едно цяло и полуваловете са с еднаква ъглова скорост ($\omega_1 = \omega_2$). При завой $\omega_1 > \omega_2$ и в диференциала има относително движение.

В разпределителната кутия с блокирано задвижване при праволинейно движение е възможна паразитна циркулация на мощност, а при завой тя е неизбежна. В тях има блокираща муфа, която дава възможност да се изключи предният мост. Това се прави в случай, че колесната машина се движи по добър път и няма необходимост да се подвежда мощност от разпределителната кутия към единия мост.

Конструкции. На фиг. 5.8 е показана конструкцията на разпределителна кутия с блокирано задвижване, а на фиг. 5.9 и 5.10 – разпределителни кутии с диференциално задвижване.



Фиг. 5.8. Разпределителна кутия на автомобил ГАЗ-66



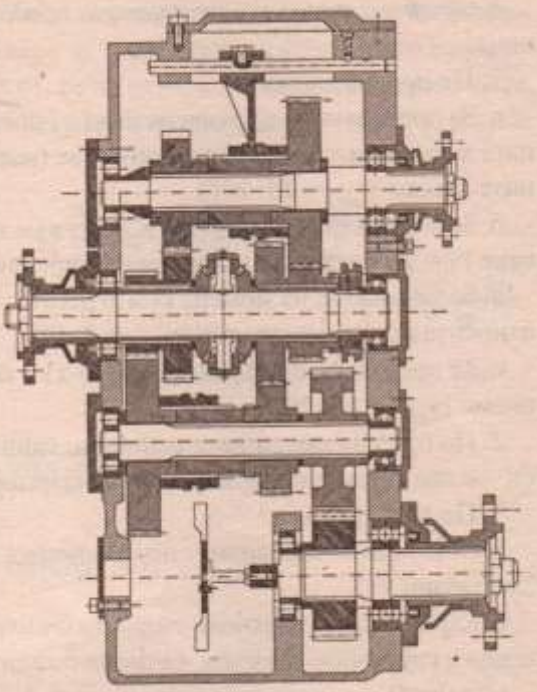
Фиг. 5.9. Разпределителна кутия на автомобил МАЗ-530

Температурата на маслото в картера на трансмисията при равномерен работен режим и температура на околния въздух 20 ± 5°C трябва да бъде не по-висока от 95 °C при предаване на максималния момент. При това температурата на външните повърхнини не трябва да бъде по-висока от 15°C над температурата на маслото.

Гама-процентният ресурс ($\gamma = 80$) до първия основен ремонт трява да бъде в границите от 6000 до 8000 моточаса.

Зъбните колела в тракторните трансмисии се изработват от стоманите 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, 20ХН3А и др. с цементиране на зъбите на дълбочина 0,3–1,5 mm и закаляване до твърдост *HRC* 56–62. Зъбните колела се изработват и от средновъглеродни стомани 35ХГТ, 45Х и др., които се подлагат на повърхностно закаляване, като твърдостта на работните повърхнини трябва да бъде не по-малко от *HRC* 50.

Валовете на трансмисията се изработват от стоманите 40, 50 и др. и от легираните стомани 45Х, 18ХГТ, 30ХГТ, 12НХ3А, 20Х и др. Когато валът се изработва заедно със зъбните колела, материалът е еднакъв с материала на зъбните колела.



Фиг. 5.10. Разпределителна кутия на автомобил Berliet

6. КАРДАННО ПРЕДАВАНЕ

Предназначението на карданното предаване е да свързва механизмите на КВМ, чиито валове са разположени под ъгъл един спрямо друг, който се изменя през време на движението на машината. Карданното предаване *се състои* от карданни шарнири и карданни валове с междинни опори.

Различаваме открито карданно предаване и закрито карданно предаване (валовете са в карданна тръба).

Карданното предаване трябва да отговаря на следните изисквания:

- Да осигурява предаване на момента от задвижващия вал към задвижвания при честота на въртенето n и ъгъл между осите γ при всички експлоатационни режими.
- Вибрационните натоварвания и шумът при работа на карданните предавки трябва да бъдат малки и не трябва да има резонансни явления в интервала на експлоатационни скорости.
- К.п.д. на карданното предаване трябва да бъде висок дори и при големи стойности на ъгъла γ.
- Малка маса и малък инерционен момент на въртящите се части.

Класификацията на карданното предаване се извършва по различни признаци:

1. По предназначение.

а. За предаване на въртящ момент от предавателната кутия или разпределителната кутия към задвижващите мостове (максимален ъгъл между осите на карданните валове $\gamma_{max} = 15–20°$).

б. За подвеждане на въртящ момент към задвижващи колела с независимо окачване ($\gamma = 20°$) и към задвижващи и управляеми колела ($\gamma_{max} = 30–40°$).

в. За предаване на момент към агрегати, поставени на рамата на КВМ и имащи относителни премествания ($\gamma_{max} = 3–5°$).

г. За предаване на въртящ момент към спомагателни, рядко използвани механизми ($\gamma_{max} = 15–20°$).

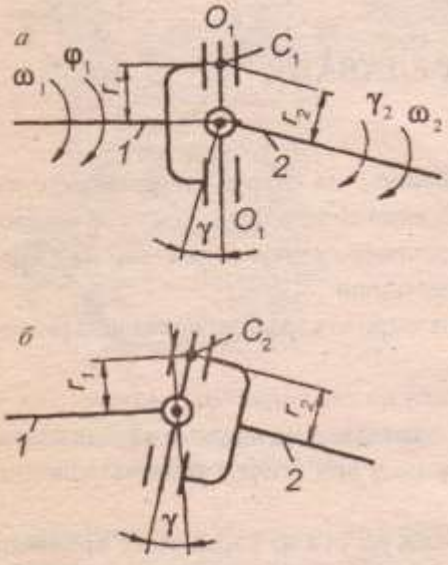
2. По броя на карданните шарнири: единични – с един карданен шарнир; двойни – с два карданни шарнира; многошарнирни.

3. По конструкция.

а. Обикновени карданни (с неравномерна ъглова скорост – асинхронни): твърди; еластични.

б. Кардани с равни ъглови скорости (синхронни): сдвоен карданен шарнир (обикновен); гърбични; дискови; сачмени с делителна ръчка и др.

Схеми. В автотранспортната техника най-широко приложение имат асинхронните и синхронните карданни шарнири.



Фиг. 6.1. Схема на единичен карданен шарнир

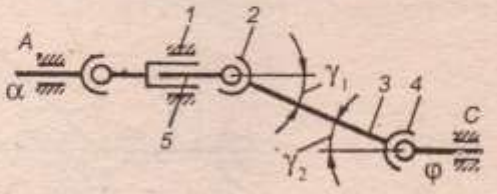
На фиг. 6.1 е показана схема на единичен твърд *карданен асинхронен шарнир* при две характерни положения (*а* и *б*). От теорията на механизмите е известно, че съотношението между ъгъла на завъртане α за вал *A* и β за вал *B* на обикновени единични кардани се определя с израза

$$\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\beta\cos\gamma . \qquad (6.1)$$

Както се вижда от формула (6.1), при постоянна ъглова скорост на първия вал вторият ще се върти неравномерно, при което степента на неравномерност зависи от ъгъл γ между валовете. При $\gamma = 0$ $\omega_1 = \omega_2$. Степента на неравномерност на ъгловата скорост на втория вал при малка стойност на γ е незначителна (0,5 % при $\gamma = 4°$). С увеличаване на γ степента на неравномерност се повишава. В действителност неравномерността в ъгловата скорост е по-малка, тъй като опорите на валовете са еластични. Вследствие на това неравномер-

ността, създавана от карданното предаване, се намалява с намаляване на диаметъра на карданния шарнир и с увеличаване на дължината на карданните валове.

За да се отстрани неравномерното въртене на вала, в карданното предаване се използват два карданни шарнира (фиг. 6.2), разположени така, че ъглите γ_1 и γ_2 да бъдат равни и вилките на карданните шарнири 2 и *4* на неравномерно въртящия се вал *3* да лежат в една равнина. При това има възможност за осово преместване на вала *5* в опората *1*.



Фиг. 6.2. Схема на карданно предаване

В двойния кардан съгласно с уравнение (6.1) за първия шарнир може да се запише

$$\mathrm{tg}\alpha = \mathrm{tg}\beta\cos\gamma_1,$$

а за втория

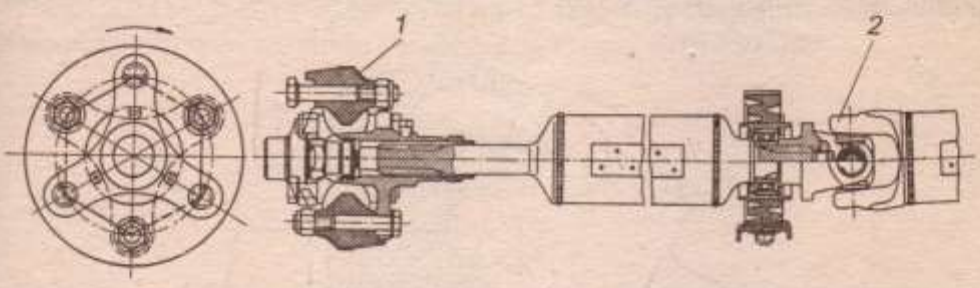
$$\mathrm{tg}\varphi = \mathrm{tg}\beta\cos\gamma_2.$$

След преобразуване се получава

$$\mathrm{tg}\varphi = \mathrm{tg}\alpha\frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1}. \qquad (6.2)$$

При $\gamma_1 = \gamma_2$ следва $\mathrm{tg}\varphi = \mathrm{tg}\alpha$, т.е валът *C* ще се завърти на ъгъл φ, равен на ъгъл α на завъртане на вала *A*.

На фиг. 6.3 е показано асинхронно карданно предаване.



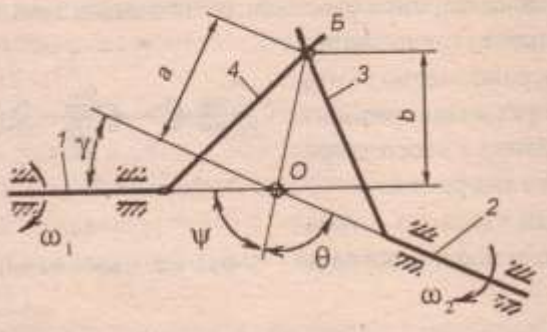
Фиг. 6.3. Карданно предаване с еластичен асинхронен шарнир (мек шарнир на Харди *1* и твърд асинхронен шарнир на Хук *2*)

На фиг. 6.4 е показана схемата на карданен шарнир с двата вала *1* и *2*, които са свързани помежду си чрез лостовете *3* и *4*. Лостовете се допират в т. *Б*, чиято линейна скорост *v* е еднаква за двата лоста

$$v = \omega_1 b = \omega_2 a. \qquad (6.3)$$

За да бъдат равни ъгловите скорости ω_1 и ω_2, необходимо е $b = a$. Това условие може да бъде изпълнено, ако ъгълът Θ е равен на ъгъла Ψ, т.е. точката на допира-

нето *Б* трябва да лежи в равнината, която разполовява ъгъла между валовете. По конструкция това условие може да бъде изпълнено по различен начин.

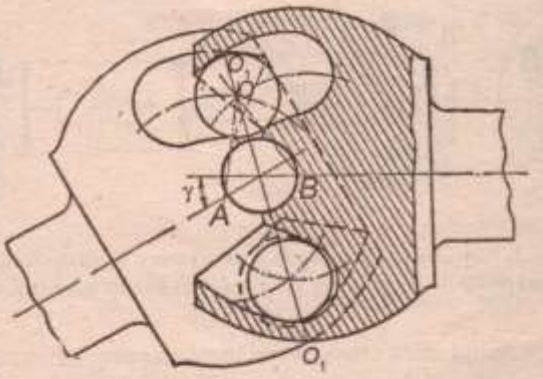


Фиг. 6.4. Схема на асинхронен шарнир

Карданните шарнири на Харди (фиг. 6.3) намаляват динамичните натоварвания и погасяват усукващите трептения в силовото предаване, но имат малка носеща способност, допускат твърде малки ъгли (не повече от 3 до 9°) между съединяваните валове и са с ограничена дълготрайност.

Асихронните шарнири на Хук (вж. фиг. 6.3) са прости по конструкция, с голяма товароносимост и ниска цена. Използват се при кардани валове без междинни опори, свързващи предавателната кутия или разпределителната кутия със съседните им валове при задвижващите колела с независимо окачване.

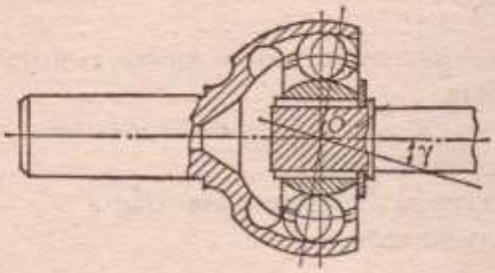
Синхронните сачмени шарнири на Вайс (фиг. 6.5) са сравнително прости и евтини, но не са подходящи за големи ъглови скорости и товароносимостта им е



Фиг. 6.5. Схема на синхроен шарнир на Вайс

ограничена. Работят при ъгли между съединяваните валове от 33 до 36°. Използват се в преднозадвижващи мостове при автомобили с ограничена скорост на движение.

Синхронните сачмени шарнири на Рцепа (фиг. 6.6) предават въртящия момент чрез всичките си шест сачми. Имат голяма товароносимост, работят при големи ъглови скорости и ъгли между валовете до 41–46°. Използват се при предни задвижващи и управляеми колела на леки автомобили за движение с голяма скорост по добри пътища. Могат да бъдат и с принудително центроване на сепаратора.



Фиг. 6.6. Схема на синхронен шарнир на Рцепа

При изработването му карданният вал се подлага на динамично балансиране, като допустимият дисбаланс е $(15–25).10^{-4}$ N.m за автомобили с малка и със средна товароносимост и 100.10^{-4} N.m за автомобили с товароносимост над 5 t. Биенето не трябва да превишава 0,5–0,8 mm. Освен напречните трептения се появяват и усукващи, които обикновено не достигат опасни стойности.

Кръстачките на карданните предавки се изработват от нисковъглеродна стомана 20Х, 18ХГТ, 20ХЗА и др. с цементация на шиповете на дълбочина 0,8–1,5 mm със закаляване до твърдост *HRC* 58–60.

Вилките на карданните предавки се изработват от средновъглеродна стомана, които се подлагат на термична обработка до твърдост *HB* 190–300.

7. ГЛАВНО ПРЕДАВАНЕ

Главното предаване е редуктор с постоянно предавателно число, разположен между предавателната кутия (респ. разпределителната кутия) и полуваловете на задвижващия мост на АТТ.

Главното предаване е *предназначено да увеличава неколкократно въртящия момент*, който се предава от предавателната (разпределителната) кутия към задвижващите колела на АТТ и съответно толкова намалява ъгловата им скорост. Служи като ъглов редуктор между входящия вал и полуосите на задвижващия мост, когато двигателят е разположен надлъжно, т.е. успоредно на надлъжната ос на машината.

Главното предаване трябва да отговаря на следните изисквания:

• Предавателното му число и да осигурява добри теглително-скоростни свойства и икономичност на АТТ.

• Да има малък диаметър на задвижваното колело и минимална височина на картера, за да се осигури по-голям просвет под задвижващия мост на машината.

• Да има малка маса, особено когато при зависимо окачване на задвижващите колела на автомобила главното предаване се носи от гредата на задвижващия мост.

• Удобно регулиране на конусната зъбна двойка, дълготрайност на регулировката и безшумна работа.

Класификацията на главното предаване се извършва:

1. По типа на главното предаване

а) с конусни зъбни колела с криволинейни зъби;

б) с цилиндрични зъбни колела;

в) червячно;

г) комбинирано.

Най-голямо приложение намират тези от точка *а* и *б*. Червячното предаване намира ограничено приложение само в отделни автомобили (триосните) и малогабаритни трактори, тъй като имат нисък к.п.д.

2. По броя на зацепените двойки зъбни колела

а) единично, i_o = 3–5 – използва се предимно в леки автомобили и тези с товароносимост 3–4 t;

б) двойно, i_o = 5–12 – използва се в трактори и автомобили с товароносимост над 4 t и тези с висока проходимост. Двете степени могат да бъдат с конусни и цилиндрични зъбни колела в главното предаване или с конусни зъбни колела в главното и цилиндрични – в крайното (бордовото) предаване.

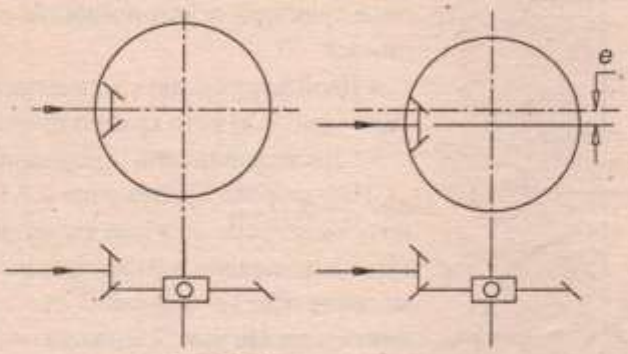
Конусните предавки в съвременната АТТ са винаги с криволинейни кръгови или спирални зъби, тъй като правите зъби са с понижена якост и недопустимо шумни. В червячното главно предаване се използва многоходов (7–11 зъба), несамозадържащ се червячен вал, за да се движи машината по инерция, без да се самоблокират задвижващите колела.

Двойното главно предаване е компактно или разделно, като второто включва една централна предавка в средата на задвижващия мост и две крайни предавки между полуваловете и колелата. Крайните предавки са странични редуктори – когато са закрепени за кожуха на моста, или колесни редуктори – когато са в главините на колелата.

В тежките автомобили сравнително рядко се използват и двустепенни главни предавания, които имат две превключващи се предавки с различни предавателни числа, т.е. служат и като двустъпален демултипликатор в силовото предаване.

Най-голямо разпространение при автомобилите от всички типове са получили конусните зъбни колела с криволинейни зъби (фиг. 7.1). Предимствата на тези предавки, наречени *хипоидни*, са проста конструкция, висок к.п.д., сравнително малка маса и безшумност.

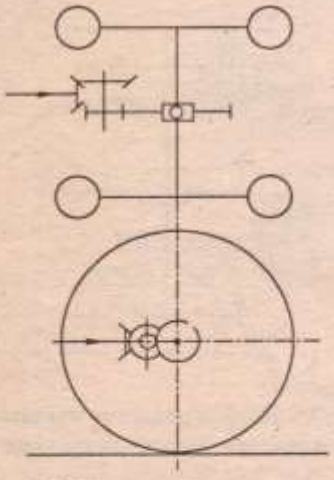
Схеми. В зависимост от параметрите на трансмисията, компановката на карданните валове и конструкцията на задвижващия мост конусните и цилиндричните зъбни двойки се разполагат по няколко начина.



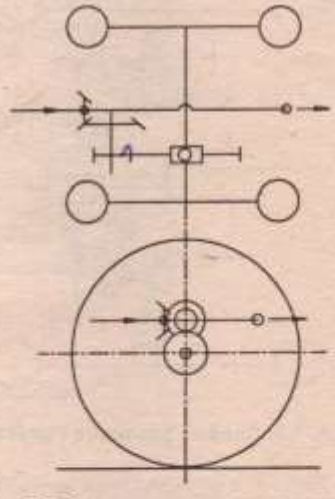
Фиг. 7.1. Хипоидна предавка

• Предавка с хоризонтално разположение. Недостатък при тази схема (фиг. 7.2) е значителната дължина на моста в хоризонтална равнина, което влияе върху разполагането на карданните валове.

• Предавка с вертикално разположение. Тази схема (фиг. 7.3) дава възможност за използване на проходен вал между два съседни моста и повишаване на пътния просвет. Последното е от голямо значение за машините с висока проходимост.



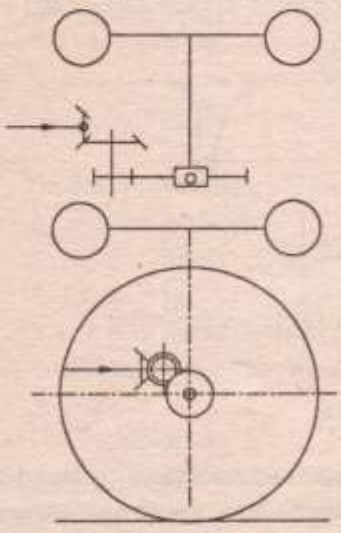
Фиг. 7.2. Хоризонтално разположено предаване



Фиг. 7.3. Вертикално разположено предаване

• Предавка, разположена под ъгъл спрямо главното предаване. При тази схема (фиг. 7.4) равнината, съединяваща картера на редуктора и картера на моста, се разполага под ъгъл 45° спрямо оста на задвижващото зъбно колело. Това е компромисен вариант между двете по-горни схеми.

• Двойно разделно с обикновени странични редуктори (фиг. 7.5), приети като крайно предаване. При тази схема се повишава значително пътният просвет на машината, което е голямо предимство за колесните трактори и автомобилите с висока проходимост.



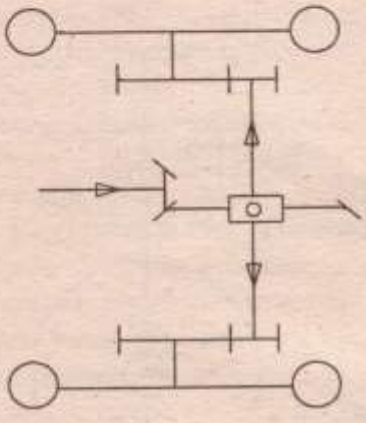
Фиг. 7.4. Предавка, разположена под ъгъл

• Двойно разделно с планетни колесни редуктори (фиг. 7.6) като крайно предаване.

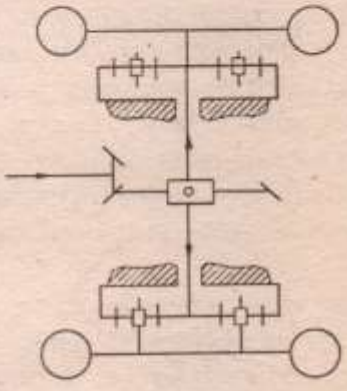
• Специални главни предавания (фиг. 7.7).

Най-широко приложение в АТТ като *единично главно предаване* има хипоидното, което осигурява по-плавна и безшумна работа, понижава масовия център, повишава якостта на конструкцията и др. На фиг. 7.8 е показано главно предаване с три лагера.

Червячните главни предавания се характеризират с безшумност и плавност при работа. Като се имат предвид малкият брой ходове на червяка, може да се достигне голямо предавателно число. Габаритните размери на този вид главно предаване зависят както от диаметъра на задвижваното червячно колело, така и от диаметъра на самия червяк.



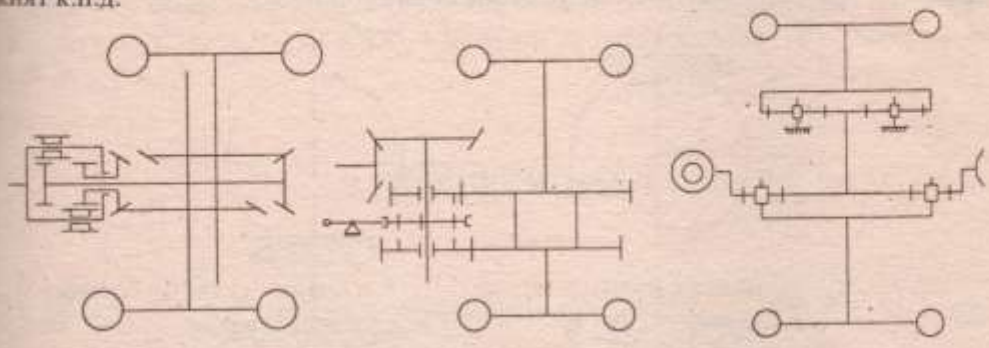
Фиг. 7.5. Двойно разделно предаване



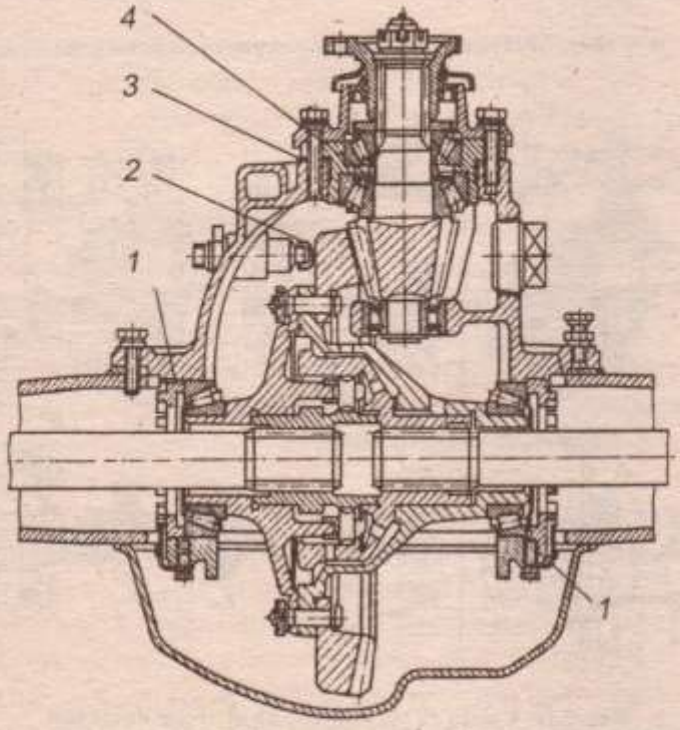
Фиг. 7.6. Двойно разделно предаване с планетни колесни редуктори

Особено важни са размерите, когато червякът е с долно разположение (фиг. 7.9 *б*), при което пътният просвет се намалява значително. При горно разположение на червяка (фиг. 7.9 *а*) се опростява връзката към задвижващите мостове на многоосовите автомобили вследствие на използването на проходни мостове.

Недостатък на червячните главни предавания е необходимостта от използване на специални сплави от легирани цветни метали за червячното колело и по-ниският к.п.д.



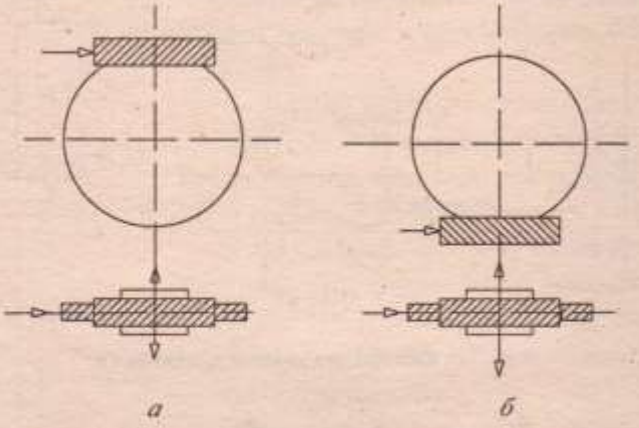
Фиг. 7.7. Специални главни предавания



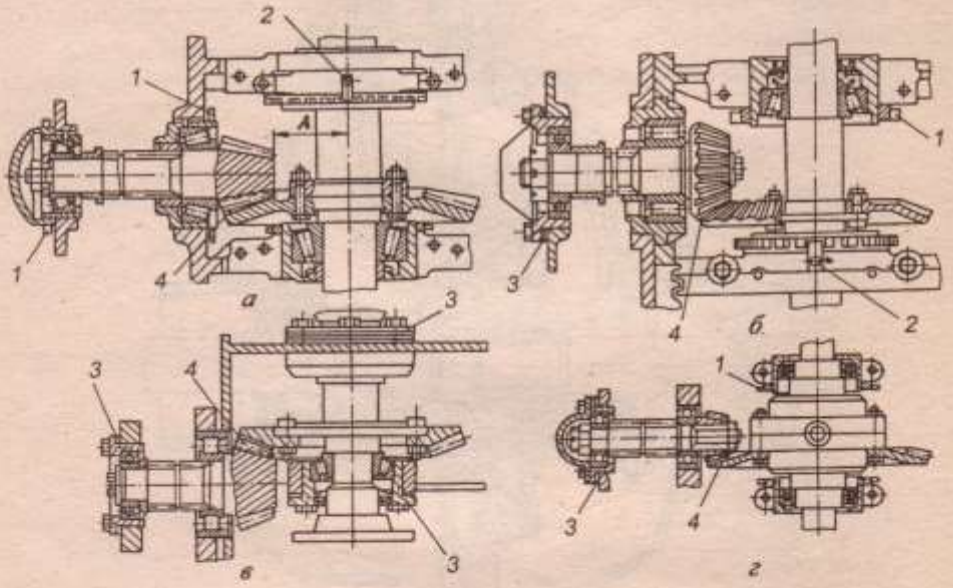
Фиг. 7.8. Конусно главно предаване с три лагера на задвижващото колело
1 – регулировъчни гайки; *2* – опора срещу голяма деформация или наклоняване на задвижваното колело при големи натоварвания; *3* – шайби за регулиране на положението на задвижващото колело; *4* – шайби за регулиране на натягането на лагерите на задвижващото колело

Регулирането на зацепването в конусните предавки (фиг. 7.10) се извършва най-напред (предварително) по предписаното междуцентрово разстояние, а след това (окончателно) – по нормалния отпечатък на зъба. Отпечатъкът трябва да

бъде върху началната окръжност по височина на зъба и в следата по дължина на зъба при спиралните зъбни колела и зъбните колела с нулев ъгъл на наклона на линията на зъба, или върху голямата основа при зъбните колела с прави зъби.



Фиг. 7.9. Горно разположено червячно предаване



Фиг. 7.10. Схеми за регулиране на конусни предавки
1 – регулираща гайка; *2* – фиксатор; *3* – регулиращи подложки; *4* – конусни колела; *A* – регулировъчно разстояние

Надеждността на главното предаване до голяма степен зависи от правилното зацепване на зъбните колела, коравината на тялото на предавателната кутия, типа и разположението на лагерите.

Зъбните колела на цилиндричните зъбни предавки на главните предавания се изработват от легирана стомана 35Х, 40Х, 38ХА, 30Х или от цементируема

12ХН3А, 30ХГТ, 25ХГМ, 25ХГТ, а на конусните и хипоидните предавки – от легираните стомани 30ХГТ, 20ХН3А, 20ХНМ, 14ХГН. Материалите за валовете на главното предаване са същите като тези на предавателните кутии. Картерите се отливат от ковък чугун КЧ35, а при големи натоварвания – от лята стомана 40Л или 45Л.

8. ДИФЕРЕНЦИАЛ

Диференциалният механизъм (ДМ) е с две степени на свобода и три вала, при чието функциониране *въртящият момент от единия вал се предава и разпределя между другите два* в определено съотношение независимо от съотношението на ъгловите им скорости, което при това може да се изменя в произволни граници.

Предназначението на диференциалния механизъм зависи от месторазположението му. По този признак има два вида диференциали.

Междуколесният диференциал (МКД) свързва задвижваното колело на главното предаване с полуваловете (полуосите) на ходовите колела, като при това:

- Дава възможност лявото и дясното колело на моста да се въртят с различни ъглови скорости и да изминават различен път при движение в завой, по неравен терен, при нееднакъв радиус на търкаляне на гумите и др. С това се осигурява чисто търкаляне на колелата в завой, без приплъзване и загуба на сцепление, като се избягва и циркулацията на паразитна мощност между тях.
- Разпределя въртящия момент между лявото и дясното колело по равно, ако те се въртят с еднакви ъглови скорости, и в определено съотношение, когато се въртят с различни ъглови скорости, като по-голям въртящ момент се предава към по-бавно въртящото се колело.

Междуосовият диференциал (МОД) свързва задвижващия вал на разпределителната кутия със задвижващите мостове (преден и заден или два задни). Предназначението на междуосовия диференциал е да:

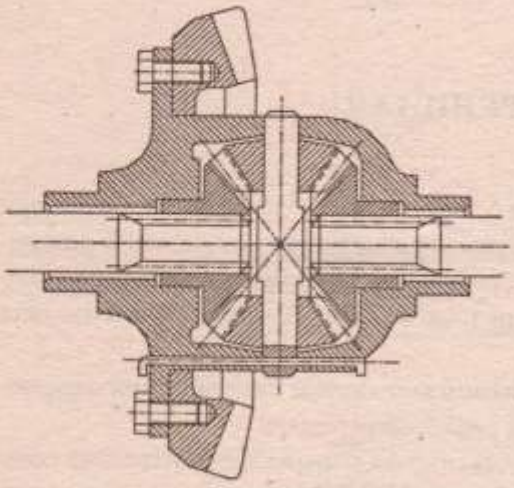
- Дава възможност главните предавания, а оттук и ходовите колела на отделните задвижващи мостове да се въртят с различни ъглови скорости и да изминават различен път при движение по неравен терен или при нееднакъв радиус на търкаляне на гумите. Така се избягва паразитната циркулация на мощност между задвижващите мостове.
- Разпределя въртящия момент между задвижващите мостове в определено съотношение, пропорционално на статичното им натоварване.

Изискването, на което трябва да отговарят диференциалните механизми е да разпределя в зададено съотношение моментите, подвеждани към касетата на диференциала. Разпределението на моментите да бъде пропорционално на сцепното тегло на колелата (мостовете).

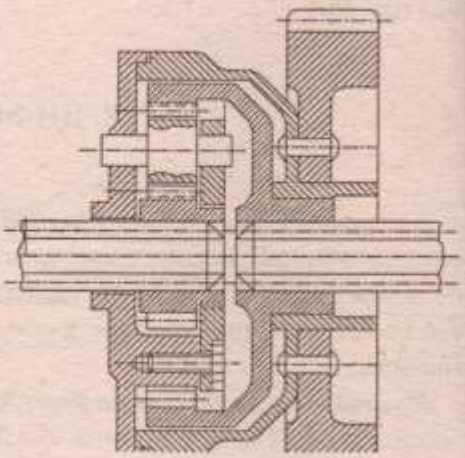
Класификацията на диференциалните механизми е по няколко признака.

По *месторазположение* са междуколесни (МКД) и междуосови (МОД)

В зависимост от *кинематиката* си диференциалът може да бъде симетричен (фиг. 8.1) или несиметричен (фиг. 8.2).



Фиг. 8.1. Симетричен диференциал



Фиг. 8.2. Несиметричен диференциал

При отсъствие на вътрешно триене симетричният диференциал разпределя момента поравно между задвижваните валове, а при застопоряване на водилото (касетата) му и принудително въртене на единия от тези валове другият се върти обратно със същата ъглова скорост.

Несиметричният диференциал (фиг. 8.2) при отсъствие на вътрешно триене разпределя момента в определено, различно от единица съотношение, а при застопоряване на водилото му задвижваните валове се въртят с различни по големина ъглови скорости.

По *степен на вътрешно триене* диференциалите са с малко, повишено и голямо вътрешно триене (чрез блокиране).

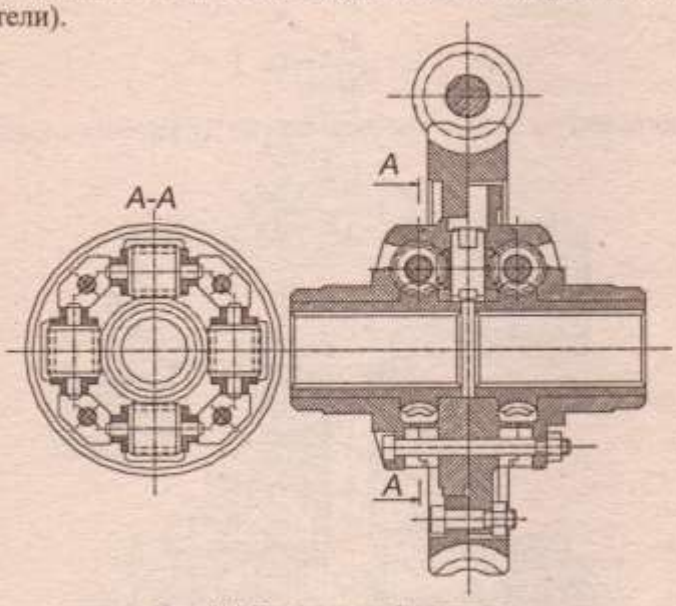
По *управлението на блокирането* диференциалите са с автоматично блокиране или с принудително ръчно блокиране.

Според *типа на използвания в тях механизъм* диференциалите се делят на зъбни и диференциали с муфи за свободен ход. Зъбните диференциали в зависимост от вида на зацепването на зъбните им колела са конусни, цилиндрични и червячни.

Блокиращият ефект при червячните диференциали с повишено вътрешно триене (фиг. 8.3) се получава от голямото триене в червячното зацепване.

За повишаване на проходимостта на автомобила в тежки пътни условия диференциалите с малко вътрешно триене се блокират принудително. Блокирането на двете колела от моста се осъществява чрез блокировка на диференциала по ня-

колко метода (с муфи, които могат да бъдат шлицови, щифтови, или с многодискови съединители).



Фиг. 8.3. Червичен диференциал

За блокиране на диференциала има пневматично, хидравлично, електрическо или хидропневматично управление. За принудителното блокиране са характерни простотата на конструкцията и надеждността при блокиране. Заедно с това има и съществени недостатъци, като трудност при включване вследствие на несъвпадене на палците или шлиците на полумуфата и възможност за пренатоварване на трансмисията в завой. Такова блокиране по принцип служи само при преодоляване на временно съпротивление и не е предназначено за постоянна работа, като средство за повишаване на теглителните възможности. Тези недостатъци намаляват ефективността от използване на принудителната блокировка.

За да се избегне този недостатък, създават се устройства за повишаване на вътрешното триене между сателитите и диференциалната кутия или между планетните зъбни колела и диференциалната кутия (фиг. 8.4). Моментът на триене се придава като допълнителен момент, а действието му е автоматично, което е предимство. Моментът, приложен на кутията (касетата) на междуосовия диференциал, се разпределя за съответните полуваловете

$$M_1 = \frac{M_o - M_т}{2}, \tag{8.1}$$

$$M_2 = \frac{M_o + M_т}{2}, \tag{8.2}$$

където $M_т$ е моментът на триене;

M_o – моментът на кутията;

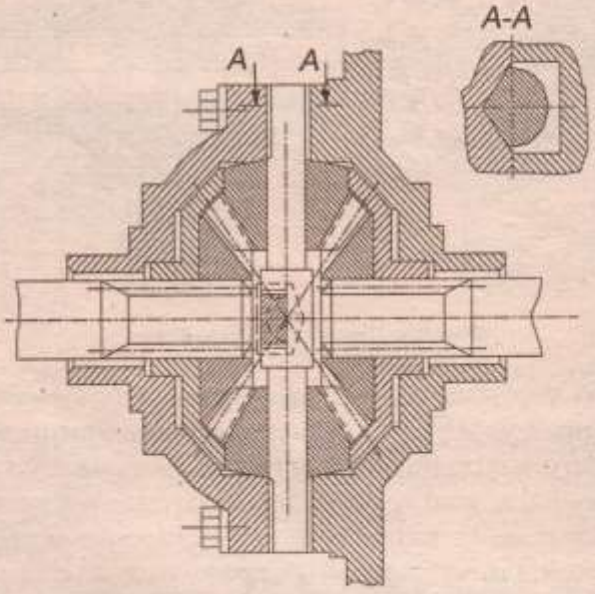
M_1 – моментът на изпреварващия полувал.

Коефициентът на блокировка $k_б$ се определя като

$$k_б = \frac{M_т}{M_o} = 0 - 1. \tag{8.3}$$

От формулите (8.1) и (8.2) за коефициента на блокировка се получава

$$k_б = \frac{M_2 - M_1}{M_2 - M_1}. \tag{8.4}$$



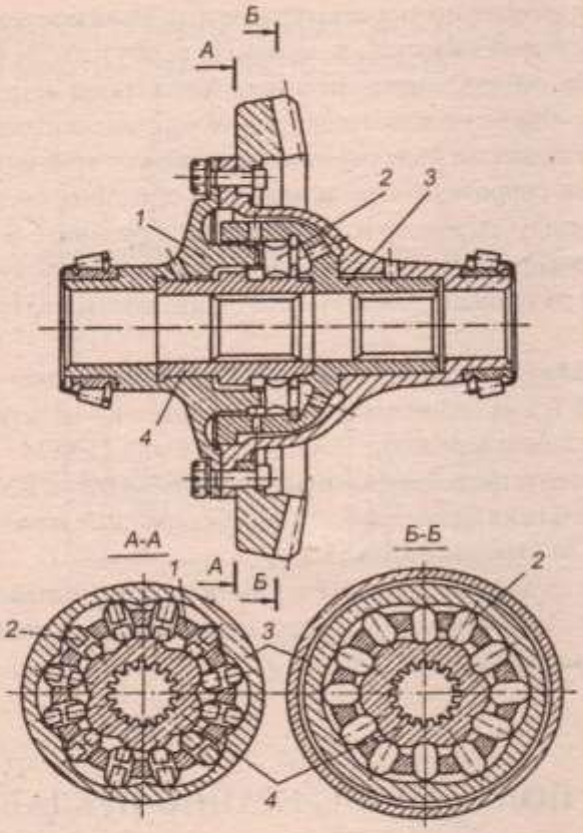
Фиг. 8.4. Диференциална кутия

Блокирането на диференциала може да бъде осъществено по различен начин. В някои трактори блокирането на диференциала се извършва чрез зъбна муфа, поставена на допълнителен вал в задвижващия мост. При други трактори това е направено чрез блокиране на касетата и полувала. В двата случая блокирането на диференциала е принудително.

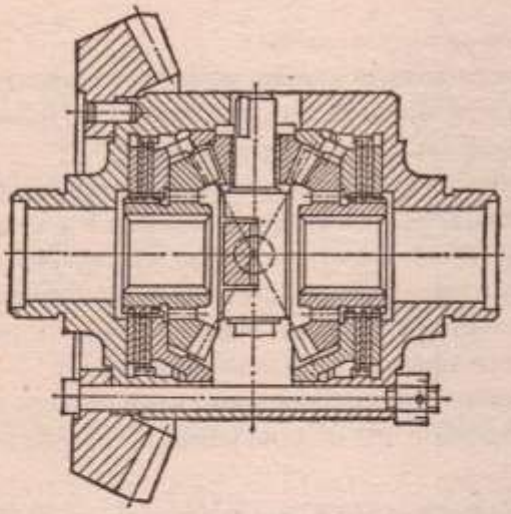
Конструкции. На фиг. 8.5 е показан палцов диференциал с повишено триене. Задвижващият момент се подава чрез задвижваното колело на главното предаване към касетата *1*. При завой на автомобила палците *2* се преместват в радиално направление в касетата *1* и като се плъзгат върху повърхнините *3* и *4* (които са определени профили), осигуряват различни ъглови скорости на полуваловете.

Тези диференциали са сравнително прости и евтини в производството, имат малко тегло и необходимата дълготрайност.

На фиг. 8.6 е показана конструкцията на конусен диференциал с повишено вътрешно триене, където се използват осовите сили върху зъбните колела, които



Фиг. 8.5. Палцов диференциал с повишено триене
1 – касета; *2* – палец; 3 – външна профилна гривна; *4* – вътрешна профилна гривна



Фиг. 8.6. Зъбен конусен симетричен диференциал с повишено триене

създават триещ момент, пропорционален на въртящия момент на касетата. В случай че левият полувал е изоставащ, моментът върху него ще бъде равен на сумата от момента на зъбното зацепване и увличащия триещ момент от касетата, която се върти по-бързо от изоставащия полувал. Аналогично моментът върху избързващия полувал ще бъде равен на разликата от тези моменти.

При различни съпротивителни моменти на отделните полувалове се появява приплъзване между дисковете и завъртане на планетните и сателитните зъбни колела и разблокиране на диференциала. Вътрешният полувал има по-голямо съпротивление от триещия момент на съединителите, което предизвиква тяхното приплъзване.

Зъбните колела на конусните диференциали се изработват от легирана стомана 30ХГТ, 20ХГТ, а на цилиндричните диференциали – от легирана стомана 35Х, 40Х или от средновъглеродните 30ХГТ, 25ХГТ или 25ХГМ.

Касетите на конусните диференциали са от ковък чугун КЧ35 или от лята стомана 40Л. Водилата на цилиндричните диференциали се коват от стомана 45, 40Х или се отливат от стомана 45Л и 55Л.

Кръстачките на диференциалните механизми се изработват от нисковъглеродна стомана 20Х, 18ХГТ или 20Х3А и др. с цементация на дълбочина 0,8–1,5 mm и закаляване до твърдост *HRC* 58–60.

9. ПОЛУВАЛОВЕ. КРАЙНО ПРЕДАВАНЕ

9.1. Полувалове

Предназначението на полуваловете е:

• Предаване на задвижващия въртящ момент от главното предаване към задвижващите ходови колела и обратно – при слизане по наклон или движение по инерция, когато двигателят се използва за спирачка.

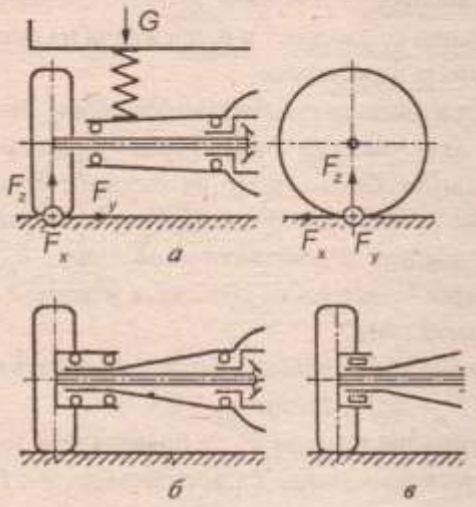
• Предаване на спирачните моменти, а при неразтоварените и полуразтоварените полувалове – и на всички сили между колелата и моста.

Полуваловете при *леките автомобили се класифицират* според характера на тяхното натоварване и кинематичната схема на полуразтоварени, напълно разтоварени и на три четвърти разтоварени (фиг. 9.1). Най-голямо приложение имат напълно разтоварените (фиг. 9.1 *б*) от огъващия момент.

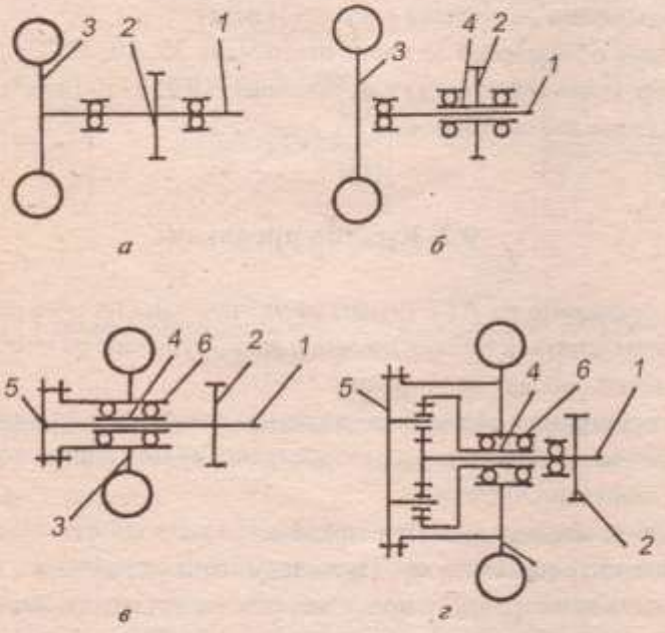
На фиг. 9.2 са показани ***кинематичните схеми*** на полувалове заедно с крайното предаване, използвани при колесни машини (товарни автомобили, колесни трактори и др.).

При *неразтоварен полувал* (трактори Т-16М, Т-25, Т-40, ЮМЗ-6) (фиг. 9.2 *а*), оста *1* възприема напрежения от усукване и огъване от реакциите (вертикална

F_z, надлъжна F_x и напречна F_y) между задвижващото колело *3* и пътя и от силите в зацепването на колелото *2* на крайното предаване.



Фиг. 9.1. Схеми на полувалове
а – полуразтоварещ; *б* – напълно разтоварени; *в* – на 3/4 разтоварени



Фиг. 9.2. Кинематични схеми на полувалове и крайно предаване

При *полуразтоварен полувал* (фиг. 9.2 *б*) валът *1* е свързан чрез шлици с главината *4*. В случая валът е разтоварен от силите на зацепване в крайното предаване и възприема само силите и моментите, действащи откъм ходовото колело *3*.

При *напълно разтоварен полувал* (фиг. 9.2 *в, г)* въртящият момент от вала *1* чрез фланеца *5* се предава на главината *6* на ходовото колело *3*. Валът *1* изпитва теоретично само напрежения на усукване, но в действителност поради наличието на еластични деформации се създават и напрежения на огъване, които стигат до 15–20 % от напреженията на усукване.

Полуваловете са предвидени да предават максималния динамичен момент, който се създава при рязко включване на съединителя или при максимално сцепление на ходовите колела с пътя. Сцеплението на ходовите колела с пътя е при праволинейното движение и завой или при поднасяне на машината.

Върху полуваловете могат да действат три реакции – F_z, F_x и F_y.

Вертикалната реакция F_z на пътя на колесната машина е равна на товароносимостта на пневматичната гума.

Надлъжната хоризонтална реакция F_x е равна на силата на сцепление на ходовия движител с пътя, $F_x = \varphi_x F_z$, където $\varphi_x = 0{,}8–0{,}9$.

Напречната хоризонтална реакция F_y се появява при завой, при движение на напречен наклон и при преминаване на препятствие, и е $F_y = \varphi_y F_z$, където φ_y е коефициент на странично сцепление, който за колесните машини е 0,7, а за верижните – 0,9.

При някои верижни машини полувалът е неподвижно закрепен към корпуса на крайното предаване и не предава усукващ момент.

Полуваловете обикновено се коват от стомана 35, 40, 30ГСА, 40Х, 40ХНМ, след което се закаляват и отпускат до твърдост *НВ* 250–300 за стомани 35 и 40 и *НВ* 350–420 за легирани стомани.

9.2. Крайно предаване

Крайното предаване на АТТ *служи* за увеличаване на общото предавателно число на трансмисията, а в някои случаи и за осигуряване на необходимия пътен и агротехнически просвет на трактора.

Крайното предаване може да бъде *единично* или *двойно*, със зъбни колела или с верижна предавка. Най-широко разпространение има единичното крайно предаване с предавателно число 4–7.

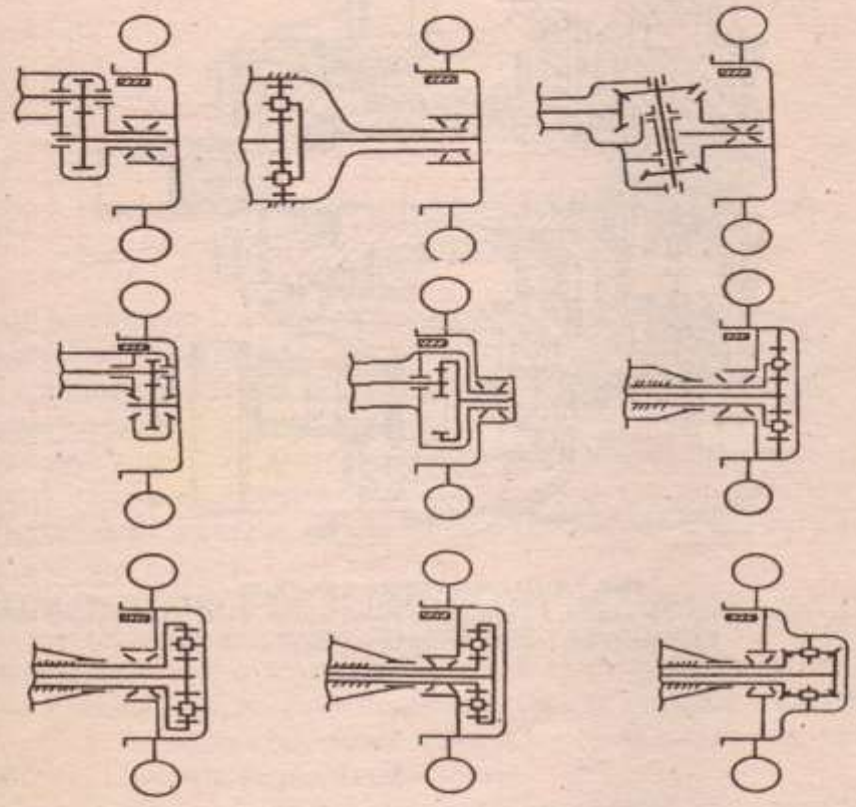
При колесните машини крайното предаване е *разположено* след диференциала, а при верижните машини – след механизмите за управление.

При разполагане на крайното предаване при многоколесни машини в един корпус с главното предаване и диференциала задният мост е компактен и има голяма коравина, но се намалява пътният просвет.

По-широко приложение намира разположението на крайното предаване близо до задвижващите колела. При това разположение се намалява дължината на понатоварените валове и се увеличава свободното пространство под машината.

В порталните трактори най-често крайното предаване е изпълнено като верижно вместо зъбно както при останалите колесни машини.

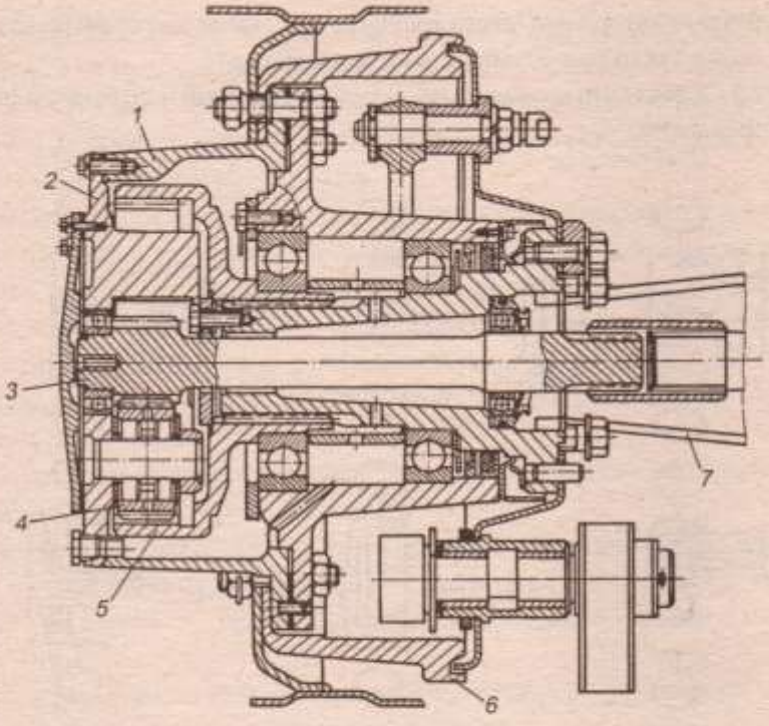
На фиг. 9.3 са показани *кинематични схеми* на колесни и странични редуктори за крайно предаване.



Фиг. 9.3. Кинематични схеми на колесни и странични редуктори на крайно предаване

При някои съвременни КВМ вместо зъбни предавки с неподвижни валове крайното предаване е оформено като планетен редуктор (фиг. 9.4), вграден в задвижващото колело на машината.

Материалите на зъбните колела и валовете на цилиндричното крайно предаване са еднакви с тези на главното предаване. При колесните планетни редуктори материалите са подобни на тези на предавателната и разпределителната кутия.



Фиг. 9.4. Планетен колесен редуктор

1 – главина на колелото; *2* – водило; *3* – централно зъбно колело; *4* – сателитно зъбно колело; *5* – коронно зъбно колело; *6* – спирачен барабан; *7* – ръкав

РАЗДЕЛ III

ХОДОВА ЧАСТ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

10. РАМА. КАРОСЕРИЯ

Всички натоварвания, действащи на автомобила при експлоатация, се предават на неговата *носеща система*. Носещата система може да представлява: рама; рама и каросерия, съединени помежду си чрез еластични възглавници; рама и каросерия, твърдо свързани помежду си без еластични възглавници или съединени със заваръчен шев; носеща каросерия (при липса на рама). Рамата, мостовете, окачването и ходовият движител съставят ходовата част на автомобила, която е основна компонента (част) на *шасито*. Шасито включва още трансмисията и системата за управление.

Изисквания по отношение на носещата система. Коравината на носещата система трябва да бъде достатъчна, така че нейните деформации да не нарушават условията за работа на агрегатите и на механизмите в автомобила. При недостатъчна коравина и изкривявания на носещата система се създават допълнителни напрежения. Възможни са счупвания или скъсване на съединения, а също и заклинване на врати и прозорци на каросерията.

Носещата система трябва да има рационална конструкция, която да осигурява необходимите ъгли на завиване на управляемите колела и свободния ход на елементите на окачването при минимално възможна височина на масовия център; удобство при монтаж и демонтаж на частите и възлите на автомобила; дълготрайност, съответстваща на експлоатационния срок на автомобила при минимална собствена маса.

Натоварвания на носещата система. Получават се от силите, действащи от амортисьорите, еластичните елементи и направляващото устройство на окачването, а също и от инерционните сили, създавани при трептенията, ускоряването, спирането и завиването на автомобила.

При движение на автомобил с ремарке (полуремарке) на носещата система действат натоварвания от теглително-прикачното или от опорно-захващото устройство.

Когато едно от колелата, например предно ляво, се повдига от неравност на пътя спрямо останалите, то получава допълнително натоварване, а натоварване-

то на противоположното му дясно колело съответно се намалява. В резултат на това носещата система е подложена на усукване около надлъжната ос.

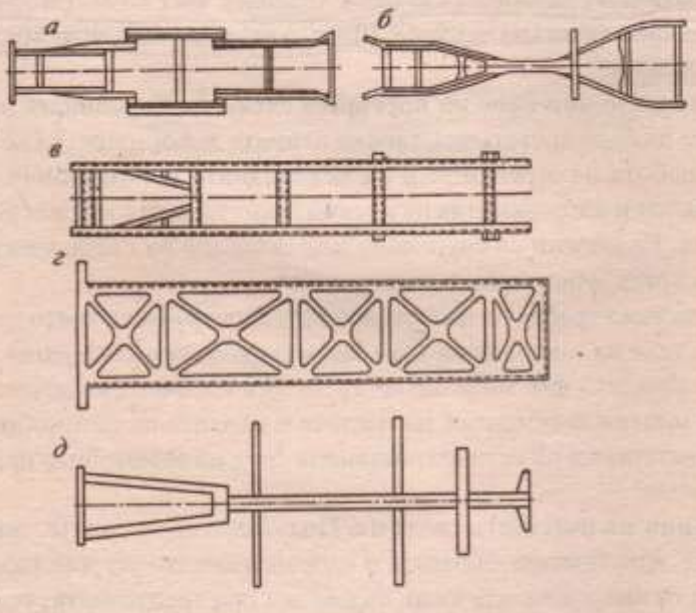
10.1. Рама

Рамата *служи за скелет (основа)*, на който са закрепени двигателят, агрегатите на трансмисията, уредбите за управление, ходовата част, и каросерията на автомобила.

Рамата *трябва да има* достатъчна коравина, така че под действие на инерционните и реактивните натоварвания относителното разположение на закрепените на нея механизми да не се изменя и деформациите на каросерията да са минимални.

При минимална маса рамата трябва да бъде с дълготрайност, съответстваща на срока на експлотация на автомобила. Формата на рамата трябва да осигурява удобство за монтаж на агрегатите, ниско положение на масовия център на автомобила и малка товарна височина на каросерията.

Видове. Срещат се следните видове рами: периферна; Х-образна; лонжеронна; с Х-образни напречници; централна (фиг. 10.1).



Фиг. 10.1. Конструкция на рами

а – периферна; *б* – Х-образна; *в* – лонжеронна; *г* – с Х-образни напречници; *д* – централна

Периферната рама (фиг. 10.1 *а*) се използва в леките автомобили. Състои се от два лонжерона, свързани с напречници. В средната част лонжеронните се разширяват от заварените вложки. Вложките са разположени на нивото на праговете

на вратите. По този начин се увеличава съпротивлението на каросерията при странични удари. Лонжероните се изработват по един от двата начина – вложките се заваряват с предните и задните части на лонжероните или се щамповат като едно цяло.

За намаляване на височината на масовия център на автомобила и нивото на пода на каросерията над предната и задната ос се изработват огъвания във вертикалната равнина. Средната част на рамата се разполага по-ниско и така се понижава положението на масовия център на автомобила. Огъващите моменти, действащи върху рамата, се възприемат от лонжероните, които създават необходимата коравина в надлъжната равнина. Профилите на лонжероните са високи и може да бъдат отворени или затворени. Лонжероните имат голям инерционен момент.

Напречниците, които са значително по-къси от лонжероните, играят основна роля за осигуряване на ъгловата коравина на рамата. Всички напречници или част от тях се изработват от затворени профили (кутиеобразни или тръбни).

Х-образната рама (фиг. 10.1 *б*) се използва също в леките автомобили. В нея има средна греда със затворен тръбен профил, към която са захванати преден и заден вилкообразен носач. Каросерията се закрепва към средната част чрез конзоли. Коравината на рамата при усукване се осигурява от средната част и от напречниците на вилките.

Лонжеронна рама (фиг. 10.1 *в*) е с прави лонжерони и напречници. Използва се в леки и в товарни автомобили. Лонжероните се изработват чрез щамповане или се огъват от ленти от въглеродна или нисколегирана стомана.

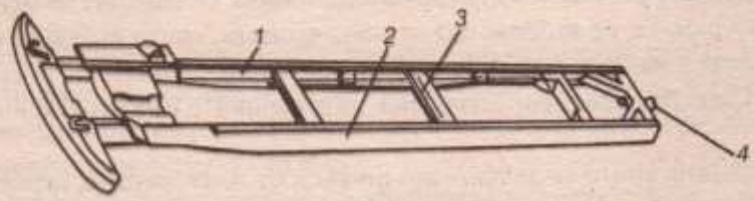
Най-голямо разпространение имат лонжероните с П-образен профил, обърнат навътре. Основните напречници са със затворени профили, с което се осигурява необходимата коравина на рамата. Другите напречници, които служат за опори за агрегатите и механизмите и за теглително-прикачно устройство, може да са с отворен профил. Имат форма, удобна за монтаж на тези агрегати. При дебелина на материала до 5–6 мм се прилага студено щамповане, а в останалите случаи – горещо щамповане.

Лонжеронната рама е носещ елемент на товарния автомобил (фиг. 10.2). Състои се от странични греди – лонжероните *1* и *2*, и напречните греди *3*. Към стените на лонжероните се поставят конзоли за закрепване на каросерията, елементи на окачването, възли на трансмисията и др. В задната част на рамата на товарните автомобили обикновено се поставя теглително-прикачното устройство *4*, предназначено за теглене на ремаркета и други транспортни средства.

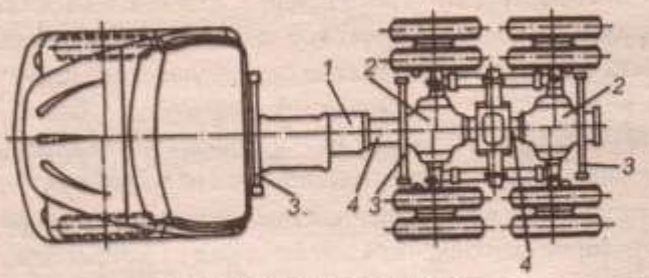
Рама с Х-образни напречници (фиг. 10.1 *г*) се използва в някои ремаркета и специални автомобили. Напречниците се заваряват към лонжероните. Тъй като те са подложени на огъване и на усукване, тези напречници осигуряват голяма коравина и при отворени профили.

Централната рама (фиг. 10.1 *д*) намира приложение в някои товарни автомобили с голяма товароносимост, напр. Tatra (Чехия). Състои се от картерите на

главните предавания, картера на разпределителната кутия и съединяващите ги тръбни накрайници. На фиг. 10.3 е показан товарен автомобил с централна рама с три моста. Основна носеща греда е централната, изработвана предимно с кръгло сечение. Към нея са присъединени конзолните напречни греди *3*, които служат за закрепване на кабината, каросерията и другите части на автомобила. Централните рами имат по-голяма коравина на огъване и усукване в сравнение с лонжеронните.



Фиг. 10.2. Лонжеронна рама за товарен автомобил
1, 2 – лонжерони; *3* – напречни греди; *4* – теглително-прикачно устройство



Фиг. 10.3. Централна рама
1 – картер на разпределителната кутия; *2* – картер на главното предаване; *3* – конзолни греди; *4* – тръбни накрайници на картерите

Елементите на рамата се съединяват с болтове. При тази конструкция от еднакви елементи може да се изработват рами за дву-, три – и четириосни автомобили с висока проходимост. Основният недостатък на тези рами са изискванията за висока точност при изработката и монтажа на възлите на трансмисията. Освен това ремонтът и техническото обслужване на агрегатите са много затруднени.

Конструкции на рамите. Профилът определя нивото на коравина на усукване. Отворените профили се използват в усукващо-гъвкавите рами, които се предпочитат за товарни автомобили със средна и голяма товароносимост, тъй като улесняват работата на окачването по неравен път. Затворените профили се поставят предимно в усукващо-твърдите рами, които са по-подходящи за товарни автомобили и автофургони с малки размери.

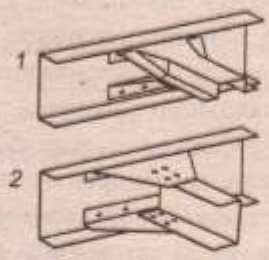
Критични места в конструкцията на рамата са участъците на свързване на лонжероните и напречниците. Затова там се използват специални пластини или щамповани участъци на напречните елементи, като образуват широка основа

на свързването (фиг. 10.4). Възловите съединения се закрепват с нитове, болтове и чрез заваряване. Рамите с по-високи странични елементи между осите осигуряват по-голяма якост на огъване. За допълнително усилване в критичните точки се използват вложки от винкели или П-образни профили.

Предимство на рамните конструкции е това, че на едно шаси е възможно да се създават автомобили с различни типове каросерия. Освен това рамата дава удобство при ремонта.

Когато рамата и каросерията са отделни, създава се възможност за редица предимства – намалява се нивото на вътрешния шум чрез въвеждане на еластични възглавници в местата за закрепване на каросерията и се опростява сглобяването на автомобила.

Недостатъци на рамите са по-тежката конструкция на цялата носеща система, ако има и каросерия, и по-малката коравина на носещата система.



Фиг. 10.4. Съединения на елементите на рама
1 – с щампован край на напречника; *2* – напречен елемент във вид на П-образен профил

За *изработване* на рами на леки автомобили се използва конструкционна листова стомана 20 с дебелина на листа 3–4 mm. Най-сложните по форма напречници и конзоли се изработват чрез дълбоко изтегляне от стомана 08.

За рамите на товарни автомобили намира приложение листовата стомана 25, 30Т, 15ГЮТ и др. с дебелина на листа 5–9 mm в зависимост от товароносимостта на автомобила и условията на експлоатация. За подобряване на механичните качества при необходимост се прилага допълнителна термообработка.

10.2. Каросерия

Каросерията на автомобила *служи за помещаване* на водача, пътниците и товарите, а също и за тяхната защита от външните въздействия; осигурява запазването на товара при неговото превозване, комфортни условия за водача и пътниците и защитата им при пътно-транспортни произшествия.

Кабината на товарните автомобили се изработва отделно от каросерията.

По отношение на каросерията на автомобила има *изисквания*, свързани с ергономията на мястото на водача и пътниците, удобството за извършване на превози, активната и пасивната безопасност, правилата за движение и др.

Основните показатели за качеството на каросерията са:

Коравина. Трябва да бъде колкото е възможно по-голяма при усукване и огъване, за да се намали до минимум еластичната деформация на отворите за вратите, за капака на двигателя и за капака на багажника.

Комфорт. Трябва да има подходящи вибрационни характеристики, за да се намали отрицателното влияние на пътните неравности върху комфорта и да се

избегне появата на резонансни трептения. Необходими са съответни седалки, изолация, вентилация и отопление, херметичност на каросерията, разместване на уредите и превключвателите, видимост и др.

Експлоатационна надеждност. Трябва да бъде достатъчна. Въздействието на знакопроменливите напрежения в каросерията при движение на автомобила може да предизвика появата на пукнатини в конструкцията ѝ или разрушаване на заваръчните шевове.

Обтекаемост на формата. Трябва да бъде добре отработена, за да се намали съпротивлението на движението и разходът на гориво при високи скорости. Обтекаемостта на каросерията влияе съществено и върху устойчивостта на движението на автомобила при страничен вятър и често има решаващо значение за безопасността на движението.

Експлоатационно натоварване. Трябва да бъде подходящо разпределено, тъй като от него зависи разпределението на масата по мостове, а това от своя страна определя положението на масовия център и на метацентъра (център на въздушния поток), което оказва решаващо влияние върху устойчивоста и управляемостта на автомобила.

Повреда (смачкване) на каросерията при сблъскване. При сблъскване каросерията трябва да осигурява превръщане на колкото може по-голяма част от кинетичната енергия на удара в работа за деформация на каросерията с едновременно намаляване до минимум на деформацията на купето.

Ремонтопригодност. Елементите на каросерията, които в най-голяма степен се повреждат в резултат на малки сблъсквания (като калниците), трябва лесно да се заменят или ремонтират (улеснен достъп към външните панели на каросерията отвътре, до болтовите съединения, възможност за повторно боядисване на отделните елементи на каросерията).

Дизайн. Каросерията има най-голямо значение за естетиката на автомобила и оказва решаващо влияние върху пазарното му търсене.

Видове каросерии. В зависимост от предназначението им автомобилните каросерии се разделят на три основни вида – за леки автомобили, за автобуси и за товарни автомобили.

10.3. Каросерии на леки автомобили

Носещите каросерии *се използват главно за леките автомобили* с колесна база, по-малка от 2600–2800 mm, и суха маса, по-малка от 1350–1450 kg. Носещата система на лекия автомобил трябва да бъде с достатъчно коравина, за да се изключи:

- възможност за разрушаване на предното и на задното стъкло вследствие на изкривяване (измятане) при едностранно повдигане на предната или на задната част на автомобила с крик;

• заклинване на вратите и на капака на багажника в съответния отвор при тези изкривявания, тъй като междините в отворите поради необходимост от уплътняване не се изпълняват произволно големи;

• отслабване на съединенията и появяване на скърцания.

Каросериите на леките автомобили се *класифицират* в зависимост от броя на вратите, редовете седалки и конструкцията на покрива. Най-разпространените каросерии са закритите с четири врати и два реда седалки (тип седан).

Каросерията на лекия автомобил *се състои* от три основни функционални части:

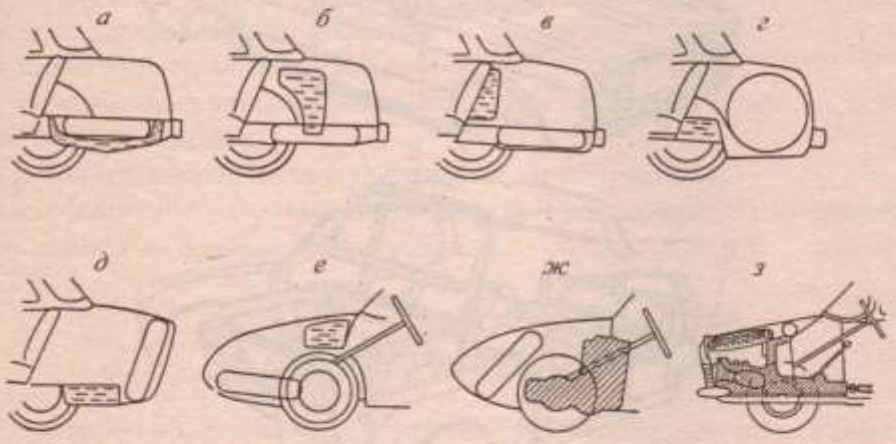
– предна част, предназначена за двигателя или за багаж;

– средна част, която е помещение за водача и пътниците;

– задна част, предназначена за багаж или за двигателя.

Общата структура на каросерията зависи не от средната част, а от мястото и начина на разполагане на двигателя и размера на багажника. Средните части малко се различават за дадена разновидност на формата на каросерията. Поместването на пътниците в автомобила се определя от съответните размери на местата на водача и пътниците. Минимално допустимите размери са еднакви за всички класове автомобили.

Полезният обем на каросерията и разпределението на теглото по мостове се влияе от положението на горивния резервоар и резервното колело (фиг. 10.5). Резервоарът се поставя в отсек, противоположен на отсека на двигателя, от съображения за безопасност. Резервното колело може да се поставя и в отсека на двигателя.



Фиг. 10.5. Разполагане на резервното колело и горивния резервоар в каросерията на леките автомобили

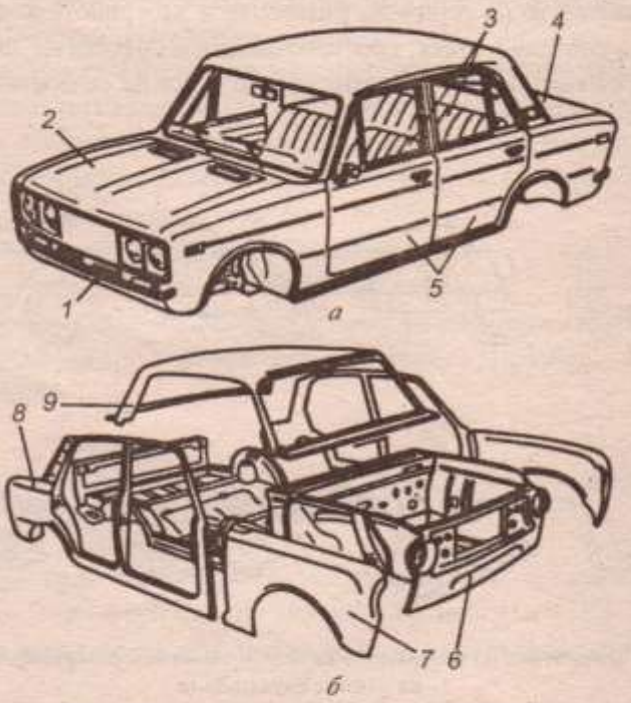
а – колело в щамповка на резервоара; *б* – резервоар в страничната стена; *в* – резервоар на задната преграда; *г* – вертикално колело в страничната стена на багажника; *д* – колело в задната стена; *е* – резервоар върху предната преграда; *ж* – колело под капака на двигателя, резервоарът е отзад; *з* – колело над двигателя, резервоарът е отзад

Вместимостта на багажника се определя чрез използване на модулен блок – паралелепипед с размери 200 × 100 × 50 mm, което съответства на обем 1 dm^3.

Разпределението на теглото по мостове зависи от използването на предния и задния отсек. В автомобилите със задно разположение на багажника разпределението на натоварването е най-неблагоприятно. Наблюдава се значително изместване на масовия център и влошаване на устойчивостта и управляемостта на автомобила. По-благоприятен е случаят, когато багажът се разпределя равномерно в предния и задния отсек. Почти неизменно положение на масовия център се осигурява при задно разположение на двигателя и използване едновременно на предния и на част от задния отсек за багажник.

Конструкция на каросерията. При конструиране на вътрешната и външната част на каросерията трябва да се осигуряват:

- механични функции (отваряне на прозорците, на предния капак, на капака на багажника, на подвижния покрив);
- оптични характеристики (изключване на изкривяване на видими обекти, предизвикано от определени типове предни стъкла и ъгъл на техния наклон, и на заслепяващ ефект поради отражение на светлината);
- подходяща конструкция и тип на органите за управление;
- лекота за установяване на автомобила на мястото за паркиране.



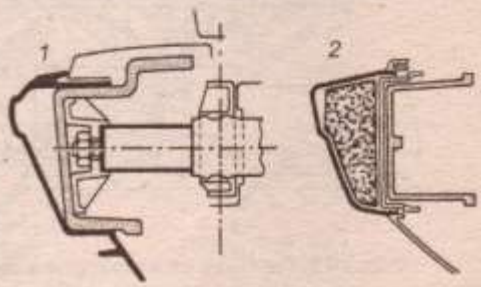
Фиг. 10.6. Каросерия на лек автомобил Лада

а – каросерия на модел ВАЗ-2106; *б* – корпус на каросерията на модел ВАЗ-2101; *1* – носещ корпус; *2* – капак на двигателя; *3* – седалки; *4* – капак на багажника; *5* – врати; *6* – основа; *7* – предни калници; *8* – лява и дясна страница; *9* – таван (покрив)

Каросерията на съвременните леки автомобили се състои от носещия стоманен корпус *1* (фиг. 10.6 *а*), към който се прикачват капакът на двигателя *2*, капакът на багажника *4*, вратите *5* и частите за декоративно оформяне на автомобила. В купето са разположени седалките *3* за водача и пътниците.

Корпусът *1* на каросерията (фиг. 10.6 *б*) е неподатлива на усукване, заваръчна конструкция. Състои се от основата *6*, лявата и дясната страница *8*, тавана *9* и предните калници *7*. Отделните части на корпуса завършват с фланци, които увеличават коравината му. Носещата основа на автомобила обикновено се щампова изцяло от листова стомана, като по периферията се усилва със затворен профил. В предната и задната част на основата се закрепват къси лонжерони за монтирането на силовия агрегат и окачването. Възлите на корпуса се сглобяват чрез заваряване.

Брони. Предната и задната част на автомобила трябва да са защитени така, че при сблъскване или при допир с малка скорост до препятствия да липсват или да се получават само незначителни повреди на каросерията. Сега се предявяват минимални изисквания за ударопоглъщащите характеристики на буферите и височината на поставянето им в автомобила. На фиг. 10.7 са показани брони с ударопоглъщащи елементи.



Фиг. 10.7. Конструкции на брони
1 – броня с устройство за амортизиране на енергията на удара; *2* – енергопоглъщаща броня с пенополиуретанова вложка

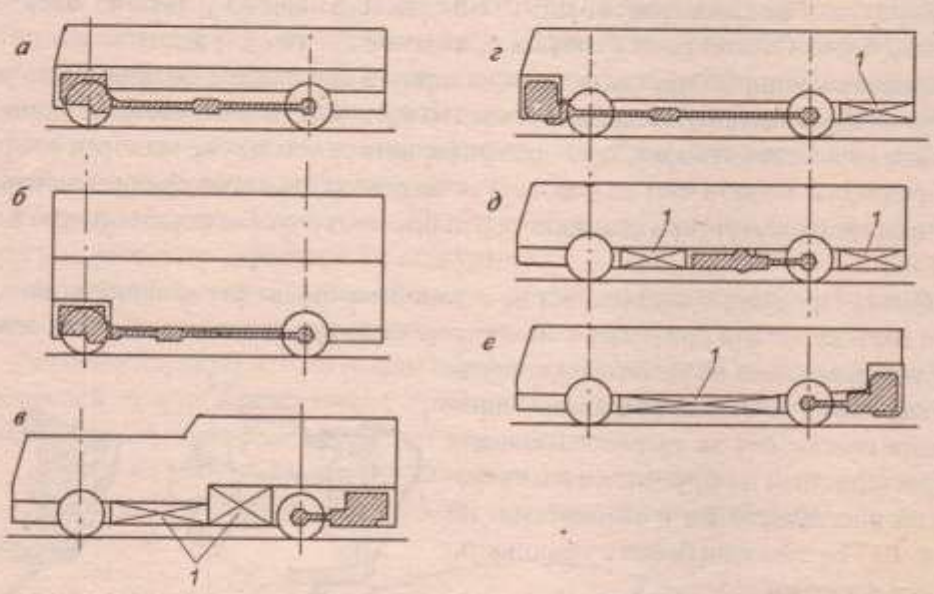
Седалки. Предназначени са да осигуряват опора на отделните части на тялото на пътника (водача). Основните изисквания, на които трябва да отговарят, са:

- удобство за сядане на пътника;
- възможност пътникът да изменя положението си върху седалката, без да регулира самата седалка;
- добри антивибрационни и демпфиращи характеристики;
- възможност за регулиране на положенията на седалищната възглавница, на облегалката и на подглавника на седалката.

10.4. Каросерии на автобуси

Компановката на автобуса, която се определя от разположението на агрегатите по шасито, на двигателя и на местата за превозване на багаж, е доведена до еднообемна каросерия (фиг. 10.8 *а, б, в*). Съвременните автобуси имат оптимална за предназначението си планировка (фиг. 10.8 *г, д, е*). Вагонната компановка, която позволява намаляване на дължината, масата и на броя на детайлите при увеличаване на пътниковместимостта, се оказва най-рационална. При това се търсят най-подходящи места за разположението на багажа (на едно или две места), има

задно разположени двигател и силово предаване и се избягват дългите карданни предавки. При вагонната компановка скелетът на автобуса, който е носещата конструкция, е в състояние да понесе големи натоварвания, като запазва необходимата неподатливост и здравина.



Фиг. 10.8. Силуети на автобуси с вагонна компановка, с еднаква колесна база, но различно разположение на двигателя

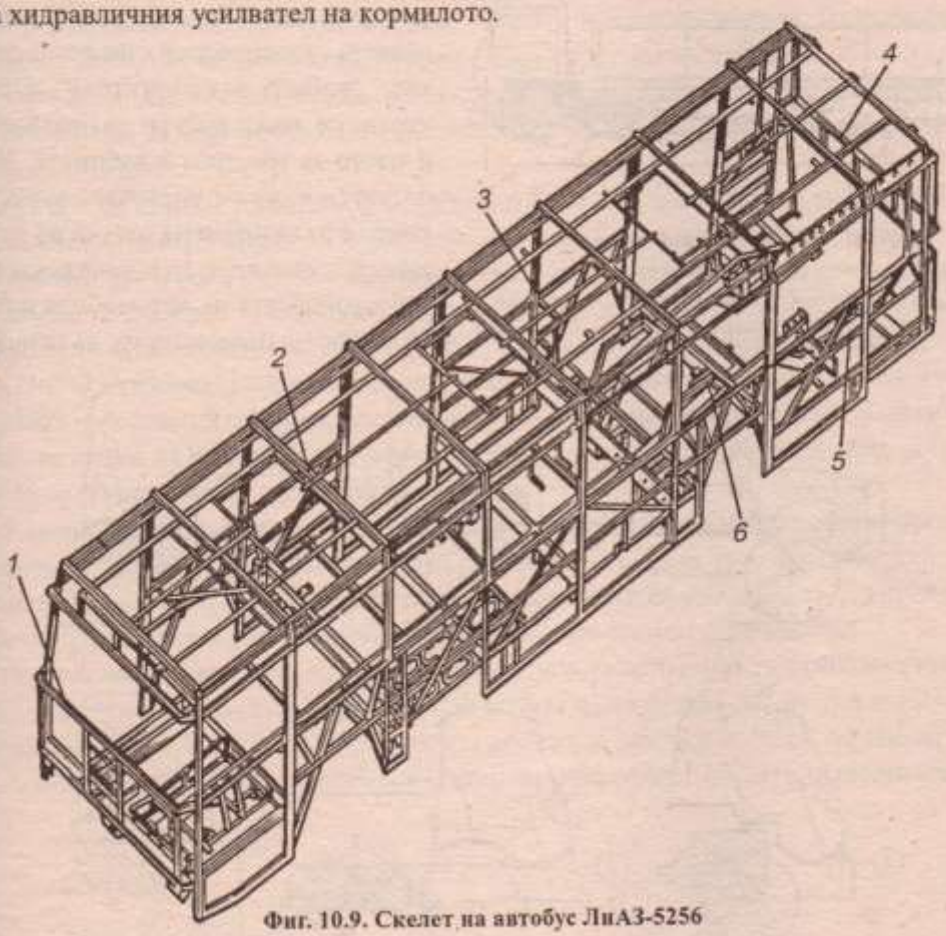
а – компановка с двигател над моста; *б* – компановка на двуетажен автобус; *в* – компановка на етаж и половина със стъпало; *г* – компановка с двигател пред моста; *д* – компановка с двигател, разположен хоризонтално между мостовете; *е* – компановка със заден двигател, поставен вертикално или хоризонтално; *1* – багаж

Каросерията на градските и крайградските автобуси трябва да осигурява бързо качване и слизане на пътниците. В каросерията трябва да има места за сядане. В междуградските и туристическите автобуси планировката се прави с оглед на максималното удобство на местата за сядане и помещаването на багажа. Освен това се изисква висока постоянна максимална скорост. Принципът за вътрешната планировка е: малко разстояние на превозването – по-малко седящи места и по широки врати; по-голямо разстояние на превозване – повече седящи места и по-тесни врати.

При далечни маршрути се осигурява по-голям комфорт и се поставят полици за ръчен багаж на пътниците.

Каросерията на автобусите е изцяло метална с вагонна компановка. Състои се от скелет, под, външна и вътрешна облицовка, врати, прозорци, люкове. Носещ елемент е скелетът на каросерията (фиг. 10.9), който включва носещата основа 6, скелета на дясната *3* и на лявата *5* страница, скелета на капака *2*, скелета *1* на предната част на каросерията и скелета *4* на задната част на каросерията. Към

скелета на основата са заварени конзоли за закрепване на двигателя, опори за закрепване на пневмобалоните (когато има такива), конзоли за закрепване на надлъжните и на напречните щанги, на кормилната колона, на седалката на водача и на хидравличния усилвател на кормилото.



Фиг. 10.9. Скелет на автобус ЛиАЗ-5256

10.5. Каросерии на товарни автомобили

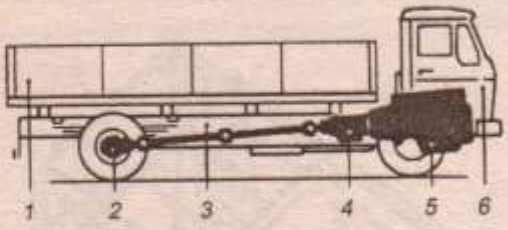
Каросерията на товарния автомобил се *състои от кабина* и *отделна платформа* (собствена каросерия) за товара. Вместо универсална платформа се използват също и специализирани каросерии – фургон, цистерна и т. н.

Вследствие на малката коравина на усукване на рамата на товарните автомобили кабината се прави достатъчно корава, а свързването ѝ с рамата е еластично.

Типична компановка на товарен автомобил е дадена на фиг. 10.10.

Според предназначението им товарните каросерии са *с общо предназначение* – бордови, *специализирани* – самосвални, фургони, цистерни и др., и *специални* – работилници, лаборатории, магазини и др.

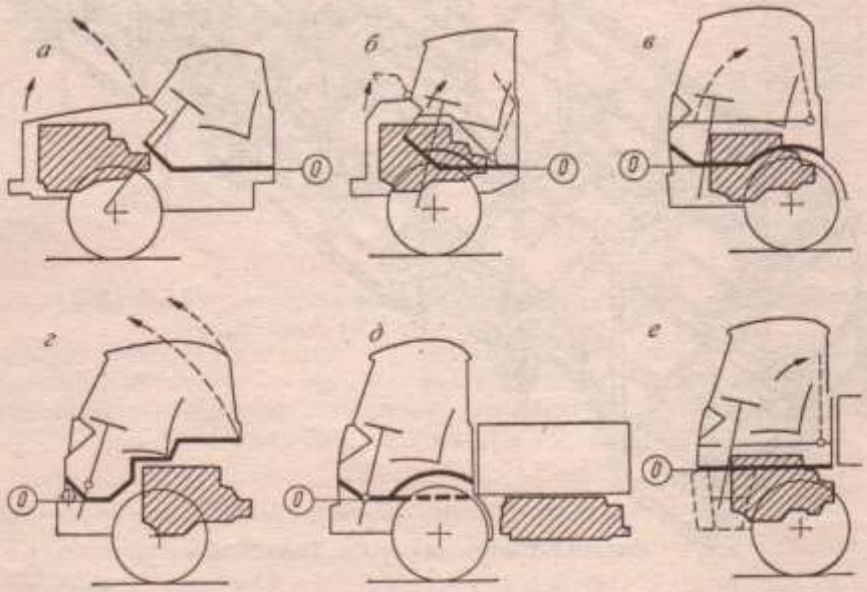
Кабина на водача. Прилагат се шест варианта за разполагане на пода на кабината спрямо двигателя и колелата (фиг. 10.11):



Фиг. 10.10. Компановка на товарен автомобил

1 – каросерия; *2* – задвижващ мост; *3* – рама; *4* – предавателна кутия; *5* – двигател; *6* – кабина

• Цял под, разположен зад колелата и двигателя (фиг. 10.11 *а*). Компановката е класическа и е известна още като „кабина зад двигателя". Осигурява се лесен достъп до двигателя и място за три лица в кабината. Недостатък е, че се увеличава каросерията с дължината на отсека на двигателя, а това води до повишаване на себестойността на автомобила и намаляване на полезната му дължина.



Фиг. 10.11. Основни варианти на разположението на пода на кабината на товарен автомобил при следните компановки

а – класическа (кабина зад двигателя); *б* – полувагонна; *в, г, д, е* – вагонна (кабина над двигателя)

• Подът частично е разположен зад колелата и двигателя (фиг. 10.11 *б*). Това е полувагонна компановка. При нея се подобрява видимостта и се намалява дължината, но двигателят е по-трудно достъпен и трябва да се обслужва отвън и отвътре. Има трудности за правилното положение на седалките на водача и пътника.

• Подът е разположен от двете страни на двигателя и над колелата (фиг. 10.11 *в*). Това е вагонна компановка и се прилага често. При нея се скъсява кабината. Седалките се разполагат над колесните ниши. Двигателят се закрива с капак и се обслужва отвътре.

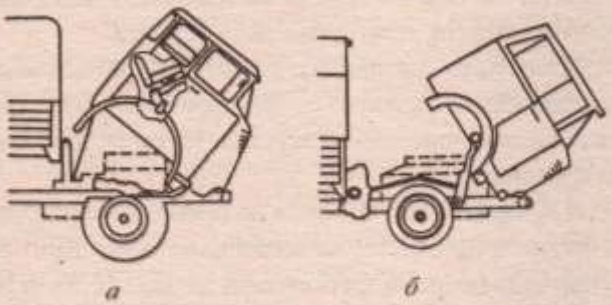
• Подът се намира над колелата и двигателят е изместен частично зад предната ос (фиг. 10.11 *г*). Седалките на водача и помощника се намират над колелата, а в долната част на кабината се получава напречен проход. При обслужване на двигателя кабината най-често трябва да се завърти и наклони напред. Възможно е разполагането на три лица. Осигурена е добра изолация на кабината от двигателя. При този вариант значително се оскъпява автомобилът поради въвеждането на механизъм за наклоняване на кабината, шарнирна кормилна колона, усложняване на педалите.

• Подът се намира пред двигателя и над колелото, а двигателят е между осите на автомобила под нивото на пода (фиг. 10.11 *д*). Това е най-добрият вариант за кабината и уякчаване на пода. Кабината напълно е отделена от двигателя и в нея свободно се събират трима души. При товарните автомобили обаче двигателят рядко се поставя между мостовете, тъй като се затруднява обслужването му.

• Подът е равнинен и преминава над колелото до двигателя (фиг. 10.11 *е*). Този вариант има редица предимства. Формата на пода е много опростена. Хоризонталната линия на отвора за вратата е предпоставка да се получат еднакви лява и дясна врата, с което се намалява значително тяхната себестойност.

В експлоатационно отношение равнинният под подобрява видимостта напред и надолу, тъй като се повишава нивото на седалката на водача. В този случай нивото е със 150 mm по-високо от това на обикновената вагонна компановка. Благодарение на предимствата равнинният под намира все по-широко приложение.

При схемите с „кабина над двигателя" се стига до по-голяма дължина на товарната платформа и по-добра видимост за водача при еднаква габаритна дължина на машината. Недостатък е затрудненият достъп до двигателя. За облекчаване на тази операция кабините са снабдени с хидравлично (фиг. 10.12 *а*) или пневматично (фиг. 10.12 *б*) устройство за тяхното наклоняване. Фиксирането на кабината в транспортно положение се извършва със заключващ механизъм.



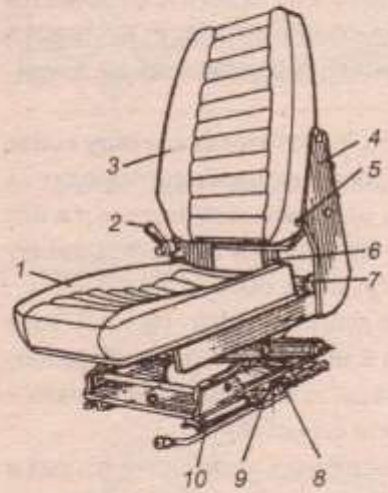
а *б*

Фиг. 10.12. Устройство за наклоняване на кабината
а – хидравлично; *б* – пневматично

Кабината се закрепва към рамата в три или четири точки чрез еластични съединения, което изключва деформацията ѝ при усукване и огъване на рамата и предпазва водача от вибрациите на двигателя. За да се осигури по-голяма елас-

тичност на окачването, задните опори може да са снабдени с листови или пружинни ресори и хидравлични телескопични амортисьори.

В съвременните конструкции за намаляване на трептенията при движение по неравен път типичната *седалка на водача* (фиг. 10.13) има торзионен ресорен механизъм с хидравличен амортисьор. Твърдостта на окачването и положението на седалката, както и наклонът на облегалката могат да се регулират. С махови движения на ръкохватката *2* торзионът се отпуска или усуква, с което се регулира твърдостта на окачването.



Фиг. 10.13. Седалка на водач за товарни автомобили КамАЗ
1 – седалищна възглавница; *2* – ръкохватка; *3* – облегалка; *4* – страница; *5* – лост; *6* – амортисьор; *7* – торзион; *8* – възвратна пружина; *9* – тегличъ; *10* – лост на фиксатора

Амортисьорът е тръбна конструкция, газозареден, неразглобяем. Пълният ход на седалката е около 90 mm. Отдолу ходът се ограничава от гумени буфери. Седалката е изчислена за маса на шофьора до 130 kg.

Пълният ход за изместване на седалката в надлъжно направление е 135 мм. Ъгълът за наклона ѝ се изменя, като се избира едно от три фиксирани положения 9, 14 и 19° спрямо вертикалата.

При съвременните товарни автомобили голямо внимание се отделя на формата и обтекаемостта на кабината. За намаляване на въздушното съпротивление се изравняват челната площ на кабината и площта на напречното сечение на каросерията. За тази цел често се използват допълнителни елементи (обтекатели) в конструкцията, монтирани над кабината.

Товарна платформа. Натоварването се характеризира със *специфичната маса*, която е масата на единица повърхност от платформата. Този показател се увеличава с увеличаване на товароносимостта (табл. 10.1). От двата показателя се определя площа на платформата.

Платформата на товарните автомобили за превозване на контейнери е снабдена с 4 ъглови фитинга (профила) за закрепването им. Контейнерите, приети от ISO за международни превози, са показани на фиг. 10.14, а техните дължини са дадени в табл. 10.2. Възможни са съчетания на дължините на контейнерите: $A = 2C = 4D = 6E$ и $C = 2D = 3E$. Напречното сечение на всички контейнери е еднакво и е квадрат със страна 2435 mm.

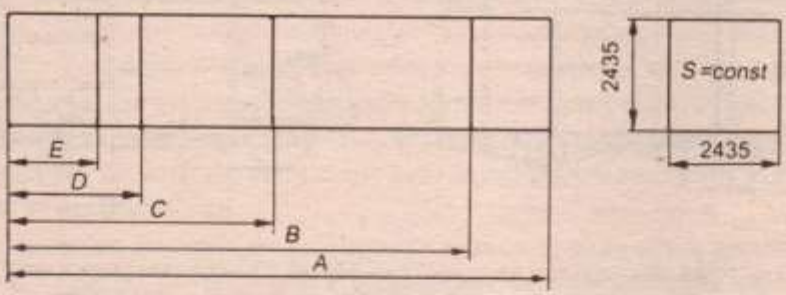
В товарните автомобили и автомобилите-фургони за доставка на стоки при разносна търговия и товари с малка товароносимост каросерията образува обща носеща конструкция с шасито. Това е многобройна група автомобили с товароносимост 1–1,5 t или за превоз на 6–15 пътници. Каросериите на тези автомобили се компануват по четири основни схеми в зависимост от разположението на

Таблица 10.1

Товароносимост, t	Специфична маса, kg/ m²
2,0–4,0	250–450
4,0–7,0	350–650
7,0–12	450–650
12 и повече	600–1000

Таблица 10.2

Тип контейнер	Външна дължина, mm (фута)
A	12190 (40)
B	10540 (35)
C	6055 (20)
D	2990 (10)
E	1965 (5)



Фиг. 10.14. Типоразмерен ред на контейнери по ISO (размери в mm)

двигателя и агрегатите върху шасито (фиг. 10.15). При схема с отделна кабина за водача (фиг. 10.15 *а*) машината е най-тежка, най-малко се използва площта, нивото на пода не е подходящо и има други функционални недостатъци. При схемата на фиг. 10.15 *в* се наблюдава значително подобряване на планировката, понижаване на нивото на пода и увеличаване на вътрешната височина, без да се увеличи общата височина. Използва се предно задвижване и независимо окачване на задните колела. Преди да се стигне до това решение, прилагано е само сливане на кабината с каросерията (фиг. 10.15 *б*).

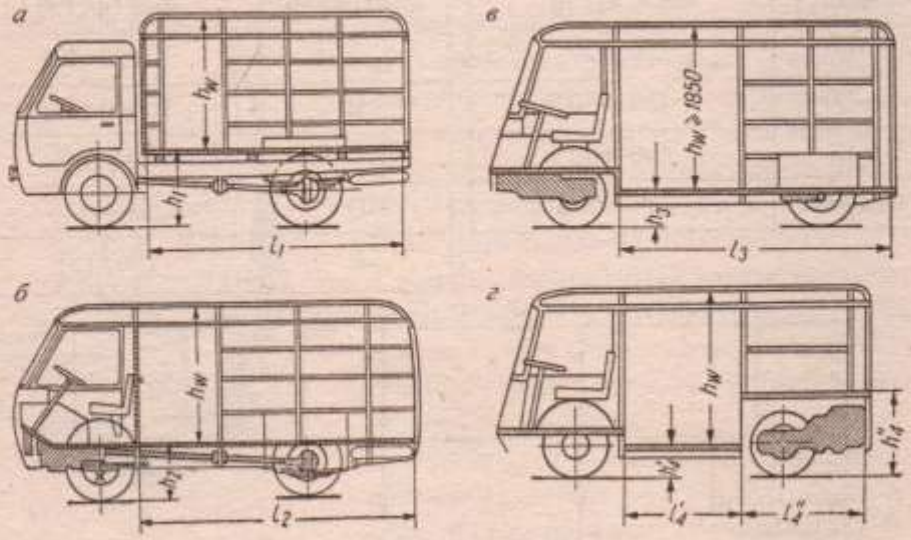
При задно разположение на двигателя (фиг. 10.15 *г*) подът също е нисък, но задният отсек не може да изпълнява функциите за вход-изход. Тази схема намира приложение в снабдителските автомобили с товароносимост до 1 t, тъй като се намаляват производствените разходи и натоварването се разпределя оптимално по мостове.

За основен вариант на каросерията на тези автомобили се смята универсалният фургон, на чиято база се създават платформа, микроавтобус, каросерия-магазин, линейка и др.

Полезната площ се определя при броя на поместените палети по ISO с размери 1200 × 800 mm.

Предимства на каросериите. Безрамните конструкции на автомобилите при равни други условия са по-леки от рамните. Благодарение на съчетаването на

функциите на каросерията и на носещата система става възможно да се намали общото тегло на машината.



Фиг. 10.15. Компановка на автомобил-фургон с малка товароносимост
а – с товарно помещение отделно от кабината; *б, в, г* – с обща каросерия

Каросериите, предимно на леките автомобили и на автобусите, поради сравнително големите им размери по височина и широчина имат значителна коравина на огъване и усукване, влияеща на общата коравина на автомобила.

10.6. Материали за изработване на интериора на каросериите

Поливинилхлоридът (ПВХ) се използва за изработване на голям брой фасонни детайли – арматурни табла, ръчки, глави на лостове. Тъканите от ПВХ напълно изместват използваните по-рано памучни тъкани. Благодарение на добрата хигиеничност, здравина и добър външен вид ПВХ е подходящ за автомобилите, произвеждани в големи серии, за тапицерия на седалките, тавана и друга вътрешна тапицерия. От ПВХ се правят килимчета за покриване на пода, багажника и т. н.

Полиуретаните се използват в каросериите преди всичко за изработване на обемни елементи – възглавници на седалки, противоударни подложки, вътрешно оформление и изолационни покрития. Благодарение на добрите еластични свойства пенополиуретанът напълно измества порестата гума. Този материал е най-лекият от известните материали за каросерии.

Полиуретанът все повече се използва и като твърдо пенно напълване на плоскости, т. нар. „сандвич", които имат високи механични показатели – голяма кора-

вина при огъване и малка плътност. Тези плоскости са най-добрият материал, напр. за елементите на пода на товарни каросерии и на автобуси.

Полиамидите са подходящи за изработване на рамка на ключалките на вратите, на ръкохватки, на фирмени табелки, декоративни решетки, за резервоари за течности, маркучи и на различни облицовъчни детайли.

Полиметилметакрилатът (т. нар. плексиглас) намира приложение за прозрачни елементи на фаровете, а също и за стъкла на плафони, други вътрешни светлини и за вътрешни прегради.

Полистиролът със съответните противоударни свойства служи за облицовка на декоративни решетки, ръкохватки, клавиши, а във вид на пенополистирол – за изолация.

Полипропиленът в модификации за ниски температури благодарение на ниската цена и лесното производство широко се използва за изработване на такива елементи, като осветителни тела, кормилни колела (волани), стойки на кормилни колони, прегради, за вътрешна тапицерия на вратите, за странично покритие на автомобилните седалки, за различни капачки, дюзи на въздушни канали и др.

Аминопластите се използват главно като декоративни ламинати за вътрешна тапицерия на каросериите.

Епоксидите под формата на заливъчни и шпакловъчни маси и лепила служат за дообработване на повърхности и съединения на елементите на каросерията. Закрепването с тях е много подходящо за много уреди и технологично обзавеждане на каросерията.

Полиетерните смоли преминават в твърдо състояние в резултат на полимеризация. Армирането на тези смоли със стъкловлакна или със стъклотъкани от нишки с дебелина около 0,025 mm им придава добри механични свойства. Получаваните стъклопласти се използват за изработване на отделни прикачни панели на каросерията, като калници, капаци, обтекатели. От този материал се изработват и цели каросерии, главно за спортни автомобили,

Неорганичното силикатно стъкло се използва за изработване на предното, страничните и задното стъкло на автомобила. За да е безопасно, стъклото се закалява и при счупване се раздробява на парченца с тъпи краища. Закаленото стъкло не може да се подлага на никаква обработка. Това несъвършенство се избягва със залепване – два или три листа стъкло се залепват с прозрачно фолио от полиметилакрилат или полиацетат. Полученото стъкло, наречено „триплекс", е безопасно.

Органичното стъкло е с два пъти по-малка плътност от силикатното, което има значение при все по-голямото остъкляване на автомобилите. Негов основен недостатък е, че лесно се надраква.

Гума. Има два вида гума – пореста и гъбеста. Порестата гума се използва за уплътнения, тъй като не поглъща вода. Гъбестата гума има съединяващи се клетки и се използва за възглавниците на седалките и като еластична тапицерия.

Дърво. Специалните видове дърво, като орех, акация, червено дърво, се из-

ползват и в наши дни за оформяне на луксозни каросерии. Ламинираните плоскости намират приложение главно за вътрешна обшивка на каросерията.

Материали, използвани за носещата конструкция на каросериите. Използва се главно стомана, чиито физико-механичните свойства позволяват във висока степен да се механизира и автоматизира производството. За щамповане на каросериите намира приложение нисковъглеродната стомана 08кп, 08Фкп, 08Ю и конструкционната стомана 08. За панелите с голям размер (капак, задни калници, врати, под и т.н.) обикновено се използва листова стомана с дебелина 0,9 и 0,75 mm.

Детайлите на корпуса, като стойки, прагове, надлъжни греди и напречници на основата, се изработват от листове с дебелина 1,0 и 1,3 mm. За отделните усилващи елементи се използват листове с дебелина 1,6–2,4 mm.

11. ПРЕДЕН МОСТ

Предният мост е възел, който *свързва* помежду им ходовите колела на предната ос и чрез окачването – с носещата система. *Служи* за възприемане на силите и моментите от взаимодействието на ходовите колела с пътя и за предаването им на надресорните части, и обратно, а също и за завиване на автомобила.

Предният мост е два вида – задвижван управляем и комбиниран.

Предният задвижван управляем мост *трябва да отговаря на следните изисквания:*

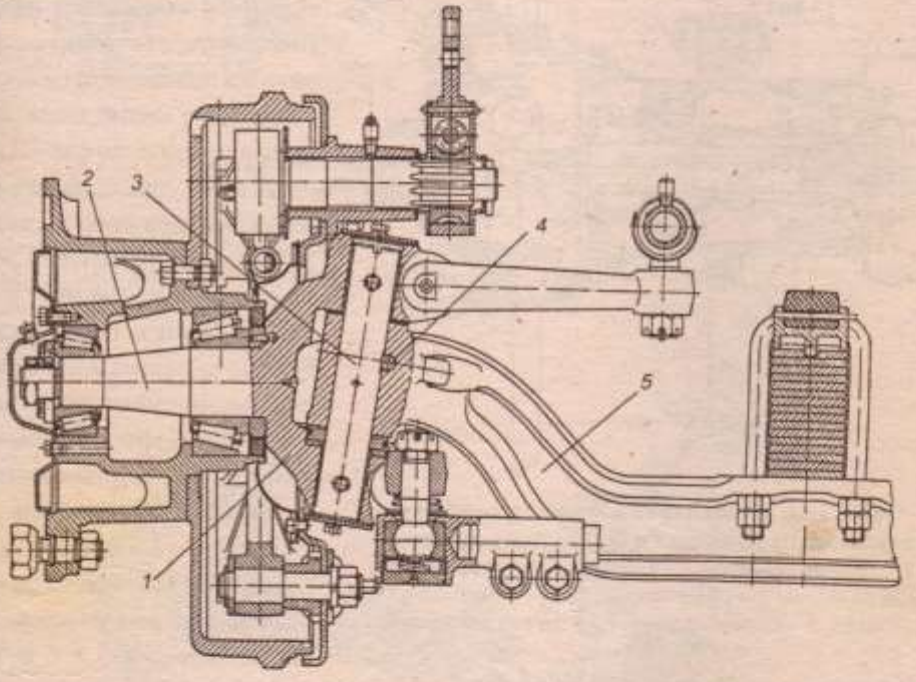
- Да осигурява необходимата кинематика на завиване при всички режими на движение.
- Да осигурява необходимите наклони на шенкелните болтове и стабилизация на управляемите колела.
- Да бъде с голяма коравина, за да не се появят съществени деформации от силите, действащи от страна на кормилния механизъм и реакциите на колелата.
- Да дава възможност за по-ниско разполагане на силовия агрегат, с което се намалява височината на масовия център на автомобила.
- При минимална маса да има гарантирана якост и дълготрайност за целия срок на експлоатация на автомобила.
- Да осигурява удобни монтажно-демонтажни работи на механизмите при комбиниран мост.
- Да предпазва механизмите в комбиниран мост от попадане на вода, прах и кал и от механични повреди.
- Да осигурява необходимия пътен просвет.

Комбинираният мост, освен да отговаря на изискванията за управляемия мост, трябва и надеждно да предава въртящ момент към ходовите колела при всякакъв ъгъл на завиване.

11.1. Задвижван управляем мост

Задвижваният управляем мост се състои от греда и шенкели за завиване, шарнирно съединени с нея чрез шенкелни болтове. Шенкелите са изработени заедно с шийките н лагерите за главините на ходовите колела и фланците за закрепване на опорните дискове или на супортите на спирачните механизми. Шенкелите възприемат и предават на гредата вертикалните, страничните и надлъжните реакции, действащи в точката на контактното петно на колелата с опорната повърхнина.

На фиг. 11.1 е показана конструкцията на преден задвижван управляем мост. Гредата *5* има двойно Т-образно сечение и е огъната във вертикална равнина за по-ниско разположение на двигателя. Има площадки за закрепване на ресорите, а в двата края на гредата има отвори за шенкелните болтове *3*, към които шарнирно се закрепват шенкелите *1* на управляемите ходови колела. Шийката на шенкела *2* лагерува в два конусно-ролкови лагера.



Фиг. 11.1. Преден задвижван управляем мост на товарен автомобил
1 – шенкел; *2* – шийка на шенкела; *3* – шенкелен болт; *4* – щифт; *5* – греда

Осите на шенкелните болтове са наклонени в надлъжна и в напречна равнина, за да се осигури стабилизацията на управляемите колела.

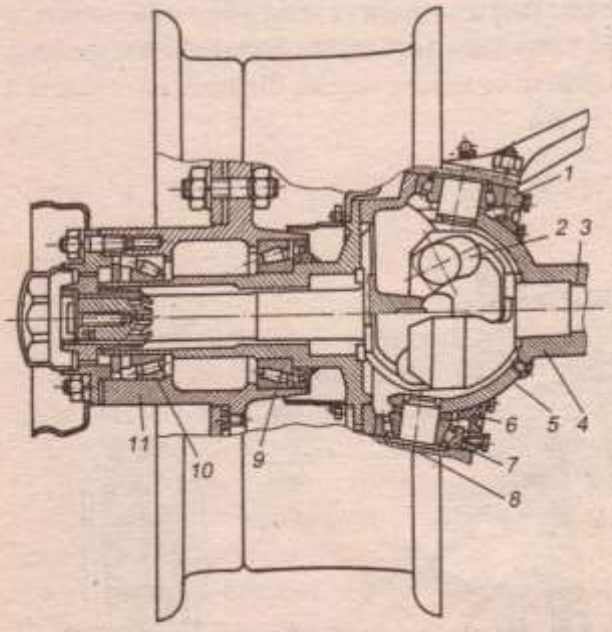
За предни греди се използват също и тръби с кръгло или елипсовидно сечение, които имат висока якост и коравина срещу усукване в двете взаимноперпендикулярни равнини. Този вид греди обаче са по-сложни за изработване и по-скъпи от плътните греди с двойно Т-образно сечение.

11.2. Комбиниран мост

Комбинираният мост изпълнява едновременно функцията на задвижващ и на управляем мост. Този тип мостове се използват при автомобили с преден задвижващ мост и при автомобили с повишена висока проходимост. В конструкцията са вградени механизми, които осигуряват предаване на въртящия момент при изменение на равнината на въртене на управляемите колела.

Има два вида комбиниран мост – при зависимо и при независимо окачване.

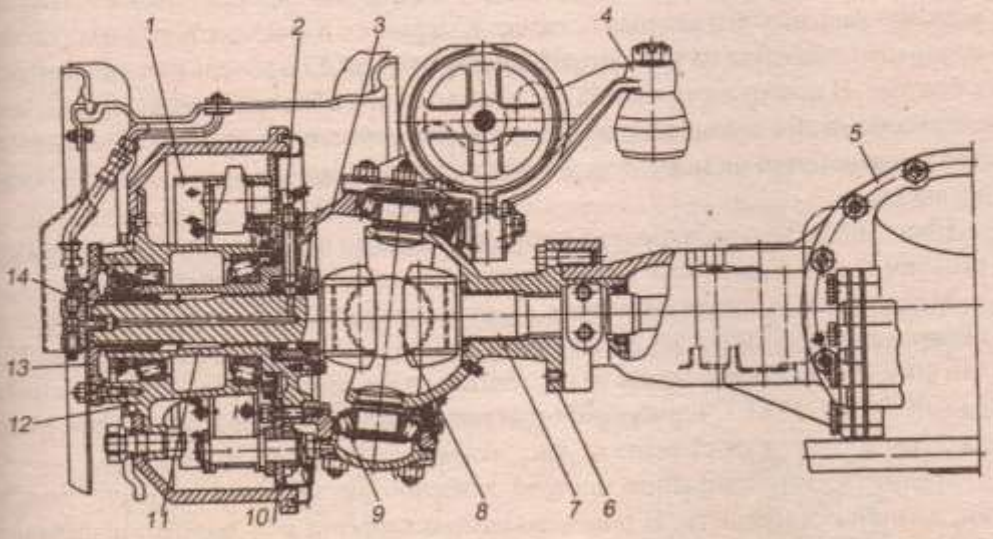
Комбиниран мост при зависимо окачване. На фиг. 11.2 е показана конструкцията на комбиниран мост за *автомобил с малка товароносимост*. В краищата на полуваловете *3* са разположени шарнирите *2*, а на двата края на гредата *4* на моста са закрепени сферичните опори *5* с шенкелните палци *6*. Шенкелите, състоящи се от тялото *1* и шенкелната ос *8*, са поставени на шенкелните палци чрез конусните лагери *7*. Главините *11* на управляемите колела са монтирани на шенкелните оси на двата конусни ролкови лагера *9* и *10* и чрез шлици са свързани с полуваловете. При завъртане на шенкелната ос около шенкелните палци заедно с нея се завърта и главината, към която са закрепени колелото и спирачният барабан.



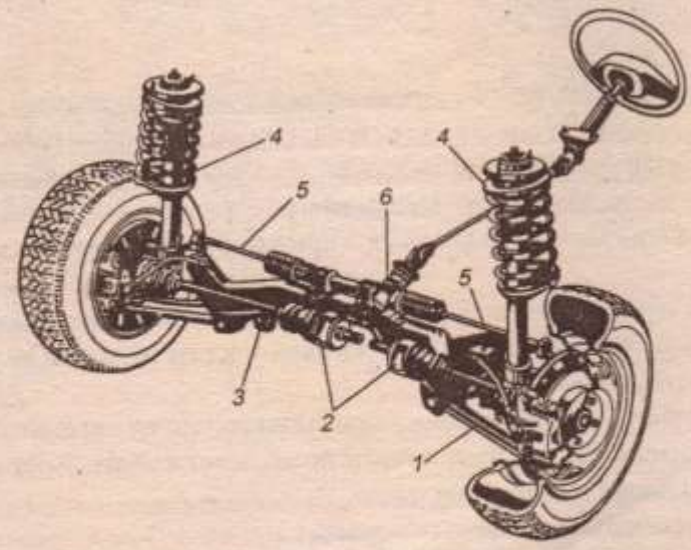
Фиг. 11.2. Комбиниран мост на автомобил с повишена проходимост и малка товароносимост
1 – тяло на шенкела; *2* – шарнир; *3* – полувалове; *4* – греда на моста; *5* – сферична опора; *6* – шенкелен палец; *7* – лагер; *8* – шенкелна ос; *9*, *10* – лагери на главината; *11* – главина

На фиг. 11.3 е показан комбиниран преден мост за *тежкотоварни автомобили* с колесна формула 6 × 6 и 4 × 4. Картерът на предния задвижващ мост е отлят заедно с левия по-къс кожух на полувала. Десният кожух е пресован в картера на моста. Към фланците на кожуха с шпилки са закрепени сферичните опори *6*, в които са пресовани бронзови втулки. В тях са поставени главините *7* и *14* на синхронния шарнир. При завиване предното колело се завърта около двата конусно-ролкови лагера *9*, закрепени върху сферичната опора *6* на шенкела. Към външните опори са закрепени супортите *10* на спирачните механизми. Чрез задвижващия фланец *13* на външната главина *14* на синхронния шарнир движението се предава на спирачния барабан *12*, към който е закрепена джантата на колелото.

През канал в оста на външната главина *14* на синхронния шарнир се подава въздух за регулиране на налягането в гумата на колелото.



Фиг. 11.3. Преден комбиниран мост на товарен автомобил КамАЗ
1 – спирачна челюст; *2* – тръба на уредбата за регулиране на налягането в гумите; *3* – шенкел; *4* – лост на шенкел; *5* – главно предаване; *6* – сферична опора на шенкел; *7* – вътрешна главина на синхронен шарнир; *8* – вложка; *9* – конусно-ролкови лагери; *10* – супорт на спирачния механизъм; *11* – шенкел; *12* – спирачен барабан; *13* – задвижващ фланец; *14* – външна главина на синхронен шарнир



Фиг. 11.4. Преден комбиниран мост за лек автомобил Шкода Фелиция
1 – напречно рамо; *2* – полувалове за задвижване на колелата; *3* – греда; *4* – стойка Макферсон; *5* – кормилни щанги; *6* – кормилен механизъм

Комбиниран мост при независимо окачване. Преден комбиниран мост за лек автомобил е показан на фиг. 11.4. Състои от гредата *3*, към която от двете страни са закрепени напречните рамена *1* и амортисьорната стойка *4*. Стойката включва амортисьор и винтова пружина. Към рамото и към амортисьорната стойка е закрепен шенкелът на колелото. Напречната греда е закрепена към каросерията с болтове. В централната част на гредата са заварени две конзоли, към които чрез специални скоби е свързан механизмът на кормилното управление. Полуваловете *2* предават въртящ момент към лявото и дясното предно колело чрез синхронни шарнири.

Предимство на комбинирания мост с независимо окачване са по-малките подресорни части. Недостатък е по-сложната и по-скъпата му конструкция.

Материали за предни мостове. Гредата на предния управляем мост се кове обикновено от стомана 30, 35 или 40. Шенкелите се изработват от стомана 30Х или 40Х. Шенкелните болтове са изработват от нисковъглеродна легирана стомана 20Х, 20ХН, 18ХГТ. Термообработката включва цементация и закаляване. Може да се изработват и от стомана 45 със закаляване с ток с висока честота.

Гредите на комбинираните мостове се изработват цели или съставни, заварени, щамповани или лети. В повечето случаи картерът на главното предаване и диференциалът се отливат от ковък чугун. В картера от двете страни се впресоват два ръкава от безшевни тръби, изработени от стомана 45, 40Х и др.

12. ЗАДЕН МОСТ

Задният мост е възел, който *свързва* ходовите колела на задната ос помежду им и чрез окачването – с носещата система. *Служи* за възприемане на силите и моментите от взаимодействието на ходовите колела с пътя и предаването им на надресорните части, и обратно. При товарните автомобили и при някои леки автомобили задният мост е задвижващ – предава въртящ момент към ходовите колела.

Гредата на задния мост трябва да отговаря на следните изисквания:

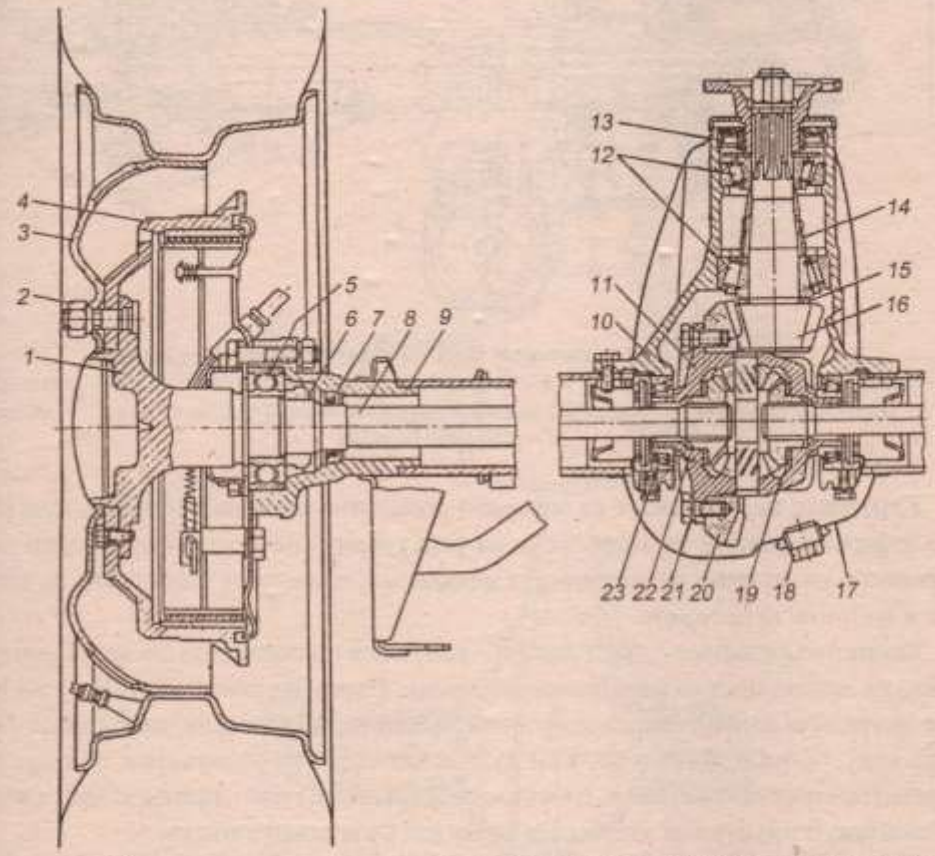
- Да предпазва механизмите в задвижващия мост от попадане на вода, прах, кал и от механични повреди.
- Да осигурява удобни монтажно-демонтажни работи на механизмите в моста
- При минимална маса да бъде с гарантирана якост и дълготрайност за целия срок на експлоатация на автомобила.
- Да осигурява необходимия пътен просвет.
- Да бъде с голяма коравина, за да се избягнат съществени деформации, нарушаващи нормалната работа на зъбните предавки и на полуваловете.
- Да бъде технологична за изработване.

Според *предназначението* им задните мостове са задвижващ заден мост (вкл. и среден задвижващ мост), задвижван заден мост и поддържащ мост.

12.1. Задвижващ заден мост

Задвижващият заден мост е куха греда, в която са монтирани главното предаване, диференциалът и полуваловете. Този мост възприема вертикалните, страничните и надлъжните сили и създаваните моменти на реакциите от взаимодействието на колелата с пътя и чрез окачването ги предава на надресорните части на автомобила.

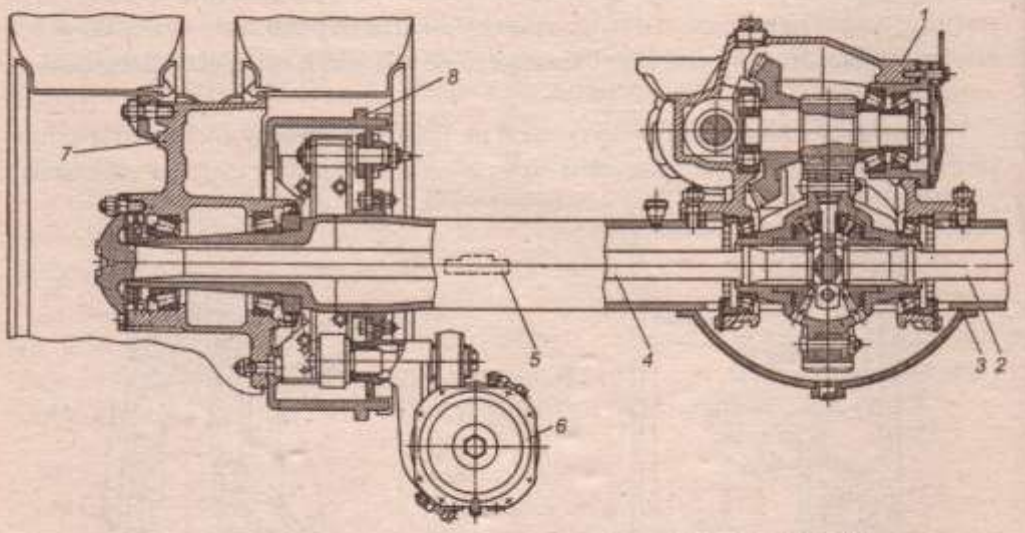
На фиг. 12.1 е показана конструкцията на заден задвижващ мост с полуразтоварени полувалове *за леки и лекотоварни автомобили*. Към картера на главната



Фиг. 12.1. Заден задвижващ мост на лек автомобил с полуразтоварени полувалове
1 – фланец на полувала; *2* – гайка за закрепване на колелото; *3* – джанта на колелото; *4* – спирачен барабан; *5* – лагер на полувала; *6* – гривна; *7, 13* – уплътнители; *8* – полувал; *9* – кожух на полувала; *10* – картер на главното предаване; *11* – касета на диференциала; *12* – лагери; *14* – дистанционна втулка; *15* – регулиращ пръстен; *16* – задвижващо колело; *17* – греда на задния мост; *18* – тапа; *19* – опорна шайба; *20* – задвижвано колело; *21* – болт; *22* – планетно зъбно колело; *23* – лагери

предаване *10* са пресовани кожусите *9* на полуваловете *8*. Към фланеца на полувала с болтове са закрепени спирачният барабан *4* и джантата *3* на ходовото колело.

На фиг. 12.2 е даден разрез на заден задвижващ мост за *товарен автомобил с голяма товароносимост*. Състои се от картера на главното предаване *1*, картера на задния мост *3*, диференциал, полуваловете *2* и *4*, спирачната камера с пружинен акумулатор на енергия *6*, главината на колелото *7*, спирачния барабан *8*, спирачен механизъм и др.



Фиг. 12.2. Заден задвижващ мост на товарен автомобил КамАЗ

1 – картер на главното предаване; *2* – десен полувал; *3* – картер на задния мост; *4* – дяв полувал; *5* – монтажна пластина; *6* – спирачна камера с пружинен акумулатор на енергия; *7* – главина; *8* – спирачен барабан

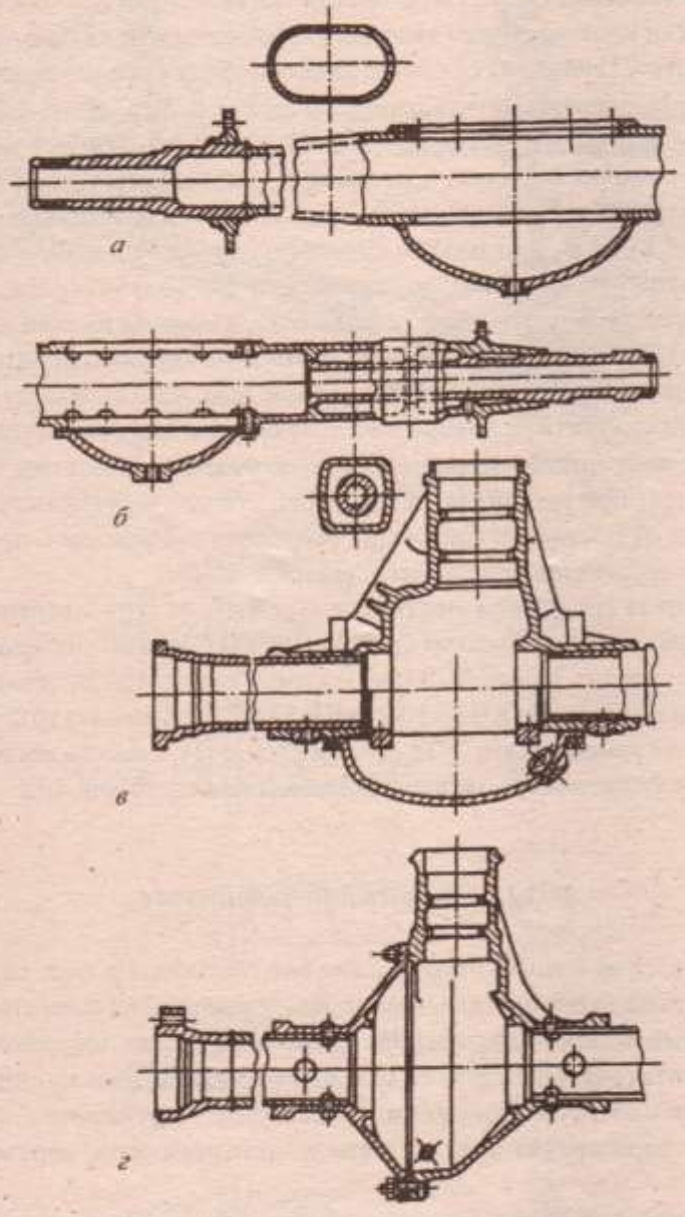
Картерите на мостовете са заварени стоманени щамповани греди, към които са заварени фланци за закрепване на редукторите на мостовете, фланци за закрепване на опорите на спирачните механизми, конзоли за закрепване на щангите и опорите за ресорите.

Главното предаване е двустепенно – конусна и цилиндрична двойка. Полуваловете на задния мост са напълно разтоварени. Върху шийките, заварени към челата на гредите на картера, са закрепени главините на колелата, въртящи се върху два конусно-ролкови лагера. Към вътрешната част на главината с болтове е закрепен спирачният барабан. Към външния фланец с гайки, притискащи се планки и монтажен пръстен са закрепени джантите на ходовите колела.

Греди на задвижващи мостове. Най-голямо разпространение имат следните три конструкции греди (фиг. 12.3):

1. *Цяла греда, с плоска средна част, отворена и от двете страни.* На предната страна с болтове се закрепва картерът на главното предаване, а отворът от задната страна се затваря с капак чрез заваряване или се затяга с болтове. Греда-

та се заварява от две половини, които са щамповани от листова стомана (фиг. 12.3 *а*) или са отлети (фиг. 12.3 *б*). Във втория случай от двете страни на гредата се впресоват усилващи тръби, на които се монтират лагерите за главините на колелата.



Фиг. 12.3. Греди на задвижващ мост

а – заварена, щампована; *б* – лята; *в* – с кожуси за полуваловете, впресовани в картера на главното предаване; *г* – разглобяема, съставена от две части, в които са впресовани кожусите на полуваловете

При използване на тази греда лесно се сваля главното предаване, което е отделен възел. В същото време не се нарушават регулировките на лагерите и на контактните петна на зъбите.

При производството на леки и товарни автомобили масово приложение намират заварените щамповани греди, тъй като са по-технологични и по-леки от летите.

Летите греди имат по-голяма якост, но са по-тежки и не са подходящи за масово производство. Използват се главно за автомобили с голяма товароносимост.

2. *Цяла греда, образувана от картера на главното предаване, в който са впресовани кожусите на полуваловете* (фиг. 12.3 *в*). В задната част на картера има отвор, който се затваря с капак чрез болтове. Тази конструкция позволява да се монтира и регулира главното предаване. Гредата има голяма коравина, което спомага за намаляване на шума при работа. Капакът на картера не е натоварен и така се предотвратява изтичането на масло от уплътнението. Този вид греди, комплектувани с полуразтоварени полувалове, се използват за мостове на леки автомобили.

3. *Разглобяема греда,* образувана от картера на главното предаване и капака на картера. Двете части са свързани с болтове (фиг. 12.3 *г*). Към двете половини са впресовани кожусите на полуваловете. Тези греди имат опростена технология на производство и сравнително малка маса, но имат и недостатъци. Основните от тях са сложност при регулиране на главното предаване, увеличение на шума и необходимост от постоянен контрол на болтовото съединение в процеса на експлоатация за предотвратяване на изтичането на масло.

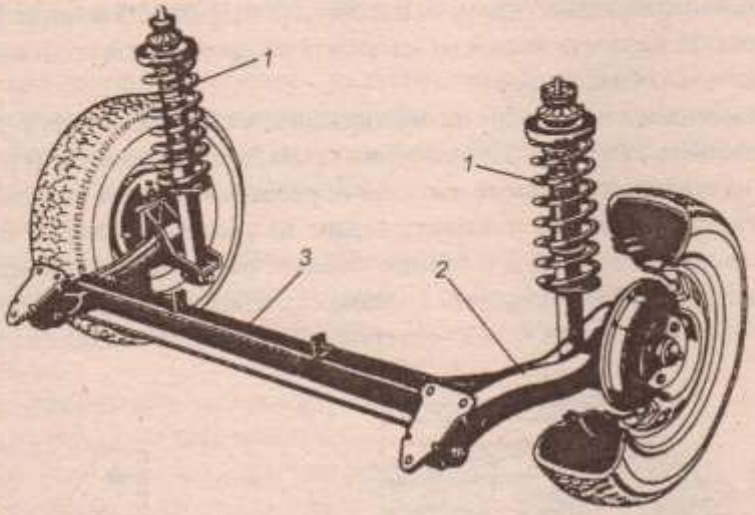
Материали за гредите на мостовете. Средната част на заварената щампована греда се изработва от листова стомана 10, 17ГС или 40. Лагерната шийка се изработва от стомана 35 или 40. За лятата греда са подходящи стомана 30Л, 40Л, модифициран ковък чугун КЧ35-10 или КЧ 37-12. Усилващата тръба е безшевна, изработена от стомана 45 или 40Х. Закалява се с ток с висока честота. Кожухът на полувала е безшевна тръба, изработена от стомана 45 или 40Х.

12.2. Задвижван заден мост

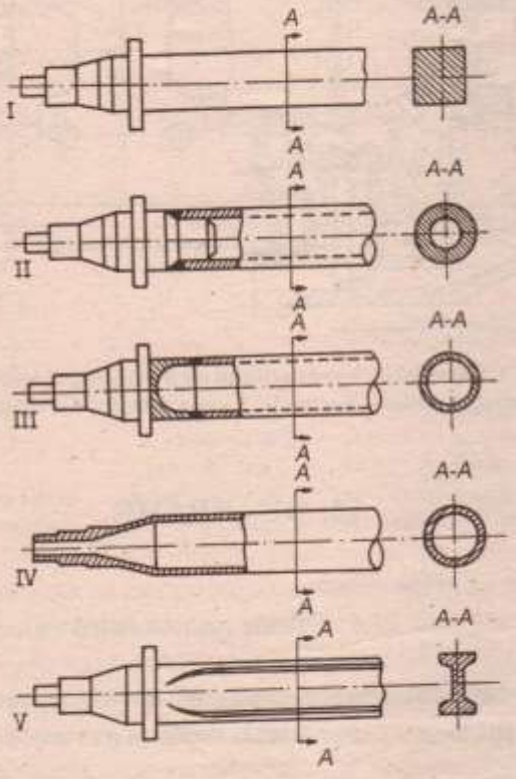
Този вид мост се използва при *леките автомобили.* На фиг. 12.4 е показана конструкцията на задвижван заден мост. Двете рамена *2* са заварени към гредата *3*, която е щампована от ламарина. На рамото има плоска повърхност за закрепване на шийката (оста) на ходовото колело и на опорния диск на спирачния механизъм. Към рамената се закрепват амортисьорите с пружините *1*. Задният мост се свързва с каросерията чрез две гумено-метални опори, наречени сайлънт-болтове.

Поддържащ мост. Това е задвижван неуправляем мост, който служи за възприемане само на вертикални натоварвания от ходовите колела на автомобила (или ремаркето) към рамата. Представлява права греда, в чиито краища на лагери са монтирани поддържащите ходови колела. Поддържащите мостове се използват

като задни или междинни мостове за увеличаване на товароносимостта на автомобила. Намират приложение също и в ремаркетата и полуремаркетата.



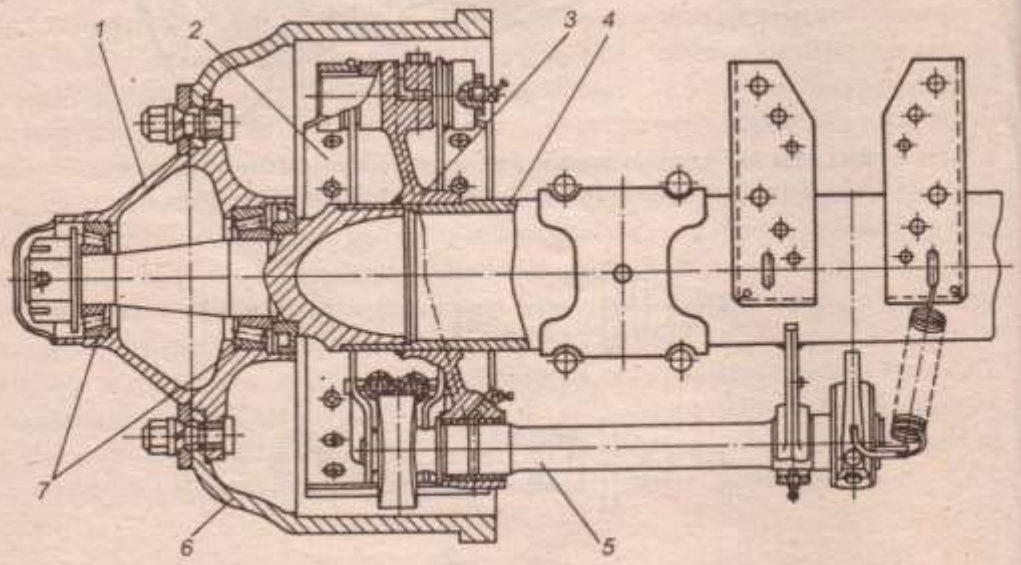
Фиг. 12.4. Заден задвижван мост на лек автомобил Шкода-Фелиция
1 – амортисьор с пружина; *2* – рамо на окачването; *3* – греда



Фиг. 12.5. Типове греди на мостове за ремаркета и полуремаркета

Мостовете на ремаркета с пълна маса над 0,75 t трябва да имат спирачни механизми. Най-често се използват барабанни спирачни механизми. Гредата на моста може да бъде изпълнена по някой от посочените на фиг. 12.5 начини. Изборът на типа на гредата на моста зависи от мащабите на производството и от наличието на технологично обзавеждане.

В съвременната конструкция на поддържащ мост за ремарке (фиг. 12.6) гредата *4* е изпълнена от кръгла дебелостенна тръба, в която са набити на горещо и заварени накрайниците с предварително обработени лагерни шийки. Върху обработената повърхнина от външната страна на гредата е завареи носачът *3*, в който лагеруват челюстите *2* и валът с палец *5*, разтварящ челюстите. Палецът има еволвентен профил. Главината *1* заедно със спирачния барабан 6 лагерува на конусно-ролковите лагери *7*, за които грижите при експлоатация са минимални.



Фиг. 12.6. Съвременна конструкция на поддържащ мост за ремарке
1 – главина; *2* – челюсти; *3* – носач; *4* – греда; *5* – вал с палец; *6* – спирачен барабан; *7* – лагери

13. ОКАЧВАНЕ

13.1. Общи положения

Окачването *свързва еластично* ходовия движител с рамата или каросерията на КВМ, смекчава ударите при движение по неравен път и осигурява плавно движение на КВМ.

Изисквания. Окачването трябва отговаря на следните изисквания:

• Осигуряване на добра плавност, оптимална честота на собствените трептения на каросерията (корпуса) на КВМ, обуславяна от статичното провисване (f_c).

• Достатъчен динамичен ход ($f_д$), който изключва удари в ограничителите на окачването.

• Оптимална честота на затихване на трептенията.

• Минимално наклоняване на каросерията.

• Постоянство на напречната база и ъглите на наклона на ходовите колела и кинематиката на кормилното задвижване.

• Малко собствено тегло.

• Безшумност, леко обслужване, достатъчна якост и дълготрайност.

Класификация на окачването. Определя се по различни признаци.

1. Вид на еластичните елементи – *с метални, с пневматични, с пневмохидравлични, с гумени.*

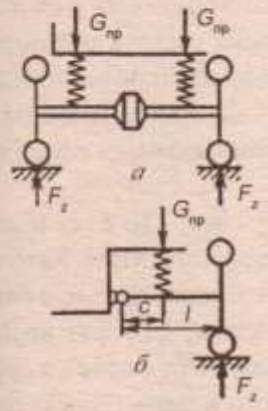
2. Тип на окачването – *зависимо* (фиг. 13.1 *а*) и *независимо* (фиг. 13.1 *б*).

3. Начин на гасене на трептенията:

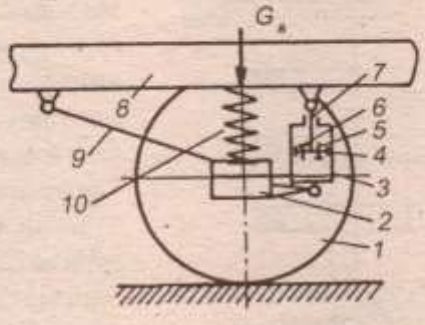
а) с *хидравлично триене* – с лостови амортисьори, с телескопични амортисьори;

б) с *механично триене* – в еластичен елемент и в направляващо устройство.

Схеми. Окачването се състои (фиг. 13.2) от еластичното устройство *10*, направляващото устройство *9*, амортисьора *3* с клапаните *5* и *6* и буталния прът *7*, стабилизатор и ограничители (тампони).



Фиг. 13.1. Тип на окачването
а – зависимо; *б* – независимо



Фиг. 13.2. Схема на окачване
1 – автомобилно колело; *2* – греда на моста; *3* – гасящо устройство (амортисьор); *4* – бутало на амортисьора с клапаните *5* и *6*; *7* – бутален прът на амортисьора; *8* – рама; *9* – направляващо устройство; *10* – еластично устройство

Основна характеристика на окачването е зависимостта на вертикалното натоварване на ходовия движител F_z от преместването на корпуса на машината f, т.е. $F_z = f(f)$. Известно е, че плавността на движението на КВМ се определя от честотата на трептенията на каросерията (корпуса) на машината.

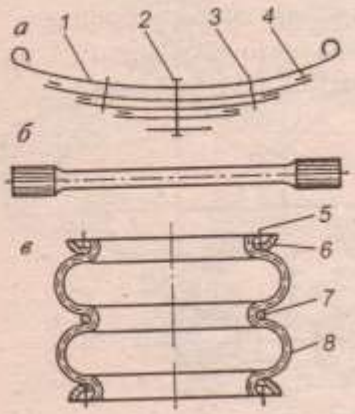
Еластичните елементи възприемат и предават на корпуса или каросерията нормалните сили, действащи от пътя, намаляват динамичните натоварвания и осигуряват плавност на движението.

Добрата плавност е възможна, когато собствената честота на трептене φ на надресорната част е малка във всички интервали на експлоатационното натоварване.

За човешкия организъм най-приемливи са трептенията с честота ν = 1,0–1,2 Hz за леки автомобили и ν = 1,0–2,0 Hz за товарни автомобили и трактори. При по-висока честота настъпва бърза умора, а при по-ниска честота и голяма амплитуда – морска болест. Идеалната характеристика на окачването е тази, при която честотата на трептенията е постоянна и независима от натоварването.

В окачване при еластичен елемент (фиг. 13.3 *а*) листови ресори, цилиндрични пружини и торзионни прътове (торзиони) характеристиката е линейна. За да бъде нелинейна, трябва да се съчетават два или повече елемента с линейна характеристика, да се изтънява телът на крайните навивки на пружините и др. Пневморесорите, кухите ресори и гумените тампони имат нелинейни характеристики.

Най-широко разпространение в АТТ от *металните еластични елементи* имат листовите ресори (фиг. 13.3 *а*), които са лесни и евтини за производство, удобни за ремонт, служат и за направляващо устройство, а понякога и за гасители на трептенията. Листовите ресори обаче са с голяма металопоглъщаемост и недостатъчна трайност.



Фиг. 13.3. Еластични елементи на окачването

а – листов ресор; *б* – торзион; *в* – пневмобалон; *1* – ресорен лист; *2* – централен болт; *3* – скоба; *4* – подложка; *5* – болт; 6 – притискащ пръстен; *7* – разделителен пръстен; *8* – балон

Винтовите пружини се използват главно в независимото окачване. Имат по-малка маса и осигуряват достатъчно ниска честота на собствените трептения. Тези елементи обаче възприемат само нормалните сили върху ходовите колела и трябва да имат направляващи устройства в окачването.

Торзионните прътове (фиг. 13.3 *б*) се използват в независимото окачване на КВМ. Като еластичен елемент служи стоманен прът или пръти, които работят на усукване. Единият край на пръта е закрепен към рамата (корпуса), а другият се свързва с ходовото колело (ролка) или с моста (тележката) и може да се завърти частично около оста на пръта, като предизвиква усукване. Торзионът обикновено има кръгло сечение или е съставен от ламели с различно сечение, които осигуряват по-голяма надеждност на окачването при повреждане на някоя ламела. Торзионните прътове имат по-голяма енергопоглъщаемост в сравнение с листовите ресори, удобство при компановка, защитеност от механични повреди.

Пневматичните еластични елементи са балонни (фиг. 13.3 *в*), диафрагмени и балонно-диафрагмени пневморесори. Имат нелинейна характеристика, малко тегло, безшумна работа, липсва триене, лесно регулиране в зависимост от ста-

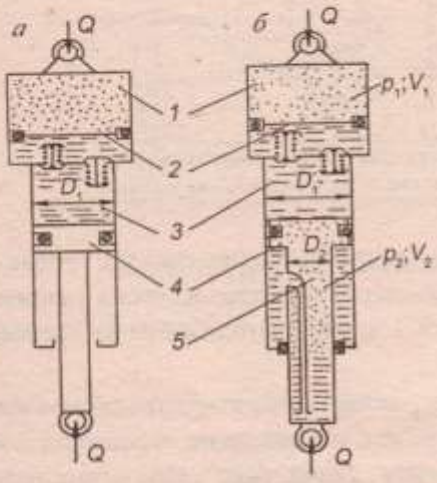
тичното натоварване. Към недостатъците на пневморесорите се отнасят по-сложната конструкция и необходимостта от направляващи устройства.

Пневмохидравличните еластични елементи, при които налягането върху газа се предава чрез течност (фиг. 13.4), осигуряват протичане на течността през клапани и калибровани отвори и имат амортисьорен ефект, поради което в окачването няма нужда от амортисьори. Тези елемени са с мембранни камери, но имат по-малка товароносимост от пневморесорите, по-сложна конструкция и необходимост от направляващи устройства.

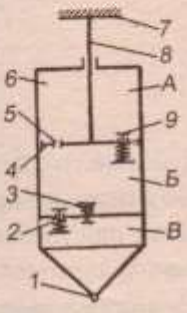
Гумените еластични елементи (тампони и ограничители) се използват много широко като допълнителни еластични елементи на различните видове окачвания. Създават малка нелинейност на общата характеристика на окачването.

Амортисьорите са предназначени да поглъщат енергията на трептене на каросерията и рамата. Амортисьорът преобразува кинетичната енергия на трептенията в топлинна, която се разсейва в околната среда чрез триене или дроселиране на флуид.

На фиг. 13.5 е показана схемата на телескопичен хидравличен амортисьор с двустранно действие. Буталният прът *8* с бутало *4* е закрепен към рамата *7* на КВМ, а цилиндърът *6*, запълнен с масло, чрез оста *1* се свързва към ходовия движител. Съпротивителната сила срещу преместването на буталото е пропорционална на скоростта на движение.



Фиг. 13.4. Пневмохидравлични еластични елементи
а – без противоналягане; *б* – с противоналягане; *1* – работна камера; *2* – мембрана; *3* – резервоар; *4* – бутало с бутален прът; *5* – камера с противоналягане



Фиг. 13.5. Схема на телескопичен амортисьор с двустранно действие

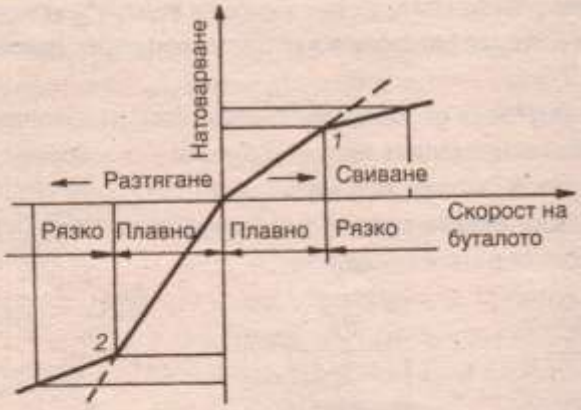
При свиване на еластичния елемент течността от пространството *Б* чрез калибрирания отвор *5* протича в пространството *А*. Ако налягането на маслото в пространството *Б* преодолее силата на пружината на клапана *9*, клапанът се отваря и протичането на течността от пространството *Б* се увеличава, а съпротивлението

на движение на буталото се намалява. При разтягане (отпускане) на еластичния елемент течността от пространството *А* протича в пространството *Б* само чрез калибрирания отвор.

Амортисьорът има компенсационна камера *В*, която чрез два отвора, затворени с пружинните клапани *2* и *3*, е свързана с пространството *Б*. Това устройство е необходимо, за да се отчете разликата в обемите на течността в пространствата *А* и *Б* вследствие на наличието на буталния прът *8*.

При телескопичните амортисьори с осова газова компенсационна камера в цилиндрите се избягва образуването на въздушно-течностна емулсия, която влошава работата на амортисьора.

Зависимостта на съпротивлението на амортисьора от скоростта на движение на буталото се нарича *характеристика на амортисьора* (фиг. 13.6).



Фиг. 13.6. Характеристика на амортисьор
1, 2 – точки на отваряне на разтоварващите клапани

Действието (съпротивлението) на амортисьора при свиване трябва да бъде по-слабо отколкото при отпускане, с което се намалява силата на ударите към каросерията при пътни неравности и се ускорява затихването на трептенията след преминаването им.

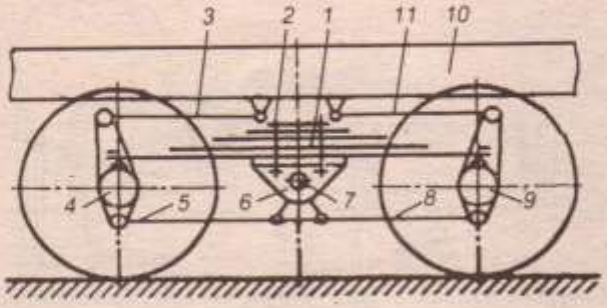
Стабилизаторите са *напречни* – за намаляване на страничния наклон на каросерията при завой, и *надлъжни* – за намаляване на надлъжния й наклон при преминаване през неравности, т.е. при „галопиране". По-голямо разпространение имат пътовите напречни стабилизатори, които работят на усукване. При завой на колесната машина и странично наклоняване на каросерията еластичните елементи от окачването се свиват различно, при което краищата на стабилизатора се завъртат в различни посоки и прътът му се усуква, което осигурява стабилизиране на каросерията.

13.2. Окачване на колесни машини

В окачването на колесните машини (КМ) изключително важно значение имат направляващите устройства.

Направляващите устройства *осигуряват* необходимата кинематика на окачването, възприемат надлъжните и напречните сили и създадените моменти при движение на ходовия движител и влияят върху устойчивостта и маневреността на колесната машина. Намират приложение при зависимо (фиг. 13.1 *а*) и независимо окачване на ходовите колела, особено при леките автомобили (фиг. 13.1 *б*).

Балансираното окачване (фиг. 13.7) се използва в триосните автомобили, в които средният и задният мост са близко разположени. Средният *4* и задният *9* задвижващ мост са окачени към рамата *10* чрез надлъжните листови ресори *1* и са шарнирно свързани чрез надлъжните реактивни лостове *3, 5, 8* и *11* с рамата *10*. Ресорът чрез скобата *2* се закрепва към люлеещата се опора *6*, която шарнирно е поставена на оста *7*. Балансираното окачване осигурява равномерно разпределяне на вертикалното натоварване върху мостовете независимо от условията на движение и подобрява проходимостта на колесните машини.



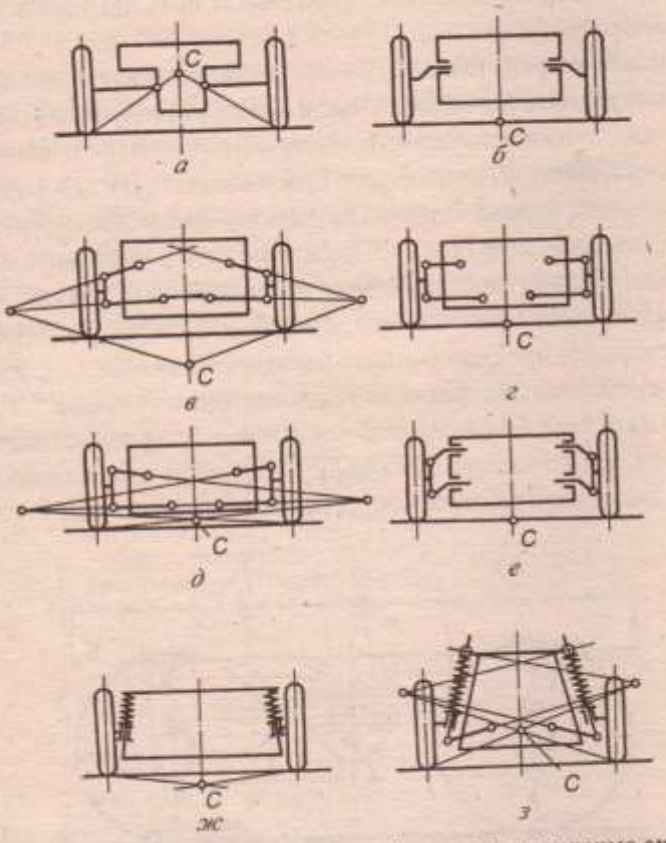
Фиг. 13.7. Схема на балансирано окачване
1 – ресорни листове; *2* – скоби; *3, 5, 8, 11* – надлъжни, възприемащи реакциите лостове; *4, 9* – среден и заден задвижващ мост; *6* – люлееща опора; *7* – ос; *10* – рама

На фиг. 13.8 са показани различни кинематични схеми на направляващи устройства, използвани при независимото окачване на КМ.

Еднолостовото окачване (фиг. 13.8 *а*) е удобно за компониране, просто по устройство, но в завой наклонът на колелата е обратен на наклона на каросерията и ъгълът на страничното увличане се намалява. Използва се при независимо окачване на задните ходови колела.

Окачването *с изместване на колелата в надлъжна равнина* (фиг. 13.8 *б, е*) осигурява постоянна напречна база и запазва страничния наклон на шенкелния болт, но страничната коравина на окачването е малка и надлъжният наклон на шенкелния болт се изменя. Използва се в леките автомобили от малък и среден клас.

Двулостовото окачване (фиг. 13.8 *в, г, д*) с изместване на колелата в напречна равнина има различна дължина на лостовете и осигурява малко наклоняване на

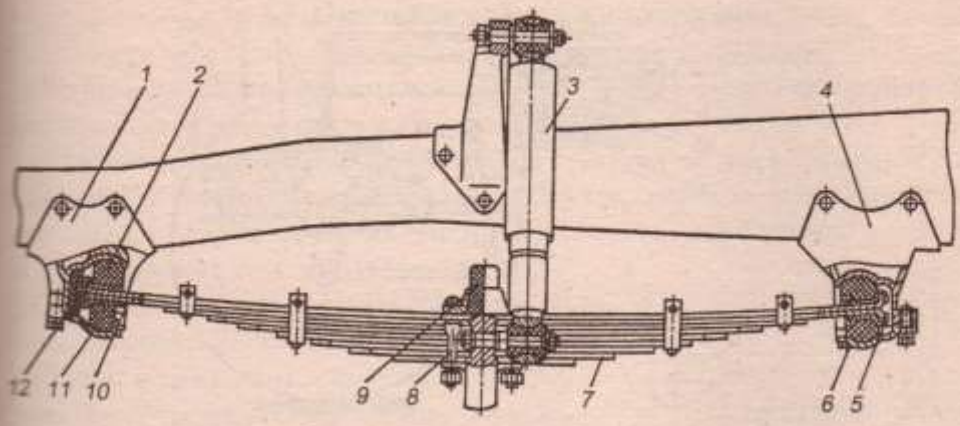


Фиг. 13.8. Схеми на направляващи устройства при независимо окачване
а – с изместване на колелата в напречната равнина, еднолостово; *в, г, д* – същото, но двулостово; *б, е* – с изместване на колелата в надлъжна равнина, съответно еднолостово и двулостово; *ж* – свещно; *з* – полусвещно (окачване Макферсън); *С* – център, около който при странично наклоняване на каросерията се завърта напречното й сечение, минаващо през осите на колелата

колелата и малко изменение на напречната база на КМ. Неговата коравина и носеща способност са големи, благодарение на което това окачване се използва и в автобусите.

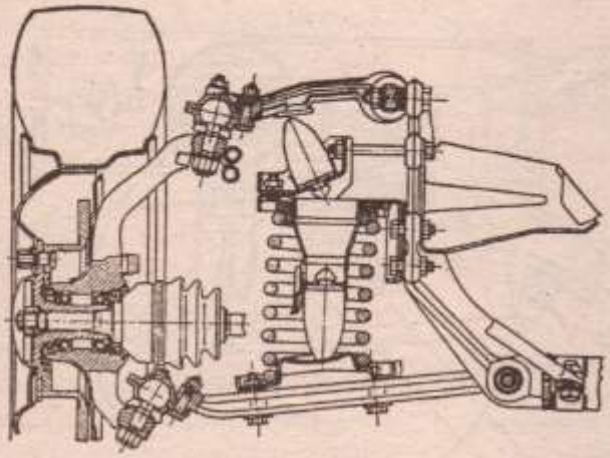
Полусвещното окачване (фиг. 13.8 *з*) е подходящо както за предните, така и за задните колела. Изменението на напречната база е незначително, запазват се ъглите на шенкелния болт и наклонът на колелата. Има малък брой шарнири, компактно е и амортисьорът му служи и за вертикална стойка. Недостатък на това окачване е малката му товароносимост.

На фиг. 13.9 е показана конструкцията на предно окачване на товарния автомобил ГАЗ-53А с листов ресор, а на фиг. 13.10 – на лек автомобил с предно задвижване и пружинен еластичен елемент.



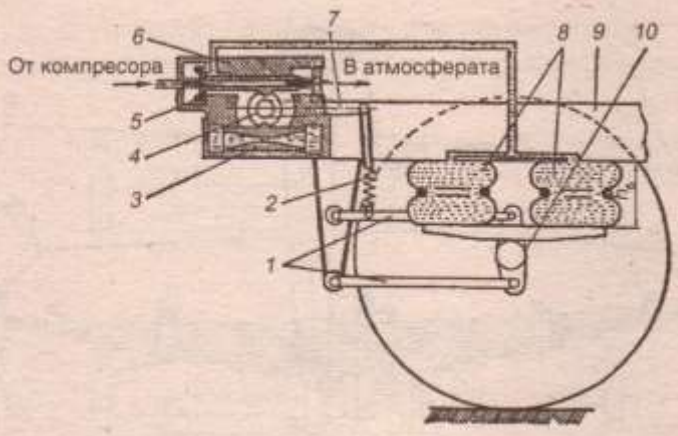
Фиг. 13.9. Предно окачване на автомобил ГАЗ-53А

1, 4 – конзоли; *2, 11* – горна и долна гумена опора; *3* – амортисьор; *5, 10* – специални чашки; 6 – капачка; *7* – ресор; *8* – скоба; 9 – гумен тампон; *12*– гумена опора

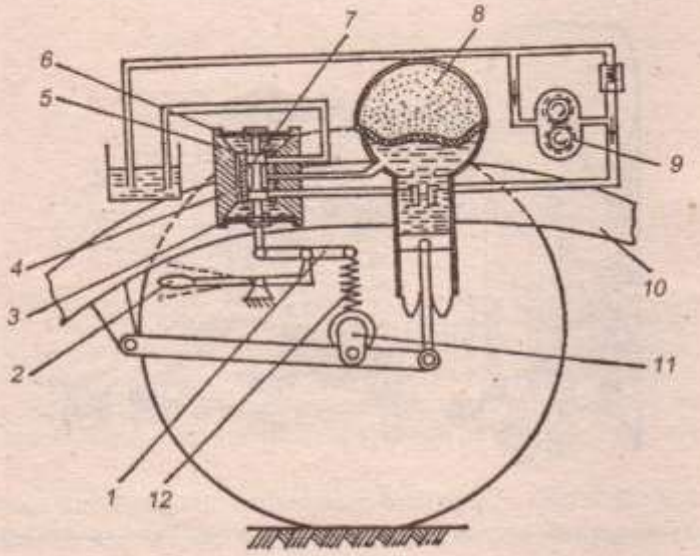


Фиг. 13.10. Трапецовидно предно окачване на лек автомобил с предно задвижване

На фиг. 13.11 и 13.12 е показано регулиране на височината на каросерията при пневматично и при пневмохидравлично окачване.



13.11. Регулатор на височината на каросерията при пневматично окачване
1 – рамена на окачването; *2*– еластична щанга на регулатора; *3* – бутало; *4* – ролка с жлебове, твърдо съединена с хоризонталния люлеещ се лост *7*; *5* – клапан; *6* – тяло на регулатора; *8* – пневмобалони; *9* – рама на автомобила; *10* – греда на моста



Фиг. 13.12. Регулиране на височината на каросерията при пневмохидравлично окачване
1 – лост; *2* – дръжка за ръчно регулиране; *3, 6* – гумени диафрагми; *4* – тяло на регулатора; *5* – калиброван отвор; *7* – разпределителен шибър; *8* – газова камера на пневмохидравличния ресор; *9* – захранваща хидравлична помпа; *10* – рама (каросерия) на автомобила; *11* – посач на ходовото колело; *12* – еластична щанга

13.3. Окачване на верижни машини

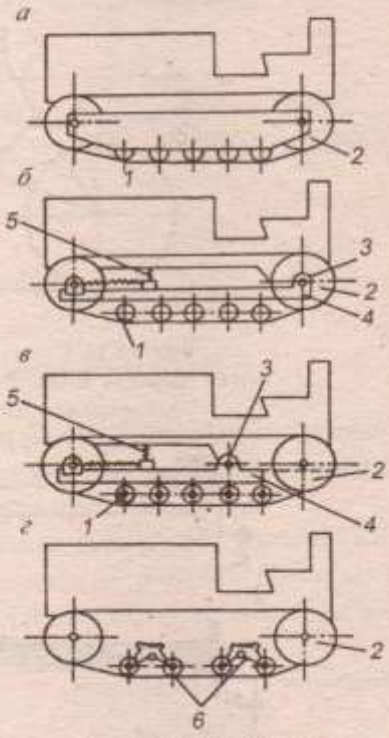
В съвременните верижни машини (ВМ) еластичният елемент в окачването обикновено е листов ресор, спирална пружина или торзион.

Окачването на верижната машина *служи* да свърже рамата ѝ с опорните ролки и да предаде теглото на надресорните части върху осите на опорните ролки. В зависимост от изпълнението на конструкцията окачването е твърдо, полутвърдо (полуеластично) и еластично (фиг. 13.13).

При *твърдото окачване* (фиг. 13.13 *а*) осите на опорните ролки *1* са непосредствено свързани с рамата на машината. Този тип окачване се използва само в някои бавноходови промишлени трактори, предназначени за извършване на строителни работи. В останалите ВМ това окачване не намира приложение поради невъзможността да смекчава ударите, на които е подложен ходовият движител по неравен път.

При *полутвърдото окачване* осите на опорните ролки са закрепени към специалната рама *4*, която отзад е твърдо свързана с рамата на ВМ чрез шарнира *3*, а отпред – чрез еластичния елемент *5*.

Оста *3* може да съвпадне с оста на задвижващото колело *2* (фиг. 13.13 *б*) или да бъде изместена напред (фиг. 13.13 *в*). В първия случай при деформация на еластичния елемент задвижващото колело не изменя положението си и веригата не се опъва допълнително, докато при втория случай оста на задвижващото колело се премества по дъга от окръжност спрямо шарнира *3*, в резултат на което се изменя опъването на веригата. Първият вариант се използва при по-мощните трактори, а вторият – при тракторите с малка и средна мощност.



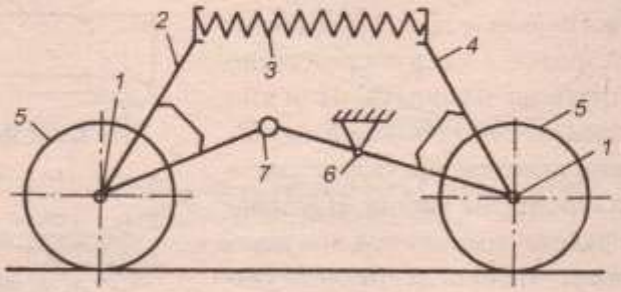
Фиг. 13.13. Окачване на верижни трактори
а – твърдо; *б, в* – полутвърдо; *г* – еластично

Полутвърдото окачване широко се използва в съвременните трактори, като за еластичен елемент служи листов ресор или торзион. Това окачване осигурява равномерно разпределяне на нормалното натоварване на веригите върху почвата.

Еластичното (независимо) окачване на верижните машини може да бъде балансирано (фиг. 13.13 *г*) и индивидуално. При балансираното окачване опорните ролки *6* са свързани на групи с рамата и с еластичните елементи, докато при индивидуалното окачване всяка опорна ролка е свързана с рамата чрез еластичен

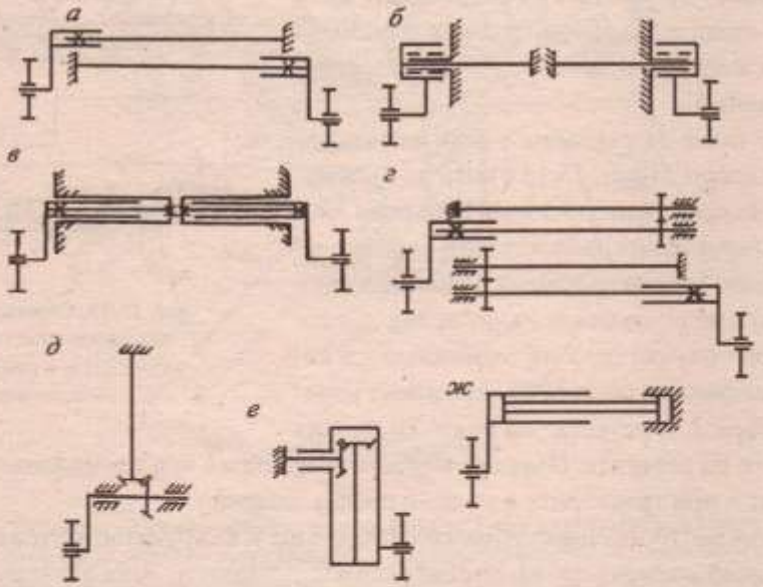
елемент. За еластичен елемент при това окачване се използват листови ресори, цилиндрични пружини или торзиони.

На фиг. 13.14 е показана схемата на колесарка на верижен трактор ДТ-75М, а на фиг. 13.15 – схеми на най-разпространените типове торзионно окачване. Торзионите на двата борда на ВМ са несъосни. Това води до надлъжно изместване на опорните ролки на двата борда една спрямо друга, което не влияе съществено върху експлоатационните показатели на трактора.



Фиг. 13.14. Схема на колесарката на трактор ДТ-75 М

1 – оси на опорните ролки; *2* – малка конзола; *3* – пружина; *4* – голяма конзола; *5* – опорни ролки; *6* – ос на рамата; *7* – ос на конзолите



Фиг. 13.15. Схеми на окачване с торзиони

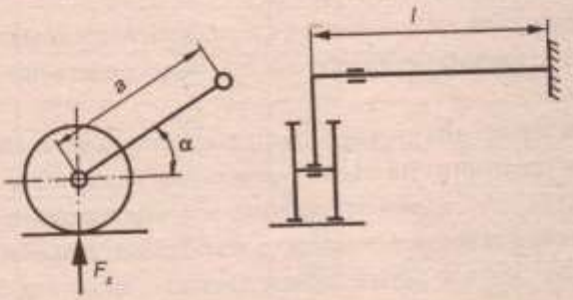
Еластичното окачване осигурява по-плавно движение и възможност за работа на верижните машини при високи скорости. При него разпределението на нормалното натоварване върху веригите в контактната зона е значително по-неравномерно отколкото при полутвърдото окачване.

В окачването на верижните машини като еластичен елемент се използват листови и цилиндрични ресори, а също и торзиони. Най-широко разпространение листовите ресори имат в полутвърдото, а торзионите – в еластичното окачване.

При използване на торзион (фиг. 13.16) в окачването нормалните реакции F_z на всяка опорна ролка създават усукващия момент $M_{ус}$ върху торзиона

$$M_{ус} = k_д F_z a \cos\alpha,$$

където $k_д$ е коефициент, който отчита динамичното натоварване.



Фиг. 13.16. Схема на индивидуално торзионно окачване

Динамичното натоварване и напрежението в ресора определят максималния (динамичния) ход на ролката. В случай че ходът е голям и предизвиква пренапрежение в ресора, поставя се ограничител на хода на ролката.

За изработване на листовите ресори се използват стомана 60С2 или 60С2ХА, които се термообработват и трябва да имат твърдост *НВ* 363–444. Повърхностният слой на термообработените листове на ресора, работещи на опън, трябва да бъдат подложени на заякчаваща пластична деформация.

Пружините се изработват от стомана 60С2 и твърдостта им след термообработка трябва да бъде *HRC* 45–50.

Торзионните валове се изработват от стомана 45ХНМФА и се термообработват.

14. КОЛЕСЕН ДВИЖИТЕЛ

14.1. Общи положения

Колесният движител (задвижващо устройство) е ***предназначен*** да предава силата от теглото на колесната машина върху пътя, да преобразува въртеливото движение на двигателя и трансмисията в постъпателно движение на автомобила, да осигурява необходимото сцепление с пътя и да намалява динамичните натоварвания при движение.

Изисквания. Колесният движител трябва да се характеризира със:

- Минимално съпротивление на търкаляне.
- Голяма радиална и малка странична деформация и малко странично увличане.
- Добро сцепление с пътя, както в надлъжно, така и в напречно направление.
- Статична и динамична уравновесеност.
- Удобство и лекота при монтажно-демонтажни работи.
- Добро самопочистване на грайферите.
- Минимална маса и инерционен момент.
- Безшумност и голяма дълготрайност.
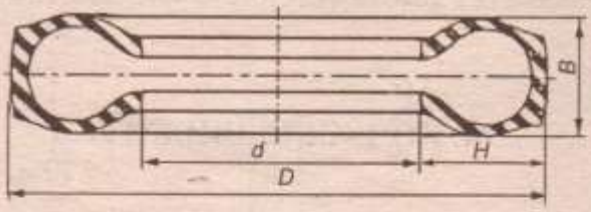
Колесният движител са *ходовите колела*, които предизвикват движението на машината. Това са пневматични устройства, непосредствено свързващи колесната машина с пътя.

В зависимост от предназначението си ходовите колела са *задвижващи* и *задвижвани*. При това могат да бъдат *управляеми* и *спирачни*.

Ходовите колела *се състоят* от следните основни елементи: пневматични гуми; джанти; съединителни части с детайли за закрепване; главини и лагери. Съединителната част може да бъде неразглобяем диск към джантата, самостоятелен диск или спици, които са част от главината.

Пневматична гума (ПГ). Това е най-важната част на ходовото колело, която трябва да осигурява необходимото сцепление с пътя и да смекчава ударите при движение на колесната машина. На фиг. 14.1 са посочени основните размери на пневматична гума. Размерите и маркировката на гумите се нанасят трайно на страниците. На фиг. 14.2 е посочена маркировката на ПГ за лек автомобил.

Индексът на товароносимостта означава максимално допустимото натоварване на единична гума. Този индекс е число от 0 (товароносимост 45 kg) до 279 (товароносимост 136 t). Гумите за леки автомобили имат индексите, посочени в табл. 14.1. Скоростната категория на гумите е дадена в табл. 14.2.



Фиг. 14.1. Основни размери на ПГ
B – широчина на профила; *H* – височина на профила; *d* – монтажен диаметър; *D* – външен диаметър

Според *начина на херметизиране* пневматичните гуми са камерни и безкамерни; по *пропорциите на профила* – обикновени, нископрофилни, свръхнископрофилни; по *конструкцията на каркаса* – диагонални и радиални; *по начина на поддържане на налягането* на въздуха в гумата – гуми с нерегулируемо и гуми с

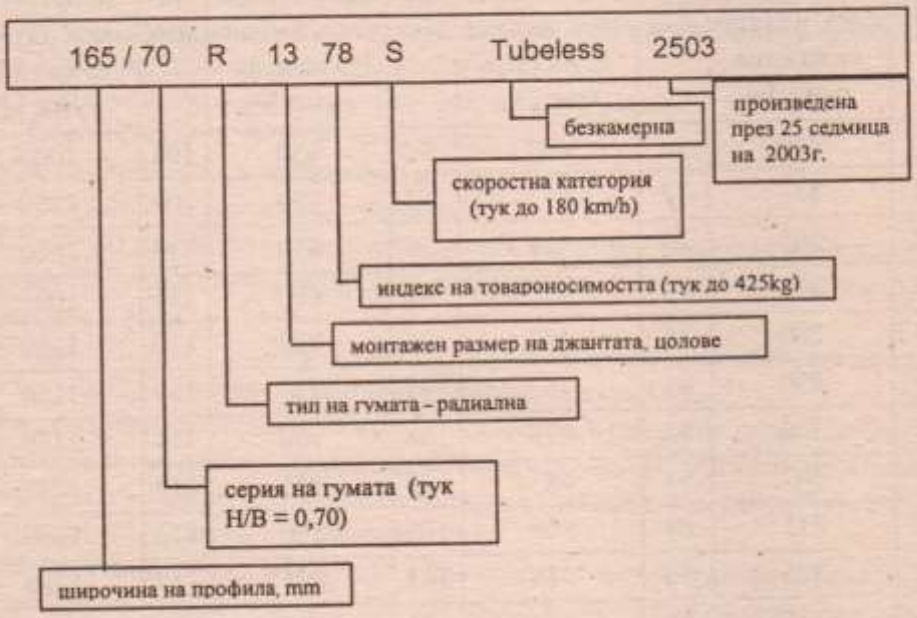
Таблица 14.1. Индекси на товароносимост на ПГ за леки автомобили

Индекс	Допустима маса, падаща се на една гума, kg	Индекс	Допустима маса, падаща се на една гума, kg	Индекс	Допустима маса, падаща се на една гума, kg	Индекс	Допустима маса, падаща се на една гума, kg
60	250	76	400	92	630	108	1000
61	257	77	412	93	650	109	1030
62	265	78	425	94	670	110	1060
63	272	79	437	95	690	111	1090
64	280	80	450	96	710	112	1120
65	290	81	462	97	730	113	1150
66	300	82	475	98	750	114	1180
67	307	83	487	99	775	115	1215
68	315	84	500	100	800	116	1250
69	325	85	515	101	825	117	1285
70	335	86	530	102	850	118	1320
71	345	87	545	103	875	119	1360
72	355	88	560	104	900	120	1400
73	365	89	580	105	925		
74	375	90	600	106	950		
75	387	91	615	107	975		

Таблица 14.2. Скоростна категория на гумите

Означение	Максимална скорост, km/h	Означение	Максимална скорост, km/h	Означение	Максимална скорост, km/h
F	80	M	130	S	180
G	90	N	140	T	190
J	100	P	150	U	200
K	110	Q	160	H	210
L	120	R	170	V	240
				W	270
				Y	300

регулируемо налягане на въздуха; по *вида на рисунката* – пътни, универсални, с повишена проходимост.



Фиг. 14.2. Маркировка на пневматичните гуми за леки автомобили

14.2. Видове пневматични гуми

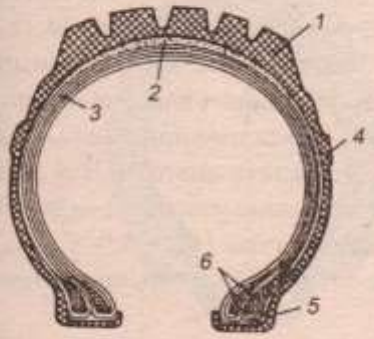
Камерната гума се състои от вътрешна гума, външна гума и колан. Вътрешната гума служи за задържане на сгъстения въздух и представлява тънкостенна гумена обвивка с тороидална форма и вентил с обратен клапан. Коланът има вид на пръстен с плоско сечение. Той предпазва вътрешната гума от прищипване към джантата. В някои случаи (напр. при повечето леки автомобили) коланът не се използва.

Външната гума възприема силите, предавани от сгъстения въздух на стените на вътрешната гума, защитава вътрешната гума от повреди и осигурява сцепването на колелото с пътната повърхност. Външната гума (фиг. 14.3) се състои от протектор *1*, брекер *2*, каркас *3*, страница *4*, бортове *5* с бортови пръстени *6*. Каркасът е основната част на външната гума. Той възприема натоварванията, създавани от налягането на въздуха в гумата и възникващи при предаването на радиални, надлъжни и странични сили. Под действието на вътрешното налягане каркасът се натоварва с много големи сили на опън. Каркасът на гумата се състои от няколко слоя (2–18) гумирана тъкан (корд). Кордните слоеве са закрепени към бортовите пръстени. При *диагоналните гуми* (фиг. 14.4 *а*) нишките на корда на

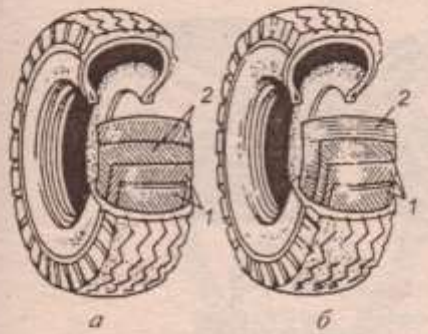
слоевете на каркаса са разположени между бортовете и спрямо средната линия на протектора под редуващи се ъгли, значително по-малки от 90°.

При *радиалните гуми* (фиг. 14.4 *б*) кордните нишки на слоевете на каркаса са разположени под ъгъл 90°, като каркасът е стабилизиран по окръжността със значително неразтеглив брекер.

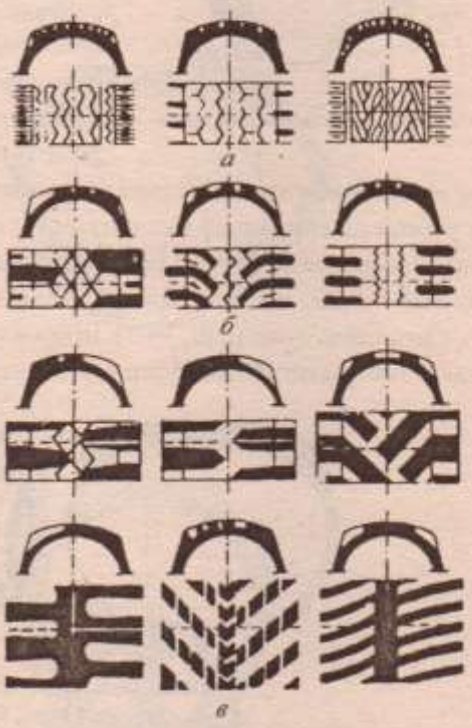
Нишките на корда се изработват от памучна тъкан, вискоза, полиамидни смоли или стоманен тел. По-голямата здравина на нишките на кордната тъкан позволява да се намали броят на кордните слоеве, с което се увеличава радиалната податливост на гумата. Протекторът е дебел слой здрава, износоустойчива гума с релефна част, която осигурява добро сцепление на гумата с пътя. В зависимост от предназначението се използват различни рисунки на протектора. За пътища с твърдо покритие рисунката е със ситни шарки и тесни канали за изтласкване на водата от контактното петно (фиг. 14.5 *а*). За пътища от смесен тип се използва универсална рисунка (фиг. 14.5 *б*). За лоши пътища е подходяща рисунка с едри шарки с широки канали, които служат за сцепление с пътя (14.5 *в*).



Фиг. 14.3. Външна пневматична гума



Фиг. 14.4. Видове пневматични гуми
а – диагонална; *б* – радиална;
1 – брекер; *2* – каркас

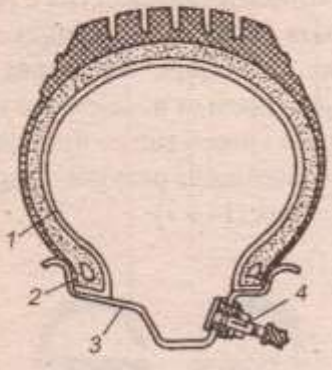


Фиг. 14.5. Типове рисунки на протектора
а – пътна; *б* – универсална;
в – с повишена проходимост

Брекерът е гумен или гуменокорден слой, разположен между протектора и каркаса. Служи за усилване на каркаса и омекотяване на въздействието на ударните

натоварвания от неравностите на пътя. Страниците представляват гумен слой, който покрива страничните стени на каркаса и го предпазва от влага и механични повреди. Страниците са едно цяло с протектора. Бортовите пръстени осигуряват твърдостта на борта и се състоят от няколко успоредни реда стоманен тел, гумен шнур и текстилна обвивка.

Безкамерните гуми (фиг. 14.6) се различават от камерните по това, че имат херметизиращ слой *1* и уплътнителна бортова гума *2* и се монтират върху джантата със специална форма *3* и вентил *4*. Херметизиращият слой се отличава с повишена въздухонепроницаемост и се изработва от специални каучуци. Предимство на безкамерната гума е, че при пробив въздухът излиза от нея бавно, което позволява на водача да спре колесната машина и да избегне аварията.



Фиг. 14.6. Безкамерна гума

Пропорциите на профила на гумата оказват голямо влияние върху свойствата ѝ. Основен показател за гумата е *отношението на височината на профила към широчината му H/B* (фиг. 14.1). Колкото по-малко е *H/B*, толкова по-малки са износването, страничното увличане, съпротивлението при търкаляне и шумът. Освен това при еднакъв външен диаметър на гумата намаляването на *H/B* позволява увеличаване на диаметъра на джантата и подобряване условията за вместване и работа на спирачния механизъм. За обикновените гуми $H/B = 0{,}9–1{,}1$. За леки автомобили се използват нископрофилни гуми с $H/B < 0{,}88$ и свръхнископрофилни $H/B < 0{,}82$, $H/B < 0{,}70$ и $H/B < 0{,}60$.

Специални гуми (фиг. 14.7). Широкопрофилните гуми ($H/B = 0{,}6–0{,}9$) се използват в товарните автомобили вместо сдвоени обикновени и имат значително по-

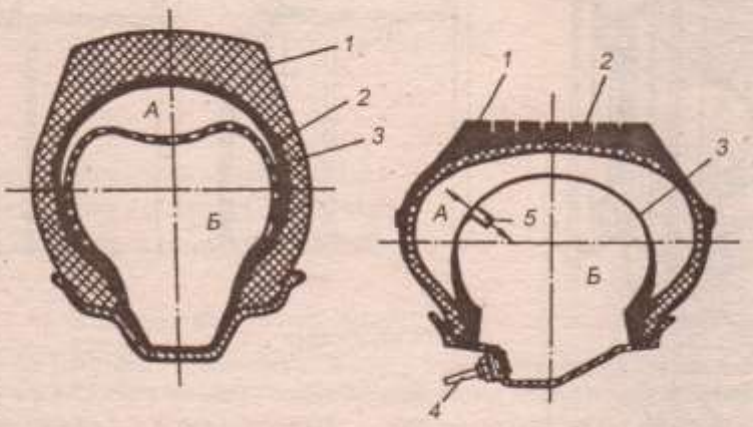


Фиг. 14.7. Специални пневматични гуми
а – широкопрофилна; *б* – аркова; *в* – свръхбалонна

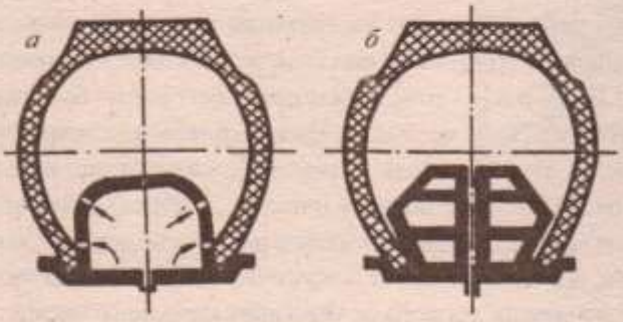
добри експлоатационни свойства, по-малка маса и водят до намаляване на разхода на гориво. Арковите ($H/B = 0{,}35–0{,}5$) и свръхбалонните ($H/B = 0{,}24–0{,}4$) гуми работят с ниско налягане и се използват за специализирани и специални колесни машини, предназначени за движение без пътища и по терени с малка носеща способност (сняг, пясък, блатиста местност).

Гуми с регулируемо налягане. За разлика от обикновените гуми имат увеличена с 20–40% широчина на профила, понижено 1,5–2 пъти вътрешно налягане, намалена твърдост на каркаса (намален е броят на координите слоеве), повишена еластичност на протектора. Вентилът на гумата е без обратен клапан. Такива гуми могат да работят с променливо налягане от 0,05 до 0,35 MPa, стойността на което се избира от водача в съответствие с пътните условия. Регулирането на налягането се извършва по време на движение чрез специално устройство, монтирано на колесните машини.

За повишаване на безопасността на движението се използват двукамерни гуми (фиг. 14.8), които се състоят от външната обвивка *1* (като безкамерна гума), херметизиращия слой *2* и диафрагмата *3*, изработена от 2–3 слоя гумиран полиамиден корд. Външното пространство *А* се запълва с въздух чрез клапана *5*, а вътрешното *Б* – чрез вентила *4*. При пробождане на гумата се изпуска въздухът само от *А*, докато въздухът в пространството *Б* се запазва и гумата още може да се използва.



Фиг. 14.8. Двукамерна гума

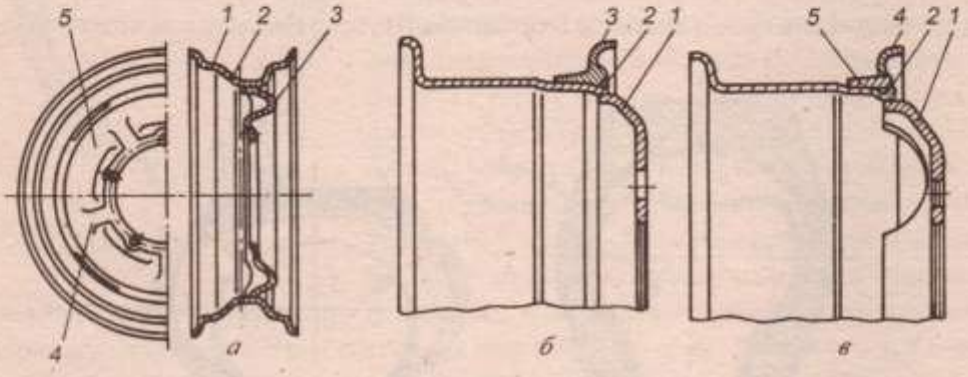


Фиг. 14.9. Гума с ограничител на деформацията

За повишаване на безопасността на движението се използват и гуми с ограничители на деформацията, които са твърди – метални или пластмасови (фиг. 14.9 *а*).

14.3. Други елементи на колесния движител

Джанти. Джантата има специален профил и *служи* за монтиране на пневматичната гума върху нея. Профилът на джантата може да бъде дълбок или плосък. Джантата с *дълбок профил* (фиг. 14.10 *а*) се използва предимно при леки и лекотоварни автомобили. Вдлъбването на профила служи за осигуряване на възможност за монтаж на гумата. Джантите с дълбок профил са с голяма коравина, малко тегло и са лесни за изработване, но се използват само за гуми със сравнително неголеми размери и висока еластичност на бортовата част. При джантите с *плосък профил* (фиг. 14.10 *б, в*), които се използват в товарни автомобили, автобуси, трактори и кари, монтирането на гумата става чрез разглобяване на бортовия пръстен.



Фиг. 14.10. Джанти

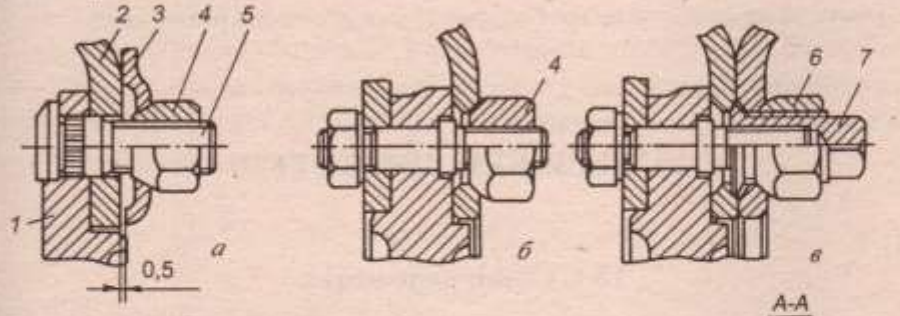
а – с дълбок профил за лек автомобил: *1* – гривна на джантата; *2*– монтажно вдлъбване; *3*– място за закрепване на декоративен капак; *4* – усилващо ребро; *5* – диск; *б, в* – с плосък профил за автомобил: *1* – диск; *2* – гривна на джантата; *3* – разрязан бортов (страничен) пръстен; *4* – неразрязан бортов (страничен) пръстен; *5* – разрязан заключващ пръстен

Закрепването на джанти с дискове към главините на съвременните машини става обикновено по някои от начините, показани на фиг. 14.11. Закрепванията, показани на фиг. 14.11 *а, б* и *в*, са известни в практиката като болтова центровка. В някои случаи с цел избягване на саморазвиване резбата за закрепване на десните колела е дясна, а на левите колела – лява. Със същата цел при някои колесни машини с дясна резба на закрепващите шпилки (болтове) гайката се изпълнява с плоско чело, а под нея се поставя пружинна шайба със сферично чело.

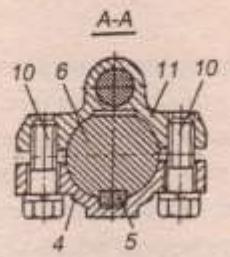
В много случаи, когато единият от мостовете на колесната машина е значително по-натоварен от другия, на него се монтират сдвоени колела.

Съединителен елемент и главина. Съединителният елемент (дискът *1*, фиг. 14.10 *б*) се изработва от листова стомана и е изпъкнал за повишаване на коравината му. В много случаи се правят отвори, с които се намалява теглото на колелото и се подобрява охлаждането на гумите и спирачките.

Бездисковите колела имат съединителна част, изработена заедно с главината. Тези колела са разглобяеми и се състоят от сектори, които се съединяват със специален пръстен.



Фиг. 14.11. Закрепване на дисковете към главините
а – при лек автомобил; *б*, *в* –при единични и сдвоени колела за тежки колесни машини; *1* – главина; *2* – спирачен барабан (диск); *3* – диск; *4* – гайка; *5* – шпилка; *6* – гайка за закрепване на външното колело; *7* – гайка за закрепване на вътрешното колело

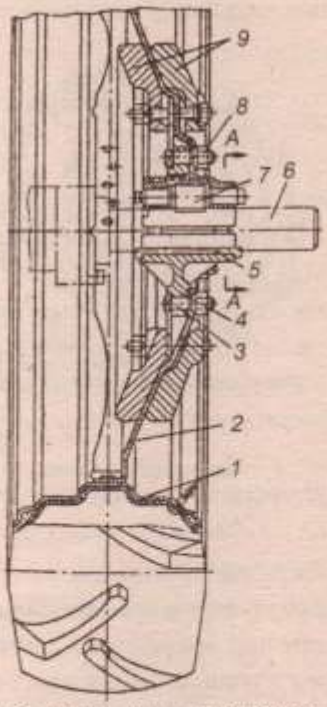


Главините за дисковите колела се изработват с центроващи фланци за закрепване на диска на колелото и спирачния барабан или диск.

Главините за бездисковите колела имат специално обработени спици, изработени заедно с главината, които служат за центроване на джантата.

Съвременните трактори са снабдени с ходови колела с пневматични гуми. За задвижващите ходови колела гумите са пневматични за ниско налягане (0,08–0,11 MPa), а за управляемите – с налягане в гумите 0,15–0,25 MPa. Първите трябва да осигуряват добро сцепление с пътя, а вторите – добра управляемост на трактора.

Всички тракторни пневматични гуми са предвидени за работа със скорост до 35 km/h. В зависимост от отношението на външния диаметър D към широчината на профила B гумите условно се разделят на тесни (D/B = 6–7), средни (D/B = 4,7–6) и широки (D/B = 4–4,5).



Фиг. 14.12. Задвижващо ходово колело на трактор МТЗ-80
1 – джанта; *2* – диск; *3*, *10* – болтове; *4* – главина; *5* – шпонка; *6* – полувал; *7* – червяк; *8* – гайка; *9* – тежест; *11*– втулка

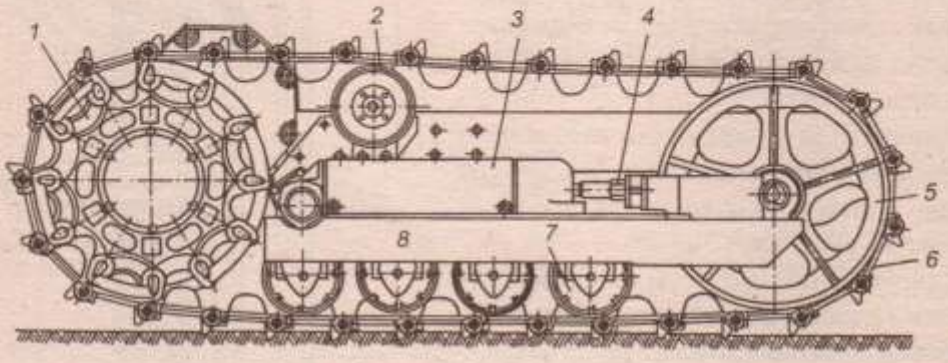
На фиг. 14.12 е показано задвижващо ходово колело на трактор Болгар МТЗ-80, което е поставено на полувала чрез разрязаната втулка *11* и шпонката *5*. Втулката *11* е снабдена с червяка *7*, с който ходовото колело може да се премества надлъжно по полувала, за да се достигне необходимото междуколесно разстояние.

15. ВЕРИЖЕН ДВИЖИТЕЛ

15.1. Общи положения

Верижният движител (задвижващото устройство) е *предназначен да преобразува въртеливото движение*, предавано от трансмисията, в постъпателно движение на верижната машина. Освен това служи като опора на машината и осигурява необходимото сцепление с пътя.

Верижният движител *се състои* (фиг. 15.1) от задвижващо верижно колело *1*, направляващо колело *5* с опъващо *4* и амортизиращо *3* приспособление, опорни *7* и поддържащи *2* ролки и верига *6*.



Фиг. 15.1. Верижен движител
1 – задвижващо колело; *2* – поддържащи ролки; *3* – амортизиращо приспособление; *4* – опъващо устройство; *5* – направляващо колело; *6* – верига; *7* – опорни ролки; *8* – рама

Верижният движител в сравнение с колесния има по-голяма контактна площ, осигурява по-малко специфично налягане, по-голяма проходимост и добро сцепление при движение по мек път, но е по-сложен и скъп за производство и експлоатация и е с по-малка дълготрайност.

Основните *изисквания* по отношение на верижния движител са:

• Осигуряване на висока проходимост по твърди и меки почви (блата, сняг, пясък), преодоляване на наклони до 30–35° и различен по род естествени и изкуствени препятствия (ровове, прагове, дълбоки водоеми и др.).

• Висок к.п.д.

• Достатъчна надеждност.

• Малко тегло и габарити при достатъчна якост, трайност и надеждност (тегло до 20 % от общото тегло).

• Простота и технологичност на конструкцията, удобство при обслужване и ремонт в полеви условия, минимум регулировка в експлоатационни условия.

За да се осигури висока проходимост, необходимо е преди всичко ниско *средно специфично налягане* върху почвата

$$p_{\text{ср}} = \frac{G}{2Lb}, \tag{15.1}$$

където G е теглото на машината, N;

L – дължината на опорната площ на движителя, m;

b – широчината на веригата, m.

Повечето селскостопански и транспортни верижни машини имат $p_{\text{ср}} \approx 0{,}04$–$0{,}06$ MPa.

За верижни машини от среден и тежък клас (30–50 t) $p_{\text{ср}} \leq 0{,}08$–$0{,}082$ MPa. При по-големи стойности на $p_{\text{ср}}$ рязко се намалява носещата способност на почвата, а оттам и проходимостта на машината.

Верижните машини с особено висока проходимост (снего- и блатоходи) трябва да имат $p_{\text{ср}} \leq 0{,}015$–$0{,}020$ MPa.

За сравнение може да се приведат следните данни за $p_{\text{ср}}$: пешеходец – 0,05–0,06 MPa, скиор – 0,01 MPa, аерошейни – 0,06 MPa.

При по-широки вериги се намалява забиването на грайферите в почвата (при еднакви $p_{\text{ср}}$). За предпочитане е да се увеличава b и намалява L. Значителното разширяване на веригите не може да се постигне поради ограничението за габаритна широчина на машината (от железопътния транспорт $b < 3{,}25$ m). Освен това, за да се запази здравината на конструкцията при увеличаване на широчината, значително се увеличава теглото. Увеличаването на теглото води до повишаване на динамичното натоварване във веригите (особено за бързоходните машини), понижаване на к.п.д. и износване на движителя.

К.п.д зависи от типа и конструкцията на движителя (конструкцията на опорите, разположението на задвижващите колела, конструкцията на зацепване на веригата с колелото, теглото на веригата и др.). По-висок к.п.д. и по-висока проходимост имат веригите с гумено-метални шарнири или с иглени лагери на шарнирите, които обаче са по-сложни и имат по-голямо тегло.

Надеждността на движителя се определя основно от износоустойчивостта на шарнирите и зацепването им. Вериги с открит метален шарнир имат най-малка износоустойчивост. Техният ресурс не превишава 2000–3000 часа. Веригите с гумено-метални шарнири работят до 5000–8000 часа, а веригите с иглени лагери – няколко десетки хиляди километри.

Верижните движители, използвани в съвременните машини, са:

- С повдигнати или с опорни направляващи колела.
- С предно или със задно разположение на зъбното задвижваващо колело.
- Със или без поддържащи ролки.
- С различен тип шарнири на веригите – с открит или закрит шарнир, с гумено метални шарнири, с плъзгащи или с иглени лагери и др.

Основните компановъчни схеми, намерили приложение във верижните машини, са със задно или с предно разположение на задвижващото колело.

При *задно разположение на задвижващото колело* к.п.д. за скорост на движение до 35 km/h е по-голям в сравнение с предното разположение. При *предно разположение на задвижващото колело* и по-голяма скорост горният клон на веригата е подложен на опън, намаляват се трептенията му и се увеличава общият к.п.д. В този случай направляващото колело е спуснато на земята и работи като опорно, с което се увеличава контактната площ. Недостатък на тази схема е трудността при преодоляване на препятствия при движение на заден ход.

Задвижващите колела трябва да отговарят на следните *специални изисквания*: да предават въртящия момент на веригата при всички условия на движение; да се самопочистват от кал и сняг.

Зъбният венец на задвижващото колело се отлива от стомана 40, 45, 50, специална хромникелова или хромванадиева стомана. Венецът се термообработва до твърдост *HRC* 48–60.

15.2. Елементи на верижния движител

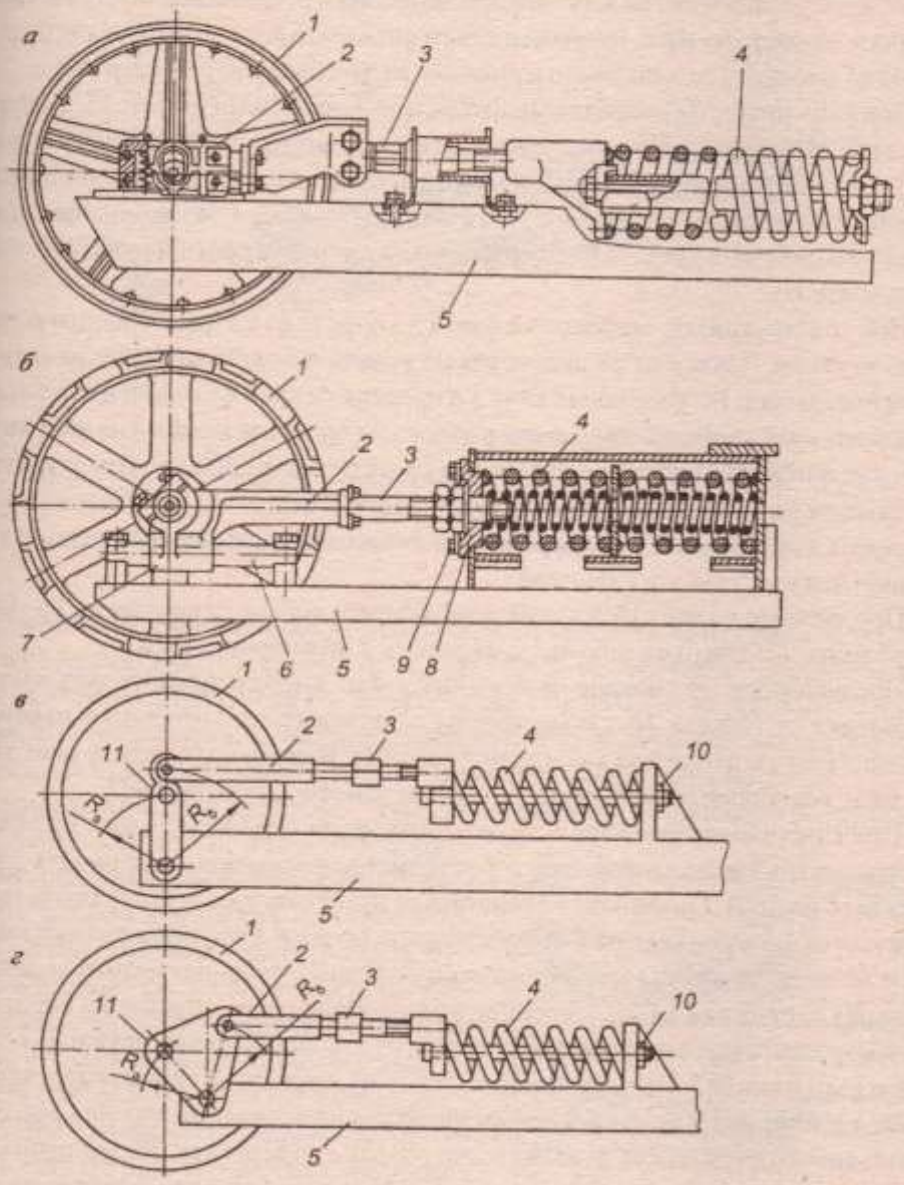
Направляващи колела. Във верижните движители тези колела са снабдени с опъващи и амортизиращи приспособления (фиг. 15.2).

Степента на опъване на веригата се променя чрез изменение на разстоянието между осите на направляващото и задвижващото колело на верижния движител. За тази цел направляващото колело може да се измества, като в едни конструкции оста му е закрепена неподвижно, а в други се задържа в необходимото положение чрез пружини. Първите конструкции се използват предимно при верижни трактори с еластично окачване, докато вторите намират приложение повече при полутвърдото окачване.

Опъващото приспособление най-често е обединено с амортизиращото.

За регулиране на опъването на веригата, а също и за нейното поставяне и сваляне направляващите колела трябва да имат възможност за преместване. Нормалното опъване на веригата се определя в зависимост от провисването на горния й клон. Във верижните машини се използват механични и хидравлични опъващи приспособления. При по-голямо опъване на веригата се увеличават загубите при придвижване на машината и се повишава натоварването във верижния

движител. При по-малко опъване се нарушава зацепването на верижното колело с веригата и се увеличава износването на елементите ѝ.



Фиг. 15.2. Схеми на направляващи колела с опъващи и амортизиращи приспособления
а, б – с плъзгач; *в, г* – с коляно

Амортизиращото устройство, което най-често е с пружини, дава възможност направляващото колело да се премества и да намалява опъването на веригата, като предпазва верижния движител от счупване при преминаването на машината върху препятствия или попадането на твърди предмети в него.

Увеличаването на степента на опъването на веригата над нормалната независимо от това, че подобрява зацепването особено при износено верижно зъбно колело, води до увеличаване на загубите при движение и предизвиква по-големи напрежения в ходовата му част. Намаляването на опъването води до влошаване (нарушаване) на зацепването и по-бързо износване на зацепващите се повърхнини.

При изпълнение на направляващото колело *1* по схемата на фиг. 15.2 *а* веригата се опъва чрез въртене на регулиращия винт *3*, чийто край е свързан с плъзгача *2*. В плъзгача е закрепена оста на направляващото колело *1*. При регулирането са освободени болтовете. Предварително свитата пружина *4* на амортизиращото устройство смекчава ударите върху рамата *5* на опорните ролки и рамата на верижната машина.

При конструкцията, показана на фиг. 15.2 *б*, оста на направляващото колело *1* чрез втулката *7* може да се премества по водача *6*, закрепен върху рамата *5* на опорните ролки. Регулиращият винт *3* в предния си край е съединен с плъзгача *2*, а задният край свободно преминава в отвора на опорната шайба *8* на амортизиращото устройство. Веригата се опъва чрез регулиращата гайка *9*. Предварителното свиване на пружините *4* (с разделителна шайба между тях), поставени в тръба, заварена към рамата 5, не се предава на веригата, а се поема от предния капак, прикрепен към тръбата с болтове.

При схемите на фиг. 15.2 *в, г* направляващите колела са поставени на коляновите вилки *11*, които са закрепени на рамата *5* на опорните ролки.

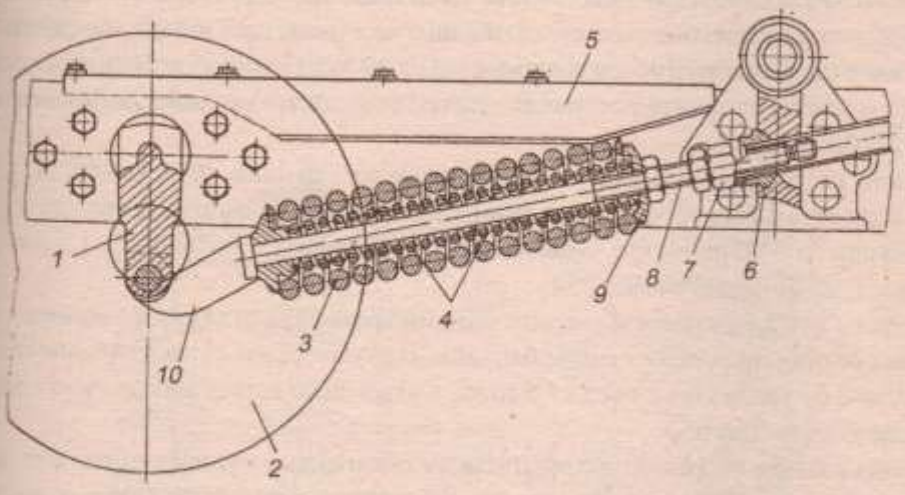
Предварителното свиване на пружината *4* на амортизиращото устройство се извършва от гайката *10*. Опъването на веригата се извършва чрез въртене на винта *3* (това е профил за ключ върху винта *3*). В някои случаи този винт трябва да бъде освободен от закрепването му към рамото *2* на вилката *11*.

При еластичното окачване оста на направляващото колело *2* (фиг. 15.3) заедно с опъващото *3* и амортизиращото *4* устройство се закрепва към рамата *5* на верижната машина. Опъването на веригата се извършва чрез регулиращата гайка *7*, поставена върху опъващия *8* със сферичната опора *6*. Работната дължина на винта *3* може да се изменя и коляновата ос *1* заедно с направляващото колело *2* се завърта напред или назад, с което се изменя степента на опъване на веригата.

Амортизиращото устройство се състои от две цилиндрични пружини *4*, поставени върху винта *3*. Регулирането на силата на пружините се извършва чрез гайката *8* и опорния фланец *9*. При преминаване на верижната машина върху препятствие се предизвиква допълнително опъване на веригата. Тогава направляващото колело *2*, като завърта коляновата ос *1*, се премества назад заедно с вилката *10*. В случая обтягащият винт *3* остава в същото си положение, а амортизиращите пружини *4* се свиват допълнително, което предпазва рамата *5* на машината от удари. След преминаване на препятствието направляващото колело под действието на пружините се връща в първоначалното си положение.

Предварителното опъване на пружината на амортизиращото приспособление е $F_{пр} = 0{,}8G$, където G е теглото на машината. Максималната сила на пружината

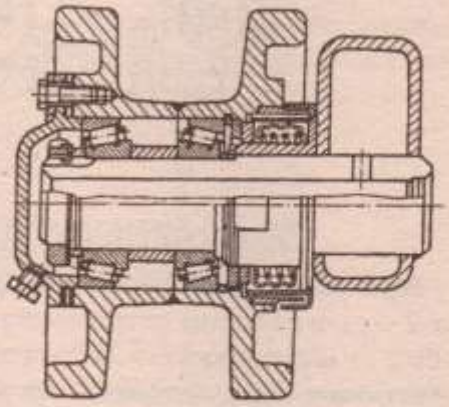
трябва да бъде $F_{пр\ max} = (1{,}2–2)G$. Работният ход в съществуващите верижни машини е 60–130 mm.



Фиг. 15.3. Направляващо колело при еластично окачване

Пружините се изработват от стомана 60С2. Твърдостта на пружината, подложена на термообработка, трябва да бъде *HRC* 45–50. Крайните (опорните) навивки трябва да бъдат огънати и механично обработени на дължина 2/3 от окръжността на навивката. Дебелината на челните крайни навивки след обработка трябва да бъде не по-малка от 1/4 от диаметъра на прътовия материал.

Опорни ролки. Тези ролки осигуряват преместването на машината по веригата и трябва да оказват най-малко съпротивление на търкаляне и висока надеждност на верижната машина при работа в различни условия. По конструкция опорните ролки са единични и двойни, със или без еластичен елемент, с плъзгащи или търкалящи лагери и др.



Фиг. 15.4. Опорна ролка на трактор Болгар Т-54 В

Един от основните проблеми при опорните ролки (фиг. 15.4) е да се осигури мазането им. През последните години благодарение на конструирането на сигурни уплътнения се въвежда централизирано мазане с масло, с което рязко (над 20–30 пъти) се увеличават периодите до техническото обслужване на опорните ролки и се намалява разходът на масло.

Летите опорни ролки се изработват от стомана 45Л или 45 ФЛ, а щампованите и щамповано-заварените ролки – от стомана 50 Г. Венецът на опорните ролки в

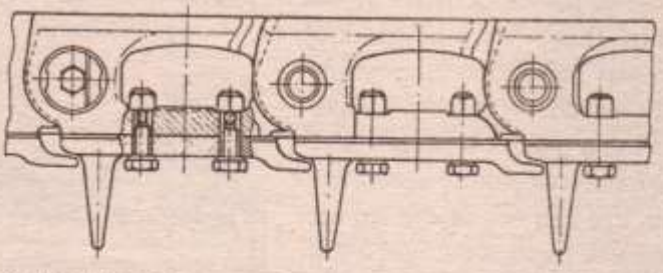
местата на съприкосновение с веригата трябва да бъде закален до твърдост на повърхнините, не по-малка от *HRC* 50, а на дълбочина, не по-малка от 6 mm – не по-малко от *HRC* 40. При това обемно закаляване не се допуска. За щамповани опорни ролки от листова стомана с дебелина на венеца до 8 mm дълбочината на закаления слой трябва да бъде не по-малка от 40 % от нейната дебелина. В останалите места на опорните ролки (без венеца) твърдостта не трябва да превишава *HRC* 25–30.

Осите на опорните ролки се изработват от стомана 40, 45, 40Х и 45Х. Повърхността на осите, работещи съвместно с плъзгащи лагери, трябва да бъдат подложени на повърхностно закаляване на дълбочина, не по-малка от 1,5 mm, до твърдост, не по-малка от *HRC* 54.

За да се намалят шумът и ударите в някои транспортни верижни машини, използват се опорни ролки с гумени бандажи. В случая обаче съпротивлението при търкаляне се увеличава с около 1,5 пъти, а освен това използваната гума трябва да бъде маслоустойчива.

Поддържащи ролки. Конструкцията им обикновено е унифицирана с тази на опорните ролки. Поддържащите ролки работят в значително по-леки условия в сравнение с опорните и техните размери най-често са определени по конструктивни съображения.

Вериги на верижния движител. Веригите трябва да осигуряват високи сцепни свойства на верижната машина и малко съпротивление на движение независимо от работните условия. В зависимост от конструкцията веригите са със съставни звена (фиг. 15.5) или с цели (лети) звена (фиг. 15.6).



Фиг. 15.5. Верига със съставни звена на трактор Болгар ТЛ-45

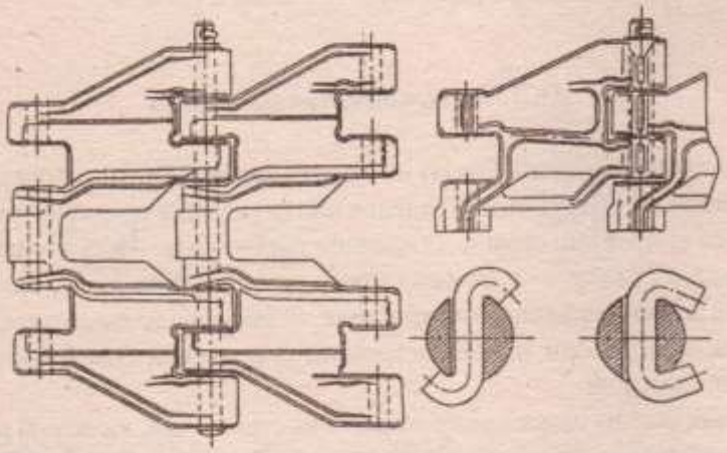
Веригите със съставни звена имат сравнително голяма трайност, приблизително 2–3 пъти по-голяма от трайността на веригите с лети звена. Съставните вериги обаче са много тежки (до 25 % от теглото на машина) и сложни за изработка и обслужване. Имат увеличено съпротивление при движение с голяма скорост.

Веригите с лети звена се използват без механична обработка, с открити шарнири, сравнително по-леки са (5–15 % от теглото на машина) и намират широко приложение при тези машини.

В световното машиностроене през последните години усилено се работи по създаването на *гумено-метални вериги*, които се смятат за перспективни за ве-

рижните машини. При тях непосредственият контакт и триенето на металните повърхности е заменено с вътрешно триене между частиците на специални гумени елементи, поставени в местата, където са свързани звената на веригата.

Гумено-металните вериги са безшумни, имат висок к.п.д. и добра износоустойчивост при работа в абразивна среда. Те намаляват ударите, които се предават от верижния движител към трансмисията на машината.



Фиг. 15.6. Верига с лети звена

Летите верижни звена се изработват от високоманганова стомана ЛГ13. При съставните звена основата (тракът) се изработва от специална стомана 40 или 45 и се закаляват до твърдост *HB* 320–388. Втулките и осите се изработват най-често от нисковъглеродна стомана 15 или 20, след което се подлагат на цементация и закаляване до твърдост, не по-малка от *HRC* 54.

Веригите са едни от най-натоварените и уязвими детайли на верижната машина. В зависимост от конструкцията и работните условия тяхната трайност е различна и може да бъде от 1000 до 5000 h.

16. СПЕЦИАЛНА И СПЕЦИАЛИЗИРАНА АВТОТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА

Специалните автомобили по конструкция са с постоянно монтирана апаратура, съоръжения или машини, които не позволяват използването им за други цели. Специални автомобили са: автомобил-самосвал; автомобил с цистерна; автомобил с тежък кран; автомобил-бетоновоз; автомобиловоз; автомобил-линейка; автомобил-седлови влекач; автомобил-циментовоз; противопожарен автомобил; комунален автомобил; автомобил-лесовоз; аварийен автомобил и др.

Специализираните автомобили са предназначени за транспортиране на определен вид товари, за което са снабдени със специални товаро-разтоварни устройства. Към тях се отнасят автомобилите от следните типове: самонатоварващи се (с кранове, товароподемни бордове и др.); автомобил евакуатор (паяк); тежкотоварни влекачи за превозване на тежки неделими товари; автомобили със сменяема каросерия (контейнеровози и др.); автомобили-фургони (вкл. изотермични и хладилни), и др.

16.1. Автомобили-самосвали

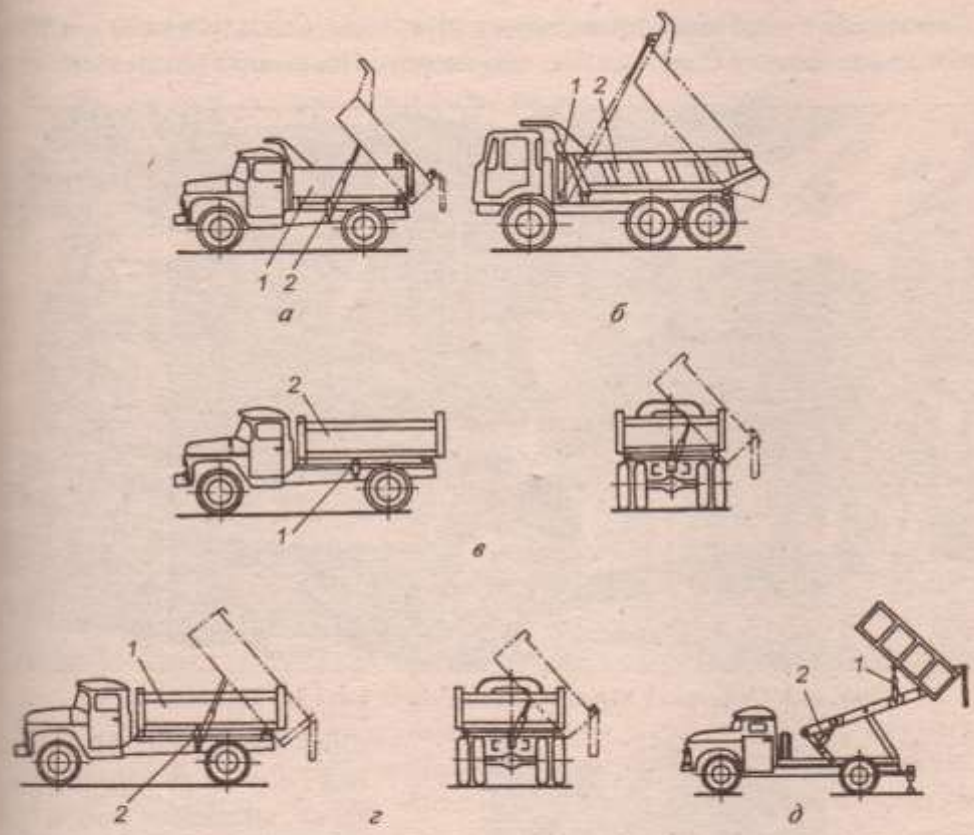
Автомобилите-самосвали спадат към специалната АТТ. Изработват се на база на автомобилите с общо предназначение или като специални конструкции. Приспособени са за превозване ване на насипни товари на малки разстояния. Шасито на самосвала, за разлика от базовия модел на автомобил с бордова каросерия, има скъсена рама и обръщаща се каросерия. Освен това на самосвалите се поставят усилени задни ресори, изменя се мястото за закрепване на резервното колело и на задните светлини.

По *предназначение* самосвалите се делят на строителни, кариерни и селскостопански. По *начина на разтоварване* самосвалите са (фиг. 16.1): *а*, *б* – със задно разтоварване; *в* – с двустранно (или едностранно) странично разтоварване; *г* – с тристранно разтоварване; *д* – с разтоварване след предварително повдигане на коша.

Строителни самосвали. Служат за превозване на насипни товари (пръст, пясък, баластра и др.). Обемът на каросерията с формата на кош при тези видове самосвали обикновено се изчислява за плътност на товара около 1700 kg/m^3. Автомобилите-самосвали се характеризират с по-къса база от бордовите автотранспортни средства, с което се подобрява тяхната маневреност.

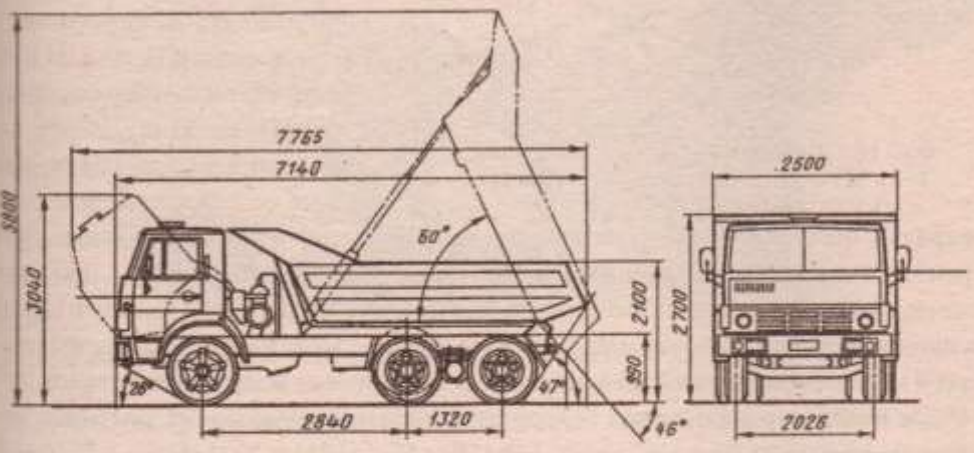
Строителните самосвали обикновено са с тристранно или с двустранно разтоварване и може да се използват за работа в състав на автовлак. За пълно изсипване на товара от каросерията на самосвала ъгълът на наклона ѝ трябва да бъде значително по-голям от естествения ъгъл на сцепчане на основните товари, за които е предназначен самосвалът. За строителни самосвали с отварящи се капаци този ъгъл е не по-малък от 45°. В някои случаи, особено през зимата, се наблюдава залепване или замръзване на товара към дъното на каросерията, в резултат на което при повдигането ѝ докрай в нея може да остане част от товара. При това се затруднява експлоатацията и се получават неблагоприятни натоварвания в конструкцията. Ето защо се прибягва до подгряване на дъното на каросерията с отработилите газове на двигателя.

У нас най-голямо разпространение имат строителните автомобили-самосвали ЛИАЗ Мадара МТС 24 (4 × 2) и МТСП 24 (4 × 4), КамАЗ 5511 (фиг. 16.2), МАЗ 5549 и КрАЗ 2566-1. Изброените автотранспортни средства имат сравнително голяма максимална скорост на движение (70–90 km/h).



Фиг. 16.1. Основни принципни схеми на самосвали

а, б – със задно разтоварване; *в* – със странично (едностранно или двустранно) разтоварване; *г* – с тристранно разтоварване; *д* – с разтоварване след предварително повдигане на коша

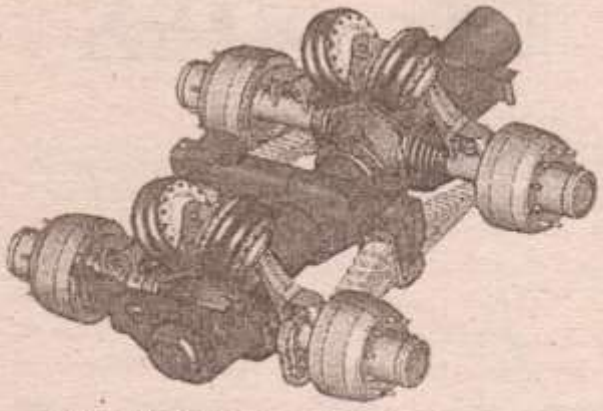


Фиг. 16.2. Автомобил-самосвал КамАЗ 5511 – габаритни размери

Самосвали с повишена проходимост (фиг. 16.3). Създадени са за особено тежки пътни условия (кал, наклони, неравности). Показаният чешки самосвал,



Фиг. 16.3. Самосвал с повишена проходимост Tatra 815-260S25 (6 × 6)



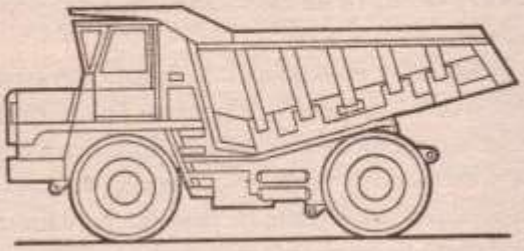
Фиг. 16.4. Среден и заден мост за самосвал Tatra 815-260S25 с повишена проходимост

който има товароносимост 16,4 t и обем на каросерията 9,0 m^3, преодолява наклон при пълна маса 81,7 %. За тези самосвали са разработени нов среден и заден мост с окачване King Frame (фиг. 16.4). Еластичният елемент са листови ресори и четири пневмобалона, натоварването на моста е до 15 t.

Кариерни самосвали (фиг. 16.5). Предназначени са за превозване на материали, които не се повреждат при разтоварване чрез изсипване. Намират широко приложение в открити рудници, при строителство на насипи, канали, язовирни стени и други големи обекти, при които се налага преместване на значителни обеми земна маса, скални късове и други насипни материали. Работят извън пътната мрежа, тъй като габаритните им размери и максималните натоварвания на мост превишават допустимите норми.

У нас разпространение имат белоруските кариерни самосвали с различна товароносимост – 30 t (БелАЗ 75404), 120 t (БелАЗ 75121) и 200 t (БелАЗ 75303) и др. Кариерните самосвали се характеризират с къса база, дизелов двигател с мощ-

ност 310–1760 kW, хидромеханични и електрически трансмисии и хидропневматични окачвания. Всичко това им осигурява много добри теглителни свойства, висока проходимост, маневреност и добра плавност на движение.



Фиг. 16.5. Общ вид на карнерен самосвал

Особеност на подемните механизми за каросерията на някои от кариерните самосвали тип БелАЗ е наличието на два хидравлични телескопични цилиндъра, всеки с пет подвижни звена. При това последната степен на цилиндъра е с двойно действие, като осигурява задържане на каросерията. Каросерията на кариерните самосвали е с повдигната задна част и наклон напред, което намалява височината и премества напред масовия център на машината, като увеличава натоварването на предния мост.

Друг голям производител на кариерни самосвали е японската фирма Komatsu. Асортиментът от осем самосвала обхваща товароносимост от 54 до 290 t (фиг. 16.6). Най-големият от тях е моделът 930E с дизелов двигател, който задвижва електрогенератор. Трансмисията е електрическа, а пълната му маса е 480 t.



Фиг. 16.6. Кариерен самосвал Komatsu HD1200 с товароносимост 130 t

Селскостопански самосвали. Служат за транспортиране на различни видове селскостопански товари с плътност от 300 до 1700 kg/m^3, поради което е наложително чрез допълнителни капаци и други видове механизми за бързо преустрой-

ство полезният им обем да се изменя в широки граници. За да не се разрушава микроструктурата на почвата, селскостопанските самосвали трябва да бъдат с гуми с работно налягане, не по-високо от 0,35 MPa.

Особености в конструкцията на самосвалите. Обхващат каросерията и повдигателния механизъм.

Каросерията на самосвала обикновено е изцяло метална – заварена конструкция от листова стомана, оребрена с усилващи профили. Някои фирми изработват коша изцяло от алуминиеви сплави или армирани пластмаси, с което се цели намаляване на собственото тегло, повишаване на корозионната устойчивост, намаляване на шума, подобряване на самопочистването при разтоварване или избягването на появата на искри при работа във взривоопасна среда.

Каросериите са с правоъгълно, коритообразно или полуелипсовидно напречно сечение. По дължина формата може да бъде правоъгълна или кошообразна с променливо сечение. Напречното сечение зависи от вида на превозвания товар, като трябва да осигурява понижаване на масовия център на машината, напълно изпразване и необходимата коравина на каросерията. Предимства на каросерията с правоъгълно сечение са ниският масов център, увеличеният обем при еднакви габаритни размери. При разтоварване от такива каросерии на някои видове товари обаче част от тях залепва, особено в ъглите, което намалява ефективността на превозване. Каросериите с полуелиптично напречно сечение се използват за превозване на товари, склонни към залепване, по-добре се освобождават от товара, но при това се повишава масовият център на машината и се намалява нейната устойчивост. За превозване на товари с малка обемна плътност каросериите на самосвалите се наставят по височина със специални платна.

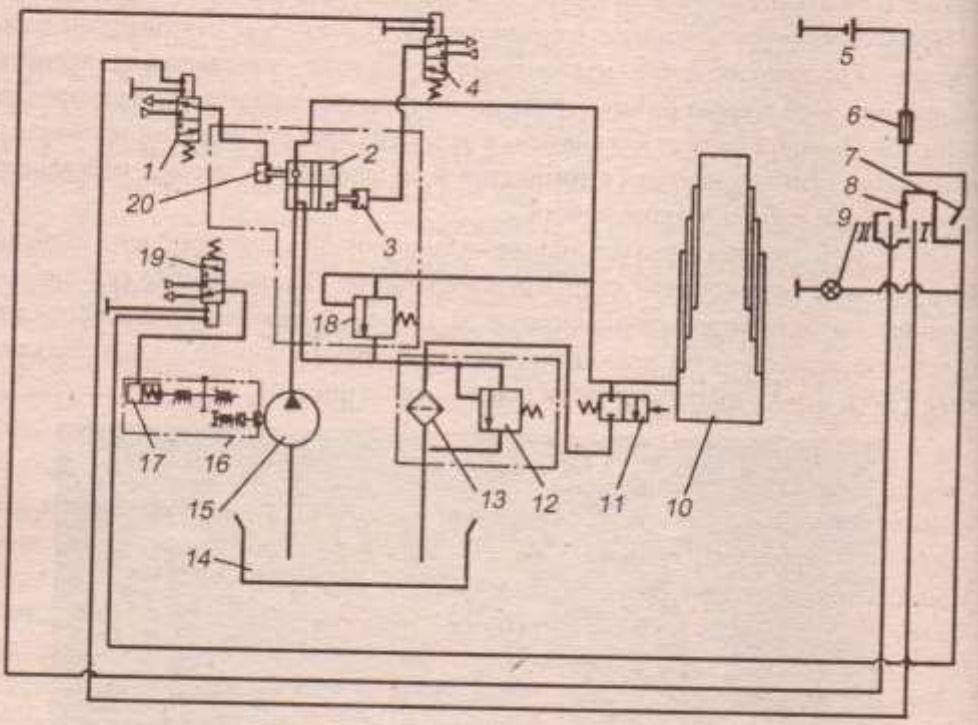
Разтоварването на каросерията на три страни усложнява конструкцията на подемния механизъм, но това се компенсира с икономията на време при работа в малко пространство.

В зависимост от естеството на превозвания товар и посоките на разтоварване конструкцията на каросерията може да бъде различна: монолитен кош без отварящи се капаци (КамАЗ 5511); монолитен кош със заден отварящ се капак (самосвални полуремаркета ПР26С, ПР29С, ПР32С); платформа с отварящи се задни и странични капаци (ЛИАЗ Мадара МТС 24).

Каросериите на самосвалите, предназначени за превозване на насипни товари със склонност към залепване (влажна земя, глина и т.н.), имат кошообразна форма. Задната стена при тях липсва, а част от пода на каросерията е повдигната, което предотвратява падането на товара. Страничните стени са твърдо съединени с дъното и са укрепени с ребра. Здравината и коравината на дъното и на стените дава възможност за натоварване на съсредоточени товари, падащи от определена височина (напр. едри камъни при натоварване с екскаватор). Каросерията се закрепва към рамата на шасито чрез два шарнира в задната част при разтоварване назад или на надлъжната ос – при разтоварване настрана. При разтоварване на три страни се използва междинна рама.

Управлението на повдигателния механизъм е дистанционно, електропневматично, с два включвателя, монтирани на бордовото табло пред водача в кабината.

Отвеждането на мощност за задвижване на механизма се извършва от редуктора *16* със зъбната маслена помпа *15*, монтирана на предавателната кутия. Необходимата мощност е средно 9,8 kW. Максималното работно налягане е 14 MPa.



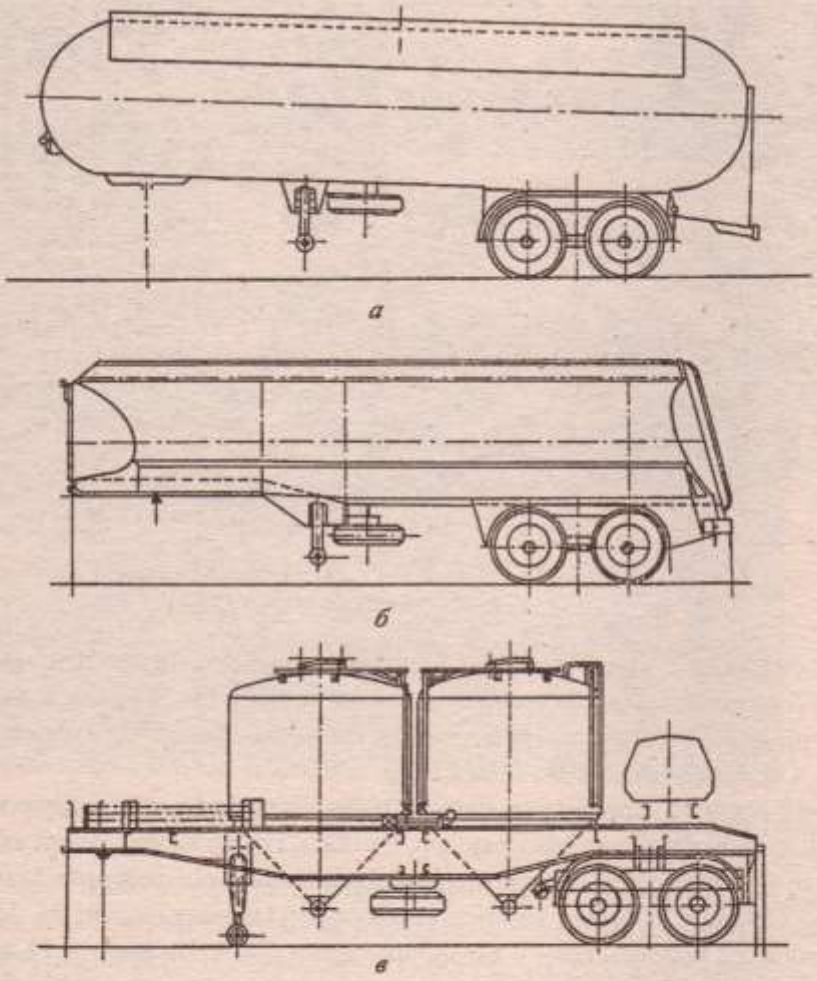
Фиг. 16.8. Принципна схема на хидравличен повдигателен механизъм за самосвал КамАЗ 5511

1, 4, 19 – електропневматични клапани; *2* – кран за управление; *3, 17, 20* – пневматични камери; *5* – източник на ток с напрежение 24 V; *6* – предпазител; *7* – изключвател на редуктора; *8* – превключвател за повдигане и спускане на платформата (*I* – спускане, *II* – повдигане); *9* – сигнална лампа за включване на редуктора; *10* – хидравличен цилиндър; *11* – ограничителен клапан; *12* – предпазен клапан на филтъра; *13* – филтър; *14* – маслен резервоар; *15* – помпа; *16* – редуктор; *18* – предпазен клапан на хидравличния механизъм

Максималното време за повдигане на натоварена платформа (честота на въртене на двигателя 2300 min^{-1}) е 19 s, а максималното време за празен ход (спускане на празна платформа) – 18 s. Броят на подвижните звена (степени) на хидравличните цилиндри е 3.

16.2. Други специални автомобили

Автомобили с цистерна. Тези автомобили са предназначени за превозване (в някои случаи и за временно съхранение) на течни, газообразни и насипни товари – нефтопродукти, сгъстени и втечнени газове, течни и насипни хранителни продукти, течни и прахообразни химически продукти, течни и насипни строителни материали. Към тези машини се отнасят и автомобилите за зареждане, които служат не само за превозване на гориво-смазочни материали (горива, масла, спирт, специални охлаждащи течности и др.), но и за зареждане на други транспортни и енергетични средства (за самолети, компресорни станции, отоплителни и електростанции и др.). По *предназначение* автомобилите-цистерни се делят на две групи – за течни и за насипни товари.



Фиг. 16.9. Разположение на цистерната върху автотранспортното средство
а – наклонено; *б* – хоризонтално; *в* – вертикално

По *вместимост* се делят на автомобили (и автовлакове) с цистерни с малка (до 5000 l), средна (над 5000 до 15 000 l) и голяма (над 15 000 l) вместимост. Според *начина на разтоварване* цистерните са с гравитационно и принудително разтоварване. Принудителното разтоварване може да става с помпа, която придвижва товара, или по други начини (под налягане, с вакуум и др.).

Автомобилите и цистерните се изработват на шасита на базовите модели товарни автомобили, ремаркета и полуремаркета. Формата и конструкцията на цистерната зависят от вида на превозвания товар. Цистерните обикновено се изработват от листова стомана, алуминиева сплав или стъклопласти. Върху шасито цистерните се разполагат хоризонтално, наклонено или вертикално (фиг. 16.9).

Съвременните автовлакове-цистерни са модерни превозни средства, снабдени със спална кабина за международни превози (фиг. 16.10).



Фиг. 16.10. Автомобилен влак-цистерна Scania със спална кабина за международни превози

Автомобили с кран за голяма товароподемност. Тези машини за голяма товароподемност се квалифицират като свръхмощни пътни превозни средства с тясно предназначение. Леките подемни крановé са с товароподемност между 20 и 75 t, а тежките – от 300 до 1000 t.

Почти всички съвременни подвижни подемни кранове са изработени в Германия. Водещите фирми са Mannesmann, Liebherr, Faun и Krupp. Всред най-внушителните примери за подвижни подемни кранове са осемосовият Mannesmann Demag-Gottwald TC3600 с товароподемност 650 t и деветосовият AC 1600 18 × 8 телескопичен подемен кран с товароподемност 500 t. На фиг. 16.11 е показана машина с кран за голяма товароподемност, който повдига маса 850 t. В напълно разгънато състояние дължината му достига 178 m, собствената му маса е 110 t.

Автомобили-бетоновози (фиг. 16.12). Предназначени са за приготвяне и превозване на бетон. Обзавеждането на автомобила включва смесителен барабан, натоварващо-разтоварващо устройство, задвижване на барабана от автономен двигател или с механизъм за отвеждане на мощност от двигателя на машината, резервоар с устройство за подаване и дозиране на водата и механизъм за управ-



Фиг. 16.11. Автомобил с кран Mannesmann Gottwald AK68-1



Фиг. 16.12. Бетоновоз ACCO-G (8 × 4) на фирмата International с кабина от Iveco

ление. Барабанът има отвътре две винтови перки, които осигуряват разбъркване на бетонната смес при въртенето му по посока на часовниковата стрелка и разтоварване – при въртенето в противоложната посока. Честотата на въртене на барабана е 9–14,5 min^{-1} – при натоварване и разбъркване, и 6,5–10 min^{-1} – при разтоварване.

Сега преобладават бетоновози с колесна формула 6 × 4, с барабани с обем от 6 до 7 m^3, но често клиентът може да поръча с по-голяма или с по-малка вместимост. За да се работи икономично, разработени са различни автомобили с два, три, четири или пет моста, които обслужват различни товари.

Повечето бетоновози имат отделен двигател за въртене на барабана с различна честота. Машините се натоварват на бетоновите възли при компютърен контрол, за да се гарантира правилно дозиране на чакъл, цимент и вода. Имат специални улеи, които разпределят бетона на участъка. Бетонът е много абразивен и води до бързо износване на барабана. Водачите вземат специални мерки при движение против преобръщане вследствие на високия масов център на смесителя. Максималната скорост е 85, 100, 110 km/h (с ограничител), а мощността на двигателите е 235–320 kW. Освен това напоследък се използва механизъм за отвеждане на мощност от двигателя (до 88 kW) за задвижване на барабана.

Окачването на автомобилите бетоновози обикновено е ресорно. В някои модели в главините на колелата на задвижващите мостове са вградени колесни редуктори, чрез които се увеличават пътният просвет и предавателното число на трансмисията. Спирачните механизми на всички колела са барабанни. В последните модели в стандартното обзавеждане влиза антиблокираща спирачна уредба.

Автомобиловози (фиг. 16.13). Предназначени са за превозване на голям брой леки автомобили на големи разстояния от завода производител или от пазара на употребявани автомобили. Автомобилите се разполагат на два етажа. Задната част на горната платформа при натоварване се наклонява с хидроподемник. Полуремаркето е снабдено със сгъваеми наклонени плоскости.



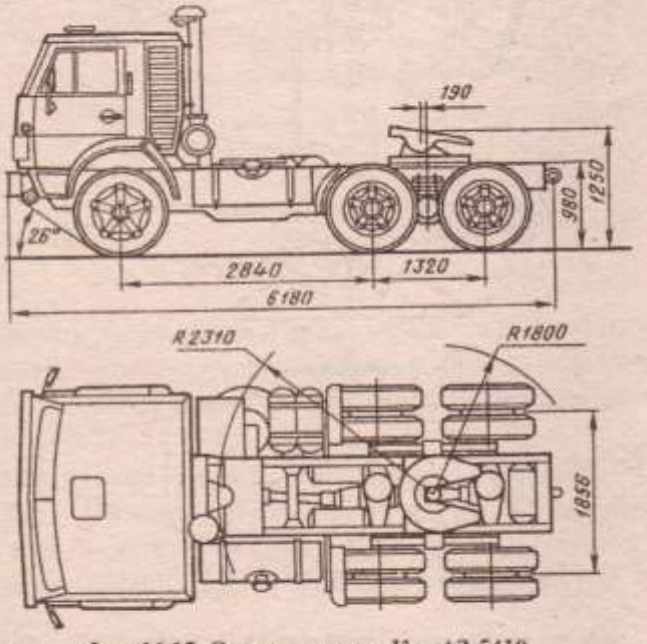
Фиг. 16.13. Автомобиловоз за превозване до 10 леки автомобила

Автомобиловозът е автовлак със седлови влекач (4 × 2) и полуремарке с два задни моста. Може да превозва 7–10 леки автомобила в зависимост от тяхната дължина. Максималната му скорост е около 90 km/h.

Автомобил-линейка (фиг. 16.14). Предназначен е за превозване на болни и спешно болни пациенти от дома до болницата и между болничните заведения. Обзаведен е със специална апаратура за поддържане на най-важните жизнени функции на човека. Показаната линейка се използва от спешна медицинска помощ. Каросерията е тип фургон със специализирано вътрешно обзавеждане.



Фиг. 16.14. Автомобил-линейка



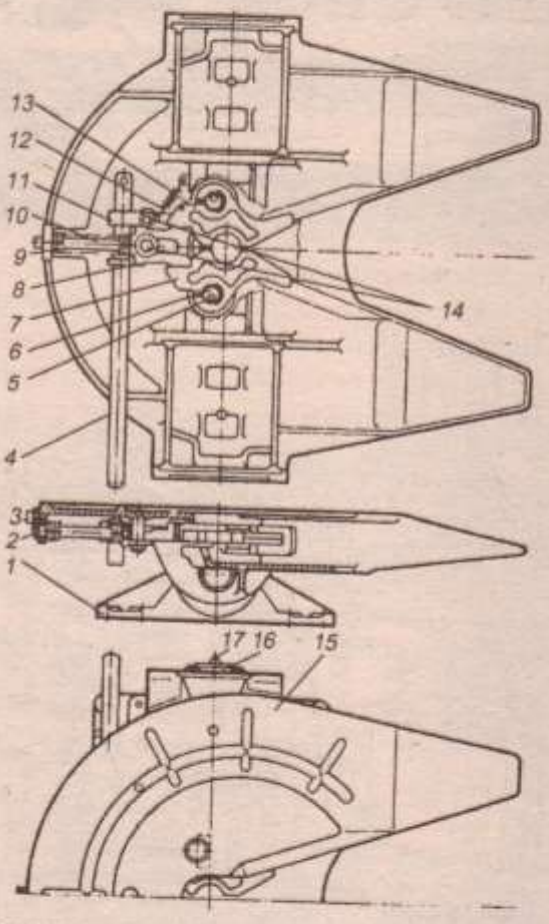
Фиг. 16.15. Седлови влекач КамАЗ-5410

Автомобилни седлови влекачи (фиг. 16.15). Автомобилният седлови влекач е превозно средство, предназначено да тегли полуремаркета. Седловите влекачи, работещи с прикачено едно- и двуосно полуремарке, се произвеждат на база стан-

дартни шасита със скъсена рама. На рамата на седловия влекач е закрепено седлово устройство, което възприема тежестта на натовареното полуремарке.

Седловото прикачно устройство осигурява полуавтоматично скачване и откачване с полуремаркето (фиг. 16.16). Свързващият болт на полуремаркето има диаметър на шийката 50,8 ± 0,1 mm (2″).

Седловото устройство се монтира върху опори, които от своя страна се закрепват към рамата на машината с болтове. Върху тези опори са закрепени двете конзоли *1* за седловата плоча. Седловата плоча *15* се поставя в конзолите с помощта на двете оси *16*, които се предпазват от изместване чрез законтрящи пластини и болтове. Седловата плоча може свободно да се върти в шарнирите на конзолите, с което се осигурява надлъжен наклон на седлото.

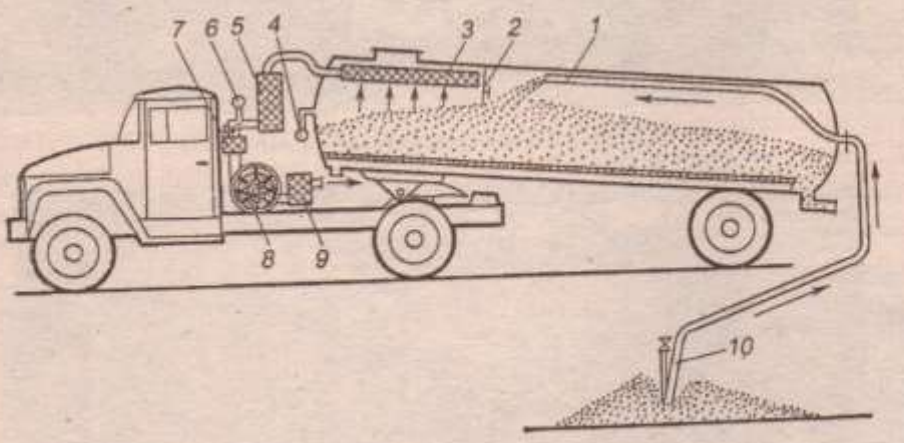


Фиг. 16.16. Седлово устройство на седлови влекач КамАЗ

1 – конзола на седловата плоча; *2* – предпазител срещу самооткачване; *3* – ос на предпазителя; *4* – лост за управление на откачването; *5, 17* – гресьорки; *6* – ос на челюстта; *7* – дясна челюст; *8* – затваряща планка; *9* – пружина на затварящата планка; *10* – стебло на затварящата планка; *11* – ключалка; *12* – пружина на ключалката; *13* – лява челюст; *14* – шпилка на затварящата планка; *15* – седлова плоча; *16* – ос на шарнира

Автомобили-циментовози. Тези машини служат за превозване на цимент в насипно състояние. Товароносимостта на циментовозите е от 8 до 22 t.

Принципът на самонатоварване е основан на засмукването и преместването на циментната маса по циментотръбопровод под действието на вакуум, създаван и поддържан в цистерната от компресор-вакуумпомпа. Обзавеждането на подобен автоциментовоз включва входящия ръкав *10* (фиг. 16.17) с накрайник, разпределителя *1*, позволяващ равномерно и напълно да се запълни обемът на цистерната, филтрите *3*, *5* и *7* за пречистване на въздуха, нивомера *2*, компресор-вакуумпомпата *8*, задвижван от двигателя на машината. Въздухът се пречиства от влага и масло в отделителя *9*. Степента на вакуум в цистерната се контролира с мановакуумметъра *4*, а създаваното в помпата разреждане – от вакуумметъра *6*. При разтоварване на цимента помпата работи в режим на компресор, при натоварване – в режим на вакуумпомпа. Автоциментовозите със самонатоварване може да се пълнят и през капака за зареждане, без да се използва вакуумпомпата.



Фиг. 16.17. Циментовоз – схема на работа

Противопожарни автомобили. Предназначени са да гасят възникнали пожари с използване на подходяща техника и личен състав. Обикновено превозват цистерна с вода, резервоар с пенопреобразувател и сгъваема дълга противопожарна стълба.

На фиг. 16.18 е показан руски противопожарен автомобил АЦ-7-40 на база шаси от КамАЗ (6 × 4) с допълнителна кабина за 7 души личен състав. Снабден е с цистерна за вода, резервоар за пяна и водна помпа. Обемът на резервоара с пенопреобразувател е 450 l. Пълната маса на автомобила е 17,5 t, а максималната скорост – 80 km/h.

Комунални автомобили. Служат за превозване на смет – сметовози, автомобили за почистване на улици и др.

Автомобилите-сметовози (фиг. 16.19) са предназначени за механизирано натоварване на твърди битови отпадъци от подвижни контейнери с обем 0,8 и

1,1 m^3, уплътняването им с тласкаща плоча, превозване и разтоварване в депата за съхраняване и заравяне.



Фиг. 16.18. Противопожарен автомобил АЦ-7-40 (6 × 4)



Фиг. 16.19. Сметовоз Volvo CH230

Голямо приложение имат три- или четириосовите автомобили с обща маса до 32 t. Съвременните сметовози се изработват на специално конструирано шаси, което осигурява нисък вход на кабината за екипажа с голямо остъкляване. Автоматичните трансмисии вече масово се прилагат, което значително улеснява работата на водача.

Автомобилите за почистване на улици (фиг. 16.20) са комбинирани – извършват няколко вида работи, като почистване, поливане, измитане на улици, изгребване на сняг, разпръскване на соли против замръзване и др.



Фиг. 16.20. Комунален автомобил за почистване на улици

Автомобили-лесовози (фиг. 16.21). Автомобилите-лесовози спадат към най-голямата и мощна автотранспортна техника. Има два класа лесовози – тези, които се движат по шосета и магистрали, и тези, които са ограничени за вътрешен транспорт по горски пътища. На шосето лесовозите трябва да съответстват по дължина и маса на приетите норми, докато в горските пътища няма ограничения.



Фиг. 16.21. Лесовоз Kenworth W900 за превозване по шосета

В лесовозите се използват съвременни агрегати – безстепенна трансмисия, моторна спирачка, охлаждане на спирачките с вода, електрически забавител (ретардер). Най-известни са лесовозите на европейските фирми Scania и Volvo в Швеция и Sisu във Финландия. В САЩ водещи фирми в тази област са Kenworth, Mack и Western Star.

Аварийни автомобили (фиг. 16.22). Предназначени са да изваждат повредени и катастрофирали превозни средства с голямо тегло.



Фиг. 16.22. Аварией автомобил Foden (6 × 6) с повишена проходимост

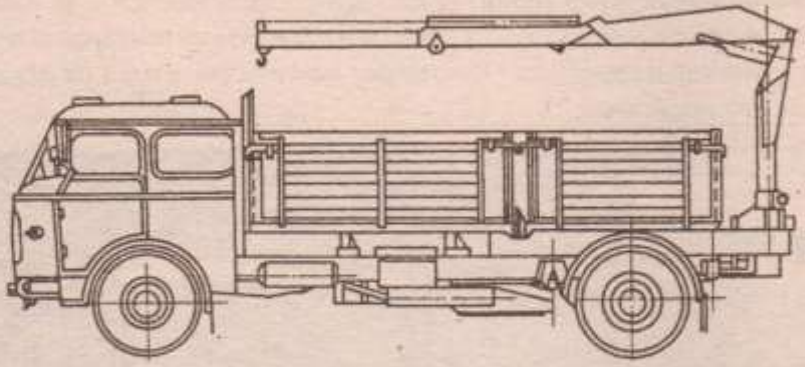
За да се повдигне повреденото превозно средство, използват се мощни хидравлични подемници, които се поставят под предния мост. Аварийните автомобили обикновено са четириосови с товароподемност 12 t и мощност на двигателя, достигаща 380 kW.

16.3. Специализирани автомобили

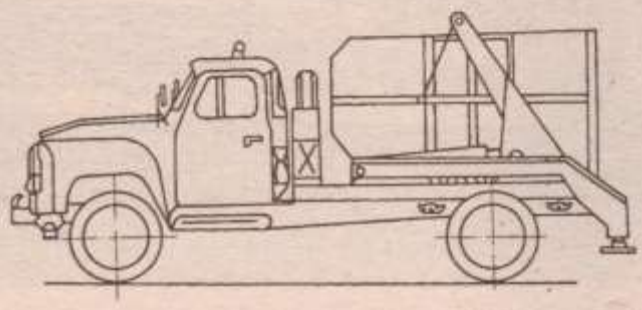
Самонатоварващи се автомобили. Към тях спадат *автомобилите с повдигателни кранове* (фиг. 16.23), които товарят и разтоварват товари както на собствената си товарна платформа, така и на платформата на съседен автомобил. У нас най-широко са разпространени товарните автомобили ЛИАЗ Мадара с хидравличен кран с товароподемен момент 60 kN.m. Автомобилите със завъртащи се портални кранове у нас са получили най-широко разпространение за транспортиране на контейнер със смет върху шаси на автомобил ГАЗ 53А (фиг. 16.24).

Самонатоварващите се автомобили имат голямо разнообразие от форми и размери, от основния превозващ 700 kg товар четириколесен товарен автомобил с поставен хидравличен кран до 60-тонния многоосов автомобил (фиг. 16.25). Такава автотранспортна техника най-широко се използва в строителството, където тежки товари често се налага да бъдат превозвани и свалени. Самонатоварващите се подемни кранове са необходими за товарните автомобили, доставящи тухли, стандартни блокове и подобни материали.

Друг обикновен тип на самонатоварващо се превозно средство е *товарен автомобил за повдигане и извозване на контейнери* със смет (обикновено строителни отпадъци).



Фиг. 16.23. Товарен автомобил ЛИАЗ Мадара 451 с хидравличен подемен кран



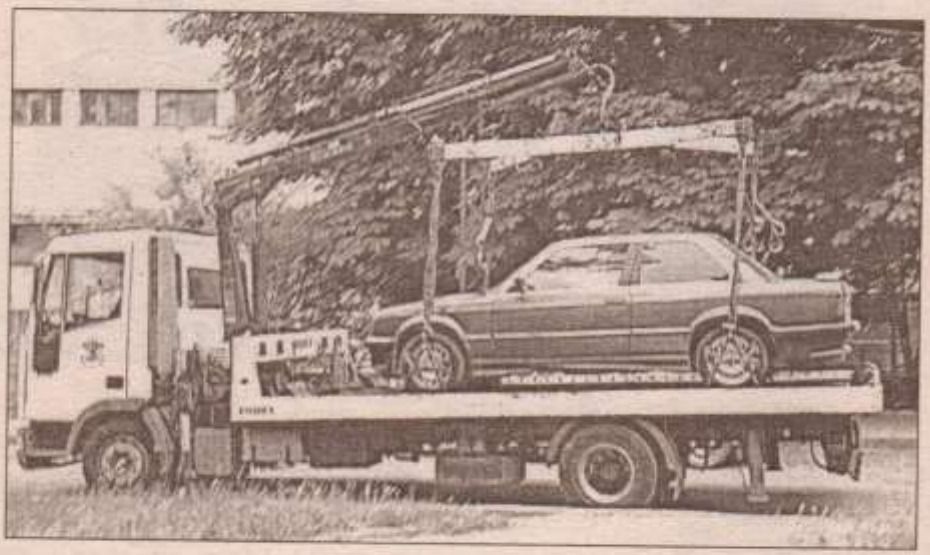
Фиг. 16.24. Двураменен контейнеровоз ЛИАЗ Мадара 461



Фиг. 16.25. Автомобил Foden 4380 със самонатоварващ кран

През последните години много товарни автомобили, предназначени за превозване на контейнери, са снабдени със собствено хидравлично обзавеждане за повдигане на тежки контейнери по ISO от стоящ до него товарен автомобил.

Автомобил-евакуатор (паяк) (фиг. 16.26). Предназначен е за натоварване върху платформата и евакуация от улиците и пътищата на неизправни и на неправилно паркирани автомобили. Обикновено максималната маса на натоварвания автомобил не превишава 2 t.



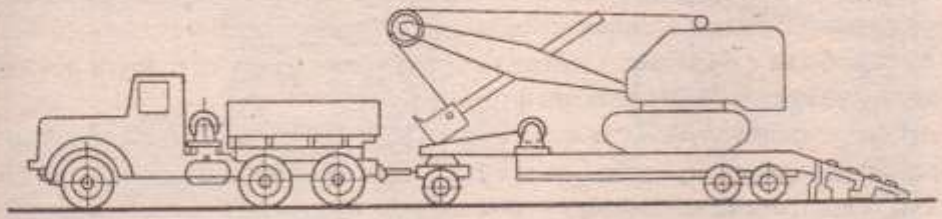
Фиг. 16.26. Автомобил-евакуатор ISOLY

Тежкотоварни автомобили-влекачи. Това са превозни средства, специално приспособени за работа с теглително-прикачни устройства. Влекачите са колесни или верижни машини. Колесните влекачи с общо предназначение се създават върху базови модели на автомобили, на които в рамата на шасито се поставя теглително-прикачно устройство. Автомобилният влекач (фиг. 16.27), предназначен за теглене на ремаркета, има скъсена колесна база, към неговата рама е закрепен баласт (тежест) за увеличаване на сцепното му тегло. Може да тегли чрез теглително-прикачно устройство дву- и триосови ремаркета, тежкотоварни ремаркета, да се използва и за превозване на тежки неделими товари.

Тежкотоварните влекачи теглят ремаркета или тежки платформи, чиято маса с тежки неделими товари може да стигне от 500 до 1000 t. Понякога три или четири влекача се съединяват, за да осигурят необходимата теглителна сила. Такива огромни влекачи имат маса до 40 t, колесна формула 8 × 8 (всички задвижващи мостове). Задвижват се от турбодизелов двигател с мощност над 300 до 600 kW (фиг. 16.28). В зависимост от типа на товара поддържащите предни и задни тележки на специалните ремаркета-платформи имат до 12 реда колела.

По-известни фирми, производители на тежки влекачи, са Faun и Titan в Герма-

ния, MOL в Белгия, Willeme и Nicolas във Франция, MAN-OAF в Австрия, Scammell в Англия, Pacific в Канада, Kenworth в САЩ, Trabosa в Испания.

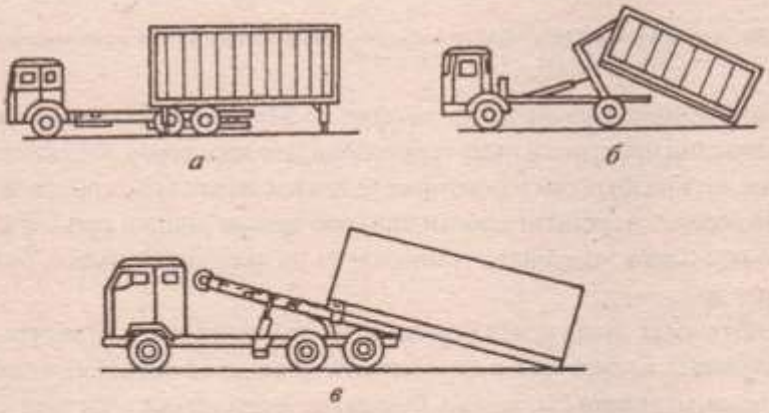


Фиг. 16.27. Автомобилен влекач с общо предназначение



Фиг 16.28. Тежкотоварен влекач Faun (8 × 8)

Автомобили със сменяема каросерия (фиг. 16.29). Тези автомобили са предназначени за превозване на промишлени, строителни и селскостопански товари и



Фиг. 16.29. Автомобили със сменяема каросерия
а – поставяна върху опорни стойки; *б* – разтоварвана на земята чрез лостов механизъм; *в* – разтоварвана на земята чрез накланяща се рама

имат механизъм за разтоварване и натоварване на цялата товарна каросерия заедно с товара. Повдигателните съоръжения са хидравлични или пневматични. За превозване на сменяеми каросерии от контейнерен тип се използват автомобили с накланяща се рама и с хидравличен повдигателен механизъм.

Автомобили с фургони. Служат за превозване на мебели и други обемисти товари, има автомобили-хладилни фургони и др.

Автомобилите-фургони за мебели (фиг. 16.30) са приспособени за лесно товарене и разтоварване, както и за предпазване на мебелите от повреда. Използват се за доставка на нови мебели в магазините, а също и за транспортиране или превозване на домашни уреди и мебели.



Фиг. 16.30. Автофургон Mitsubishi със средна товароносимост за превозване на мебели

Автомобилите-хладилни фургони (фиг. 16.31) превозват замразени или охладени хранителни продукти и имат термоизолирана каросерия. Обикновено в предната горна част на фургона е монтиран хладилен агрегат със собствен двигател с вътрешно горене. Агрегатът работи напълно автоматично и при спрял автофургон, като поддържа зададената температура на продуктите (месо, риба, млечни продукти и др.).

Фургоните имат задна врата (врати) или странична врата. Вратите са двойни, термоизолирани. Освен това в каросерията може да се обособят отделни температурни зони, отделени със завеси. Срещат се фургони със собствен електрически или хидравличен подемник за товарене и разтоварване.



Фиг. 16.31. Хладилен автофургон Peterbilt 320

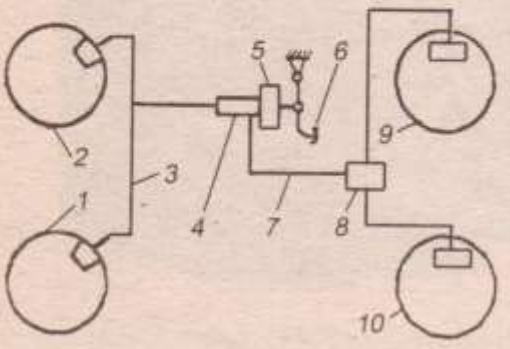
РАЗДЕЛ IV

СИСТЕМИ ЗА УПРАВЛЕНИЕ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

17. СПИРАЧНА УРЕДБА

Спирачната уредба *служи* за намаляване на скоростта на движение или за пълно спиране, за осигуряване на неподвижност на колесните и верижните машини (КВМ) при продължителен престой, за задържане на машината на наклон при работещ двигател, а при верижната машина и за извършване на завой.

По отношение на спирачната уредба се предявяват *изисквания* за безопасно действие, висока ефективност, плавно, равномерно и безшумно действие, добро охлаждане и др.



Фиг. 17.1. Схема на основна спирачна уредба

1, 2 – предни спирачки; *3* – спирачен кръг за предните спирачки; *4* – главен спирачен цилиндър; *5* – вакуумен усилвател; *6* – спирачен педал; *7* – спирачен кръг за задните спирачки; *8* – регулатор на спирачните сили; *9, 10* – задни спирачки

Спирачната уредба има първостепенно значение за осигуряване на безопасността на движението. КВМ може да има *следните спирачни уредби*:

- Основна – използва се за всички режими на действие и възможността за спирачно закъснение е a_{max} = 5,5–7,0 m/s^2.
- Допълнителна – осигурява продължителен престой на едно място и задържане при 24% наклон.
- Спомагателна – осигурява спирачно закъснение a = 0,6–2 m/s^2 при продължително спускане под ъгъл 7 % със скорост 30 km/h на разстояние 6 km.

Първите две са задължителни за всички видове КВМ.

Спирачната уредба (фиг. 17.1) основно *се състои* от спирачен механизъм (спирачки) и спирачно задвижване.

17.1. Спирачен механизъм

Спирачният механизъм е *предназначен* да създава спирачен момент и да препятства въртенето на ходовите колела.

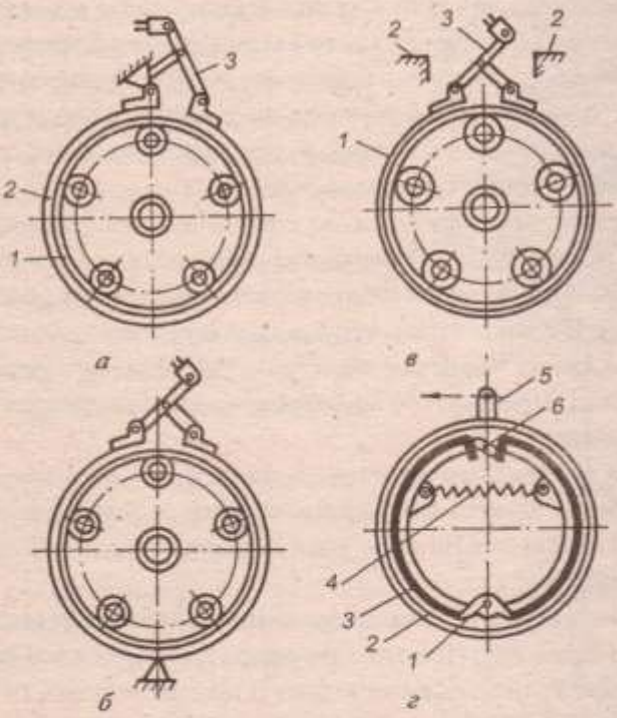
В зависимост от местоположението спирачните механизми са *колесни* и *трансмисионни*. Много от КВМ имат две независимо действащи спирачни уредби. Най-често се използват *работни (основни) колесни спирачки*, задвижвани чрез крачен педал, и *централна (трансмисионна) спирачка за паркиране*, задвижвана чрез ръчен лост.

Според формата на триещите се повърхнини спирачките са *барабанни* и *дискови*, а по вида на триене – *сухи* и *работещи в масло*.

Барабанни спирачни механизми. Барабанните спирачки са лентови и челюстни.

Лентовите спирачки имат по-широко разпространение при верижните машини. Прости са по конструкция и удобни за разположение в трансмисията на машината. В зависимост от начина на закрепване на краищата на спирачната лента тези спирачки са обикновени, двойни и плаващи.

При *обикновената лентова спирачка* (фиг. 17.2 *а*) на спирачния барабан *1* е поставена спирачната лента *2*. Единият край на лентата е неподвижен, докато



Фиг. 17.2. Схеми на барабанни спирачни механизми

другият е свързан чрез лоста *3* с педала на спирачката. При изтегляне на цялата спирачна лента по посока на въртене на барабана силите на триене спомагат за

по-добро увличане и притискане на лентата към барабана и се стига до самоусилване на спирачката. При въртене на барабана в обратна посока, за да се получи същият спирачен момент, трябва да се приложи значително по-голяма затягаща сила.

При *двойната лентова спирачка* (фиг. 17.2 *б*) двата края на лентата са закрепени към спирачния лост и при включване на спирачката се затягат, а средната част на лентата е свързана с неподвижен шарнир. В случая ефективността при спирането не зависи от посоката на въртене на барабана. Разпределението на налягането и износването на фрикционните накладки е по-равномерно.

При *плаващата лентова спирачка* (фиг. 17.2 *в*) двата края на лентата *1* са закрепени към лоста *3*. При задействане на лоста за управление спирачната лента се завърта на определен ъгъл и в зависимост от посоката на въртене нейният край се опира в опората *2* и прави този край на лентата неподвижен. Спирачният момент на тази спирачка не зависи от посоката на въртене на барабана. В случая има двустранно самоусилване, но остава неравномерното разпределение на налягането както при обикновената спирачка. Спирачки от този тип се използват при верижните машини и като трансмисионни спирачки.

Челюстните спирачки (фиг. 17.2 *г*) намират широко приложение в колесните машини. Разположени са както в трансмисията, така и в ходовите колела на машината. В спирачния барабан *2* на оста *1* шарнирно са закрепени двете спирачни челюсти *3*, които при изключено положение и под действието на пружината *4* не се допират до барабана. При включване на спирачката чрез спирачния лост *5* и гърбицата *6* (или хидравличен цилиндър) спирачните челюсти се завъртат около оста *1* и се притискат към спирачния барабан *2*.

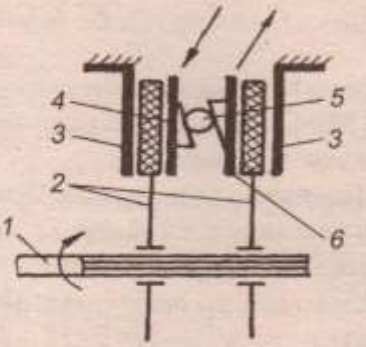
Спирачните механизми може да бъдат с различно разположение на опорите. Така спирачният механизъм с *едностранно разположение на опорите* на челюстите създава спирачен момент на лявата челюст, по-голям от момента, създаван от дясната челюст. В случая задвижващата сила притиска челюстта към барабана. Накладката на лявата челюст се заклинва и увеличава момента, а другата накладка се отблъсква. При въртене на барабана в обратна посока функциите на накладките се променят.

При спирачния механизъм с *противоположни опори и еднакви задвижващи сили* при движение на преден ход и двете челюсти се заклинват и се увеличава ефективността на спирането. На заден ход и двете челюсти са отблъсквани и ефективността се намалява.

Спирачните механизми със самоусилване имат еднаква ефективност както на преден, така и на заден ход. При тях като опора на долния край на предната челюст служи долният край на задната челюст и така двете челюсти са заклинвани и има самоусилване.

Дискови спирачни механизми. *Дисковата спирачка с цели дискове* (фиг. 17.3) е поставена върху шлици на един от валовете *1* на трансмисията. Двата спирачни диска *2* са разположени между неподвижното тяло *3* и притискащите

дискове *4* и *6*, върху челата на които са разположени сачмите *5*. При включване на спирачката чрез лостовата система, притискащите дискове се завъртат един спрямо друг в различни посоки, при което сачмите излизат от гнездата си, преместват дисковете аксиално и притискат спирачните дискове към неподвижното тяло. Дисковете развиват голям спирачен момент, но охлаждането е затруднено.

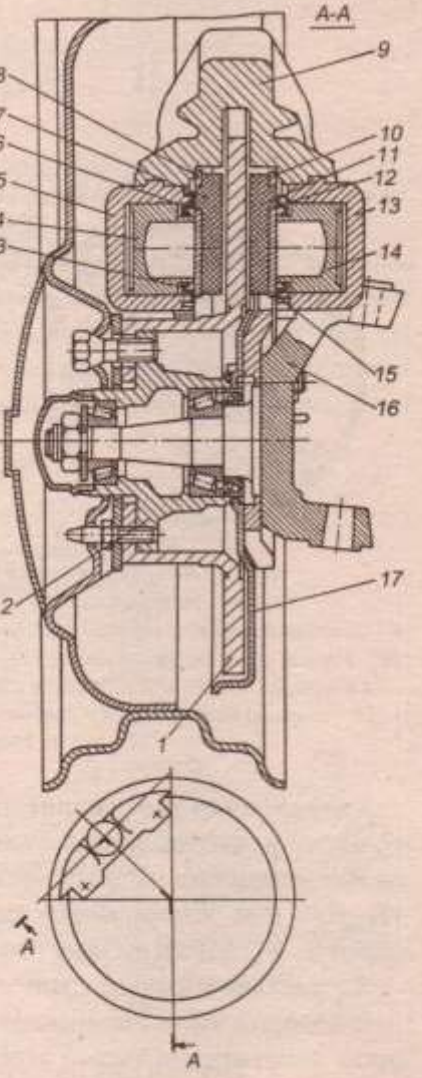


Фиг. 17.3. Дисков спирачен механизъм с цели дискове

Дисковият спирачен механизъм (фиг. 17.4) се характеризира със *секторните челюсти* *8* и *10* и фрикционните накладки *7* и *11*. Спирачният диск *1* е неподвижно свързан с главината *2* и се обхваща от супорта *9*, който е закрепен неподвижно към шенкела *16*. В супорта са вградени спирачните цилиндри *5* и *13*, чиито бутала *4* и *14* опират челно в челюстите *8* и *10*. Гумените уплътнителни пръстени *6* и *12*, освен че предотвратяват изтичането на течност, благодарение на еластичността си след прекратяване на спирането връщат назад буталата *4* и *14* и осигуряват необходимата хлабина (0,05–0,8 mm) между спирачния диск и челюстите.

Дисковата спирачка със секторни челюсти се отличава с по-висока плавност на действие, няма опасност от увличане и задиране на челюстите, по-добро е охлаждането и по-добра ремонтопригодността, но е с ограничен спирачен момент.

Дисковите спирачки осигуряват голям спирачен ефект, спирачният момент не зависи от посоката на въртене, имат равномерно разпределение на налягането и равномерно износване. Те са компактни, леки, добре защитени от замърсяване и с добро охлаждане.



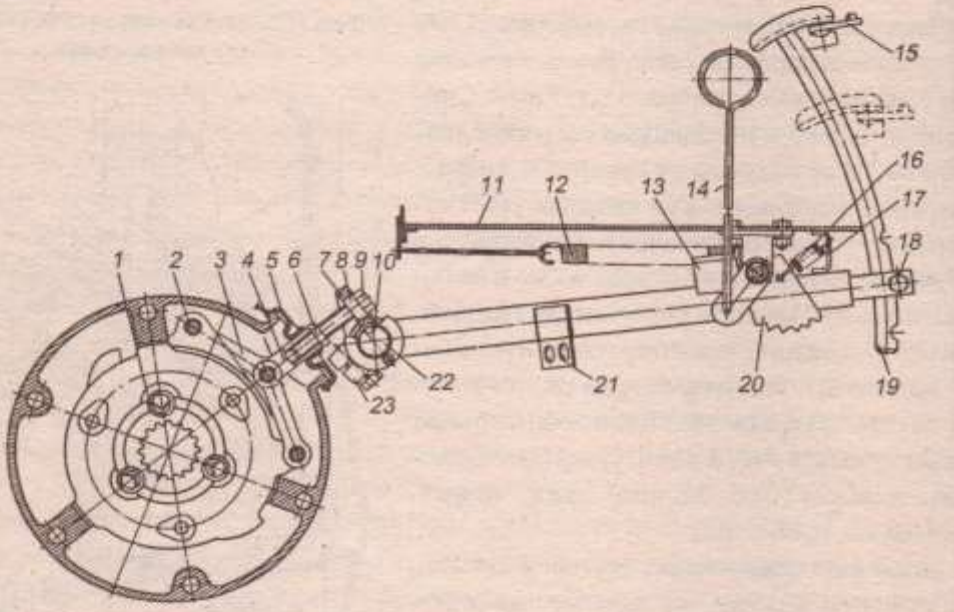
Фиг. 17.4. Дисков спирачен механизъм със секторни челюсти

17.2. Спирачно задвижване

Спирачното задвижване *осъществява* управлението на спирачния механизъм.

В КВМ се използва механично, хидравлично, пневматично и комбинирано задвижване на спирачките.

Механично задвижване. При него силата на водача, приложена върху крачните педали или лостовете за управление, се предава чрез система от щанги и лостове към спирачките (фиг. 17.5). Това задвижване е просто и надеждно при експлоатация, но при определени условия са необходими значителни усилия от водача.



Фиг. 17.5. Задвижване на спирачките на трактори МТЗ 80 и МТЗ 82

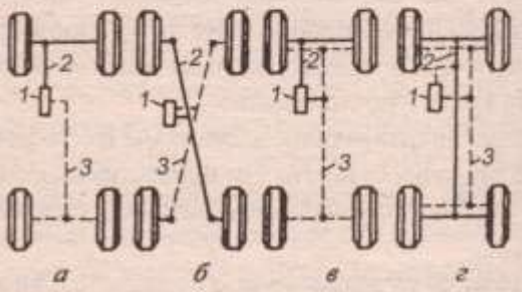
1 – пружина за притискащите дискове; *2* – палец; *3* – щанга; *4* – вилка; *5* – маншон; *6* – самозаконтряща се гайка; *7* –лост на десния педал; *8* – сферична шайба; *9* – регулиращ болт; *10* – втулка; *11* – под на кабината; *12* – пружина; *13* – упор на десния лост на педала; *14* – щанга на ключалката; *15* – съединителна планка; *16* – пружина на ключалката; *17* – упор на педала; *18* – клемова ключалка; *19* – стебло на педала; *20* – ключалка; *21* – конзола на стопсигнала; *22* – вал на спирачката; *23* – лост на левия педал

Хидравлично задвижване. При него захранването може да бъде осъществено от самостоятелна помпа, от помпата на хидроусилвателя на кормилната уредба или от помпата на други механизми, като се вгражда делител на силовия поток. При това задвижване се използва и хидроакумулатор, който се зарежда до налягане 5–7 MPa и е с вместимост за 15–20 пъти спиране.

Хидравличното задвижване е едно- и двукръгово. *Кръг (контур)* се нарича независимата част от спирачното задвижване, която остава работоспособна при отказ на останалата част от задвижването.

При еднокръговата схема на задвижване има един главен спирачен цилиндър, който задейства всички колесни спирачни цилиндри.

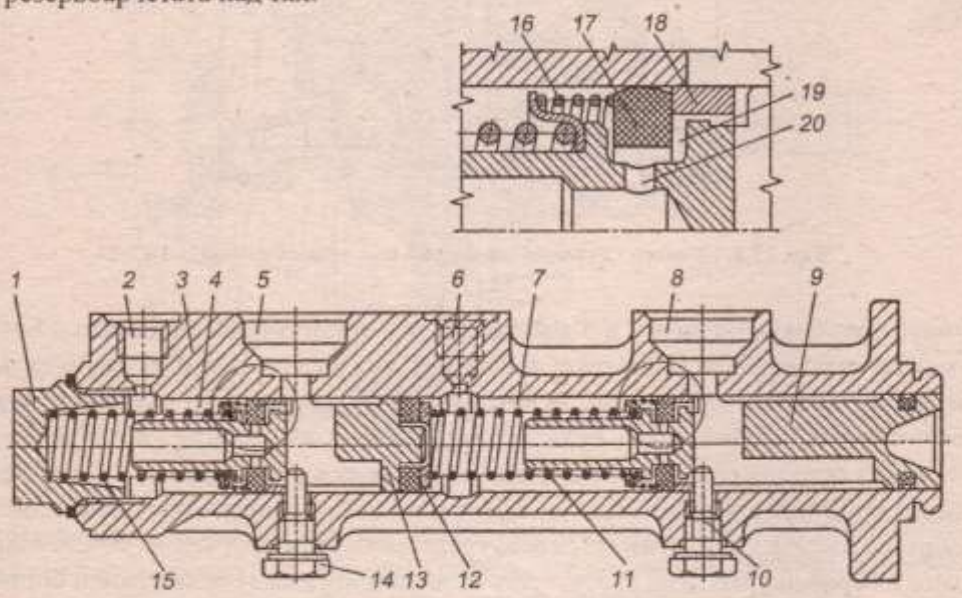
На фиг. 17.6 са показани схеми на двукръгово спирачно задвижване. Схемата на фиг. 17.6 *а* е с малка ефективност при отказ на предния кръг. При схемите на фиг. 17.6 *б* и *в* се осигурява до 50% ефективност и повече при повреда, на който и да е от спирачните кръгове. Схемата на фиг. 17.6 *г* е с най-голяма ефективност, но е сложна и скъпа.



Фиг. 17.6. Схеми на двукръгово спирачно задвижване

1 – двусекционен главен спирачен цилиндър; *2, 3* – тръбопроводи към колесните спирачки

При двукръговата схема на задвижване има два отделни или един сдвоен главен спирачен цилиндър. На фиг. 17.7 е показан *сдвоен главен спирачен* цилиндър с последователно разположение на буталата *9* (за предните спирачки) и *13* (за задните спирачки). Има две камери *4* и *7*, които чрез отворите *2* и *6* са свързани с тръбопроводите със задните и предните колесни цилиндри, а чрез отворите *5* и *8* – с резервоарчетата над тях.



Фиг. 17.7. Главен спирачен цилиндър на автомобил ВАЗ 2101

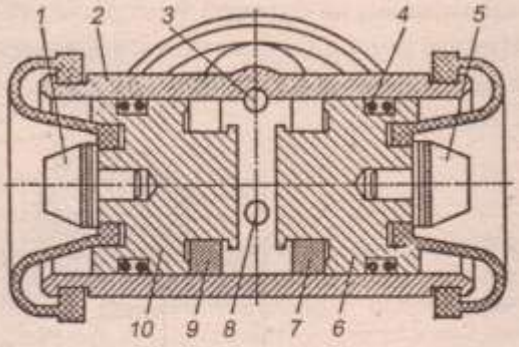
При отпуснат спирачен педал пружината *15* премества буталото *13* в изходно положение до опиране в ограничителя *14*, а буталото *9* под действието на пружината *11* – в ограничителя *10*. Камерите *4* и *7* са разделени от маншета *12*. Пружината *16* притиска уплътнителния пръстен *17* към опорната втулка *18*, като се образуват каналите *19*. Чрез тях и отвора *20* камерите са свързват с резервоарчетата и няма налягане в системата.

При натискане на спирачния педал буталото *9* се премества, затваря канала *19* и опира в пръстена *17*. Започва работният ход, като течността се изтласква към колесните цилиндри. При преместване на буталото *9* едновременно се премества и буталото *13* и налягането в задвижването на задните спирачки се повишава. Налягането и в двата кръга е почти еднакво.

При неизправност на хидравличното задвижване на спирачките и изтичане на течност от предните спирачки буталото *9* се премества напред и опира в буталото *13*. В камерата *4* се създава налягане, което задейства спирачките на задните колела.

При изтичане на течност от задвижването на задните спирачки, като се натисне спирачният педал, буталото *13* се опира в тапата *1* и се създава налягане в камерата *7* и съответно в задвижването на предните спирачки.

На фиг. 17.8 е показан *колесен спирачен цилиндър*, закрепен върху опорния диск на спирачния механизъм. В тялото *2* на цилиндъра има две буталца *6* и *10*,

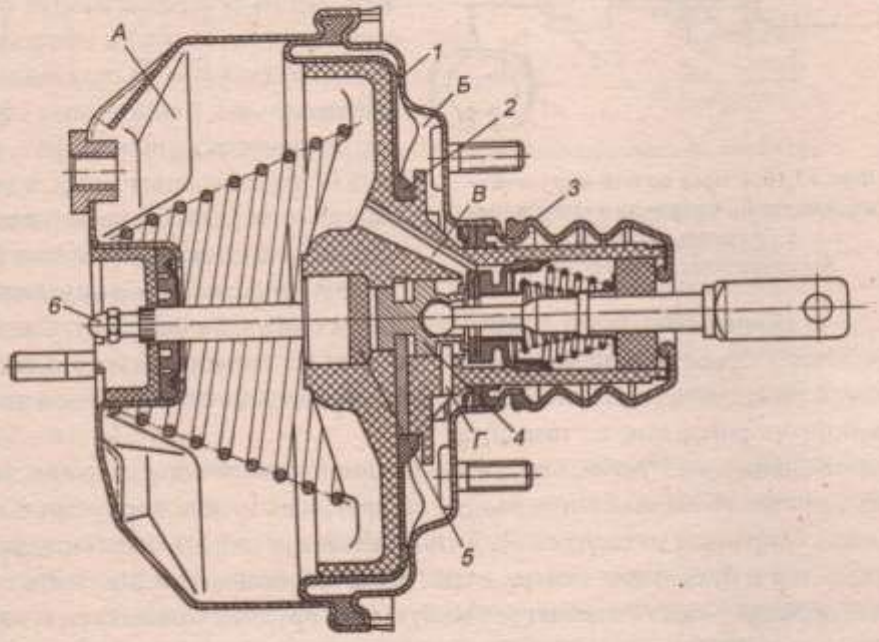


Фиг. 17.8. Колесен спирачен цилиндър на автомобил Волга ГАЗ-24

които чрез накрайниците *1* и *5* действат върху челюстите на спирачките. Буталцата се уплътняват от маншетите *4*. В тялото има долен отвор *8* за тръбопровода и горен *3* за обезвъздушаване. За автоматично поддържане на хлабината между челюстите и барабана върху буталата са поставени пръстените *7* и *9*. При спиране всяко буталце се премества заедно с пръстена, при отпускане на спирачния педал пружините на спирачния механизъм не могат да преместват пръстените в обратна посока. По този начин се осигурява необходимата хлабина между челюстите и барабана, която да съответства на хлабината между челюстите и борта на буталцето.

Усилватели. В спирачната уредба, за да се намали необходимата сила върху спирачния педал и да се увеличи ефективността на спирачките, се използват усилватели. При автомобилите с бензинов двигател с хидравлично задвижване се поставят вакуумни усилватели, а при автомобилите с дизелов двигател – вакуум-помпа.

Вакуумният усилвател (фиг. 17.9) се поставя между спирачния педал и главния цилиндър чрез буталния прът *6*. Буталото *1* с диафрагменото уплътнение *2* разделя силовия цилиндър на две части. Камерата *А* е свързана с пълнителния колектор на двигателя и в нея винаги има постоянен вакуум. В камерата *Б* налягането се регулира чрез клапанно реле със следящо действие с диск *5*. Гуменият маншет *3* на клапанното реле образува вакуумен клапан със седлото в главината на буталото *1* и атмосферен клапан със седлото на плунжера *4* на релето. При отпуснат педал атмосферният клапан е затворен, а вакуумният – отворен. В случая камерата *А* чрез каналите *В* и *Г* е свързана с камерата *Б*, където също се поддържа вакуум. При натискане на спирачния педал се затваря вакуумният клапан и поради деформация на гумения диск *5* се отваря атмосферният клапан и се създава разлика в налягането в двете камери. Силата от налягането на въздуха се предава на буталото и чрез гумения диск *5* – върху буталния прът *6* на силовия цилиндър. Това осигурява следящото действие на усилвателя.



Фиг. 17.9. Вакуумен усилвател

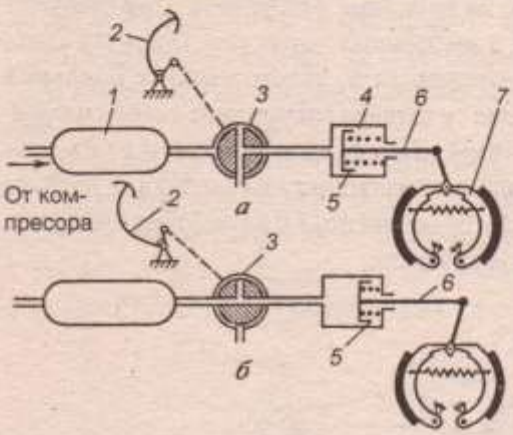
В някои хидравлични спирачни задвижвания вместо усилвател се използва система от захранваща зъбна помпа и акумулатори на спирачна течност под високо налягане, отделно към предните и към задните спирачки.

Хидравличните спирачни задвижвания осигуряват бързодействие, висок к.п.д., компактност и ниска себестойност. При тях обаче са ограничени спирачните моменти от силата върху педала и възможностите на вакуумния усилвател, има проблеми със загряването на спирачната течност и сигурността на съединенията.

Поддържането на хидравличното спирачно задвижване се заключава в обезвъздушаването му при попадане на въздух, което влошава спирачната ефективност.

Пневматично спирачно задвижване. Използва се при товарните автомобили с голяма товароносимост, при автобусите и при автовлаковете.

При пневматичното спирачно задвижване спирачните механизми се задвижват от действието на енергията на сгъстен въздух от компресор. Схемата на най-опростеното пневматично спирачно задвижване е показана на фиг. 17.10.



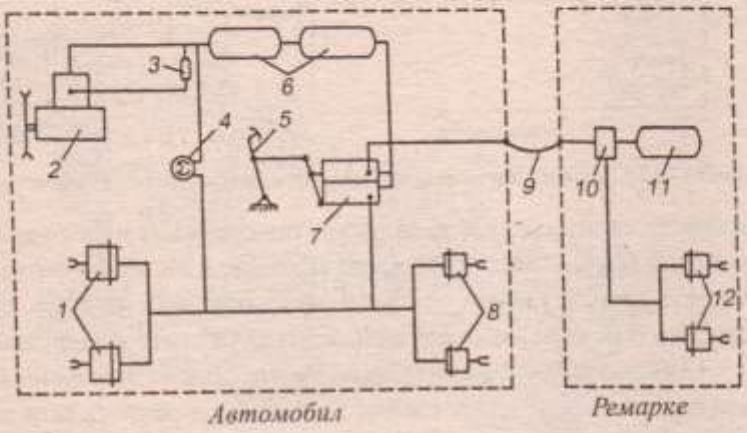
Фиг. 17.10. Схема на най-опростено пневматично спирачно задвижване
а – изходно положение;
б – спирачките са задействани

Състои се от акумулатора за енергия (резервоар за сгъстен въздух) *1*, крана *3*, който се управлява чрез педала *2*, и спирачния цилиндър *4*, чийто бутален прът *6* е свързан с разтварящия палец на спирачния механизъм *7*. При спиране (фиг. 17.10 *б*) кранът *3* свързва работния цилиндър *4* с резервоара и налягането на сгъстения въздух въздейства върху буталото *5* и задвижва спирачния механизъм. За създаване на задвижващи сили в спирачните механизми, пропорционални на силата, прилагана върху спирачния педал, в задвижването се включват пневматични елементи със следящи устройства. Следящите устройства, които управляват работата на спирачките, са два вида – с право и с обратно действие. Следящите устройства с право действие автоматично изменят налягането на въздуха пропорционално на управляващата сила, а следящите устройства с обратно действие – обратнопропорционално на тази сила.

В *изпълнителните (работните) елементи* на пневматичните спирачни задвижвания налягането на сгъстения въздух се превръща в сила върху пръта, която задвижва спирачния механизъм. Работните елементи се изпълняват под формата на цилиндър с бутало или камера с еластична мембрана. Предимствата на спирачния цилиндър са по-големият ход на буталния прът, постоянната сила на пръта и по-високата надеждност. Недостатъци са по-високата себестойност и необходимостта от грижи при експлоатацията. Спирачните камери са по-прости по устройство и по-евтини за изработване, по-чувствителни към промените на налягането. Съществени недостатъци са ограниченият ход на пръта, промяната на създаваната сила в зависимост от хода на пръта и по-малката надеждност.

Пневматичните задвижвания са едно- и двупроводни.

На фиг. 17.11 е показана схема на *еднопроводно пневматично задвижване*. При спиране на автомобила чрез спирачния педал *5* се задейства главният спирачен кран *7*, който осигурява достъп на сгъстен въздух от резервоарите *6* към спирачните камери съответно на предните *1* и задните *8* спирачки. Главният спирачен кран *7* има две камери – долната се свързва със спирачните камери на влекача, а горната със задвижването на ремаркето. При отпуснат спирачен педал през горната спирачна камера на крана *7* се подава въздух под налягане към ремаркето, а въздухът от спирачките на влекача е изпуснат през долната камера на крана *7*. Налягането в уредбата се контролира по манометъра *4*.



Фиг. 17.11. Схема на еднопроводно спирачно задвижване на автовлак

При натискане на спирачния педал сгъстеният въздух от спирачната уредба на ремаркето се изпуска навън през крана *7* и въздухоразпределителният клапан *10* съединява резервоара *11* със спирачните камери *12* на ремаркето. При откъсване на ремаркето от влекача спирачната му уредба се задейства автоматично.

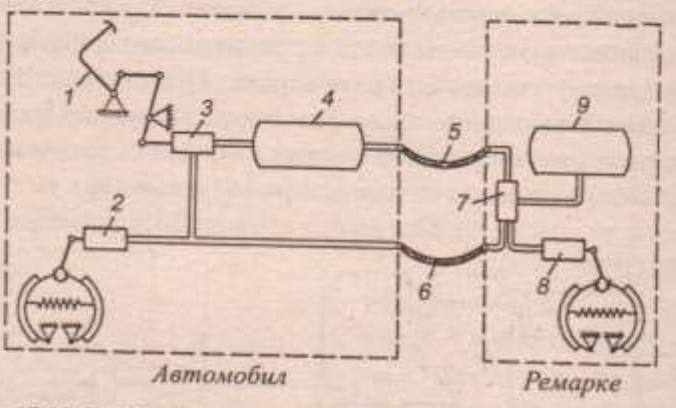
Компресорът *2* зарежда със сгъстен въздух резервоарите *6* и *11* (чрез гъвкавия тръбопровод *9*), налягането в които (0,7–0,9 MPa) се поддържа от регулатора *3* и предпазни клапани.

Двупроводното пневматично задвижване е по-сложно, но постоянното зареждане със сгъстен въздух на резервоара на ремаркето и по-голямото бързодействие осигуряват по-голяма ефективност и надеждност.

На фиг. 17.12 е показана схема на *двупроводно пневматично задвижване*. При него въздухът от резервоара *4* по тръбопровода *5* чрез въздухоразпределителя *7* постъпва постоянно в резервоара *9* на ремаркето независимо от положението на спирачния педал *1*. Спирането на ремаркето се осъществява от другия тръбопровод *6* чрез спирачните камери *8* на ремаркето. При това едновременно от крана *3* се задвижват и спирачните камери *2* на влекача.

В пневматичното спирачно задвижване в зависимост от теглото на автотранс-

портната машина и броя на консуматорите на сгъстен въздух се използват компресори с производителност 100–400 l/min. За регулиране на налягането и неговото ограничаване регулаторите действат по различен начин – чрез изключване на задвижването на компресора или чрез изпускане на въздух в атмосферата.



Фиг. 17.12.Схема на двупроводно спирачно задвижване на автовлак

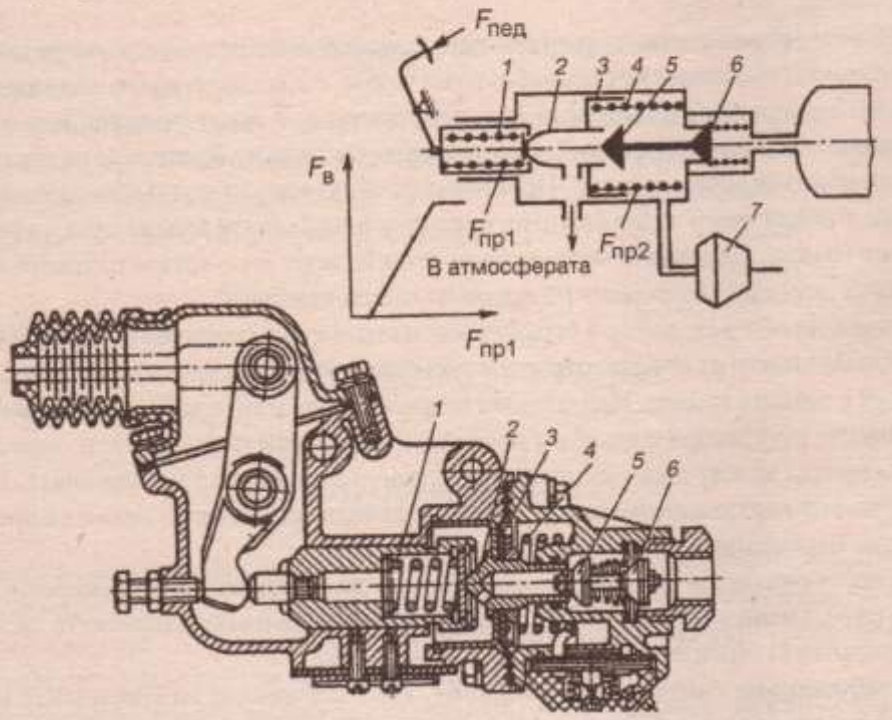
В задвижването се вграждат устройства за подсушаване на въздуха, за влагоотделяне и против замръзване. От особено значение в пневматичното задвижване са спирачните кранове, които осигуряват следящо действие, т.е. пропорционалност между силата върху спирачния педал и налягането в задвижването.

На фиг. 17.13 е показана схема на *спирачен кран с право действие*. При отпуснат спирачен педал атмосферният клапан *5* свързва спирачната камера *7* с атмосферата, като клапанът *6* е затворен. При натиснат спирачен педал кухият прът *2* на буталото *3* свива пружината *4* и се премества, като затваря клапана *5*, с което се прекратява свързването на спирачната камера с атмосферата. Клапанът *6* се отваря и камерата *7* се свързва с резервоара със сгъстен въздух. Пружината *1* осигурява получаването на зададения ход на педала при малко преместване на клапаните *5* и *6*.

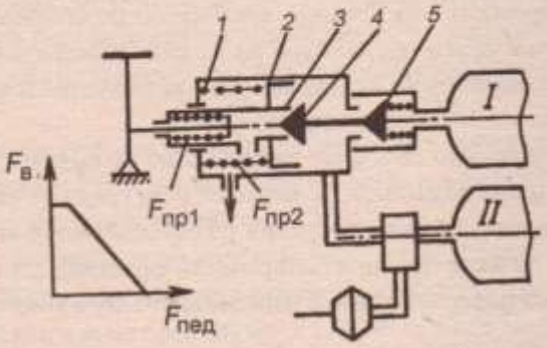
Спирачните кранове с право действие намират приложение в автовлаковете с двупроводно пневматично задвижване.

На фиг. 17.14 е показана схема на *спирачен кран с обратно действие*. При отпуснат спирачен педал пружината *1* премества буталото *2* с пръта *3* надясно и се прекъсва връзката на пневморазпределителя с атмосферата и клапанът *5* се отваря. В случая резервоарът *II* на ремаркето се зарежда от резервоара *I* на влекача. При натискане на спирачния педал буталото *2* се премества наляво и свива пружината *1*, като клапанът *5* се затваря и зареждането на резервоара *II* на ремаркето се прекратява. Клапанът *4* се отваря и свързва дясната камера на цилиндъра с атмосферата. Понижаването на налягането в пневматичното задвижване на ремаркето предизвиква задействане на пневморазпределителя. Последният регулира налягането на въздуха в спирачните камери на ремаркето в зависимост от налягането на въздуха в тръбопровода *9* (фиг. 17.11), свързващ влекача с

ремаркето. Колкото повече пада налягането в тръбопровода *9*, толкова се повишава стойността му в спирачните камери на ремаркето. Тогава сгъстеният въздух от резервоара на ремаркето постъпва в спирачните камери на ремаркето.



Фиг. 17.13. Спирачен кран с право действие



Фиг. 17.14. Спирачен кран с обратно действие

Спирачните кранове с обратно действие се прилагат в еднопроводното пневматично задвижване.

В спирачните задвижвания както в хидрозадвижването, така и в пневмозадвижването се използват регулатори на спирачните сили. Тяхното предназначение е да ограничават спирачните сили на задните колела, за да се избегне плъзгането

им и да се осигури минимален спирачен път. За подобряване на управляемостта на път с нисък коефициент на сцепление допълнително може да бъде поставен регулатор на спирачните сили в спирачното задвижване на спирачките на предните колела.

Регулаторите са статични и динамични. *Статичните регулатори* ограничават налягането в зависимост от подаденото налягане, т.е. от налягането, създадено от натиска върху спирачния педал. Тези регулатори са с ограничителен или с пропорционален клапан. Ограничителният клапан не допуска блокиране на предните колела при нормално спиране. Пропорционалният клапан поддържа еднакво налягане в спирачното задвижване на предните и на задните колела чрез диференциално бутало. Това обаче може да бъде осъществено само когато натоварването на двата моста не са променя по време на експлоатацията.

Динамичните регулатори ограничават налягането в спирачното задвижване в зависимост както от подаденото налягане, така и от изменението на натоварването върху задните колела. Най-широко приложение в леките автомобили имат динамичните регулатори с клапан с пропорционално действие. При него има еластична връзка между диференциалното бутало и задния мост на машината. С намаляване на вертикалното натоварване се намалява спирачната сила и се предотвратява блокирането на колелата.

За подобряване на спирачната ефективност се използват антиблокиращи системи (АБС), които освен това запазват устойчивостта и управляемостта на автотранспортната машина.

Комбинирано спирачно задвижване. Това задвижване на спирачните механизми е пневмохидравлично или пневмоелектрично.

При *пневмохидравличното спирачно задвижване* хидравличната част осигурява минимално време за задействане, едновременно спиране на всички ходови колела и има всички други предимства на хидравличното задвижване. Пневматичната част на задвижването осигурява леко управление и възможност за прикачване на ремарке със съответно задвижване.

В *пневмоелектричното спирачно задвижване* се прилага електронно управление за регулиране на налягането, с което се осигурява не само следящо действие на всички режими, но и се регулира разпределението на спирачните сили между мостовете, за да се подобрят спирачната ефективност и устойчивостта на машината. Особено целесъобразно е използването му в многозвенните автовлакове.

Спомагателната спирачна уредба (спирачка-забавител) по начина на действие е:

- забавител, който използва спирачното действие на двигателя, работещ на празен ход в компресорен режим (чрез изключване или намаляване подаването на гориво; увеличаване на съпротивлението при изпускане на отработилите газове чрез специални клапани в изпускателния тръбопровод; промени в начина на действие на газоразпределението на двигателя);

• хидродинамичен забавител, при който се използва съпротивлението на течност;

• аеродинамичен забавител, при който се използва съпротивлението на въздуха;

• електромагнитен забавител, който използва вихровите токове в метален диск, въртящ се в магнитно поле.

Като забавител в автовлаковете може да се използва основната спирачна уредба на ремаркето (полуремаркето), задействана от отделен орган за управление и работеща с по-малка ефективност. При това непрекъснато действа сила на опън, която препятства сгъването на автовлака.

18. КОРМИЛНА УРЕДБА

18.1. Общи положения

Кормилната уредба е *предназначена да поддържа праволинейно или криволинейно движение* на колесната машина и да го изменя чрез отклоняване на управляемите колела. Освен това служи за прекратяване на странично плъзгане на машината чрез завъртане на кормилното колело.

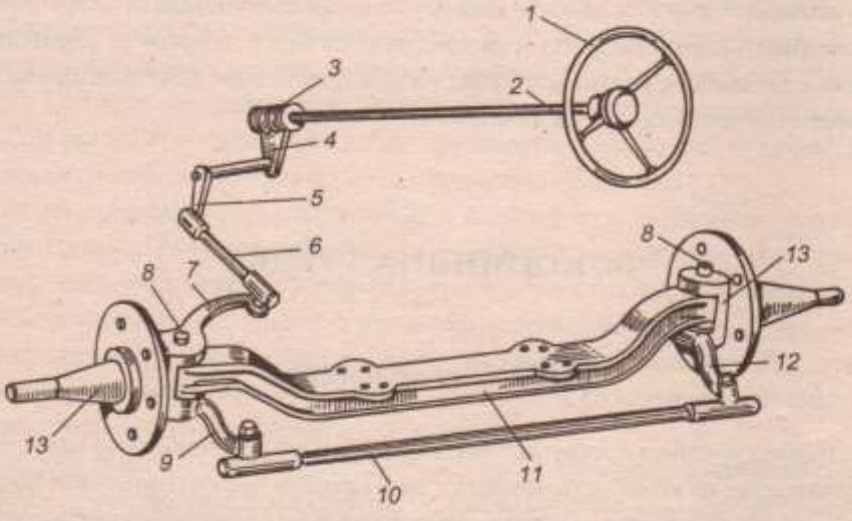
Кормилната уредба трябва да отговаря на *редица изисквания*, като: голяма сигурност и безотказност; осигуряване на чисто търкаляне на ходовите колела при завой; достатъчно малък радиус на завоя; точност и скорост на следящото действие при завиване на ходовите колела в зависимост от завъртането на кормилното колело; отсъствие на трептения; леко управление и стабилизация на управляемите колела и др.

Кормилната уредба *се състои* от кормилно колело, кормилен механизъм, усилвател при необходимост и кормилно задвижване, което включва кормилен трапец, кормилен лост и кормилна щанга.

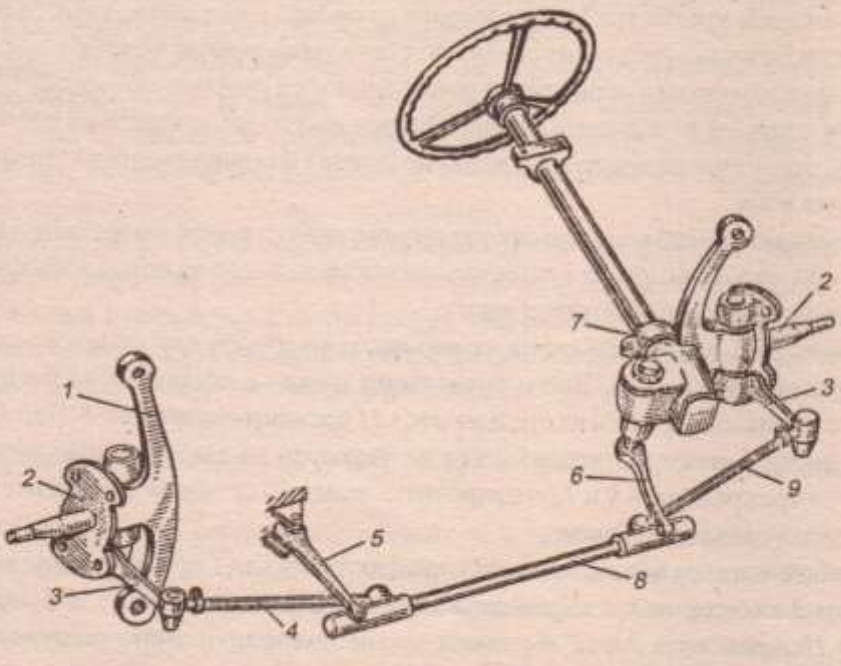
На фиг. 18.1 е показана схема на *кормилната уредба при зависимо окачване* на управляемите колела. Всяко управляемо колело е поставено на шенкела *13*, който е съединен с гредата на предния мост *11* чрез шенкелния болт *8*. При завъртане на лоста *7* шенкелът заедно с ходовото колело се завърта около шенкелния болт *8*, а чрез рамената *9* и *12* и напречната щанга *10* се завърта и другият шенкел с другото управляемо колело.

Управлението се осъществява от кормилното колело *1* чрез кормилния вал *2* на червяка *3* със сектора *4*, кормилния лост *5* и надлъжната щанга *6*. Напречната щанга *10* и рамената *9* и *12* образуват кормилния трапец, който осигурява необходимото съотношение между ъглите на управляемите колела.

На фиг. 18.2 е показана *кормилната уредба при независимо окачване* на управляемите ходови колела. Напречната щанга се състои от три части – средна *8* и шарнирно свързаните с нея странични щанги *4* и *9*. Щангата *8* с единия си край е съединена с кормилния лост *6*, а с другия – с рамото *5*. При завъртане на кормилния механизъм *7* щангите *4* и *9* завъртат раменета *3*, свързани с шенкела *2*. Към вертикалната стойка *1* са съединени раменета на окачването.



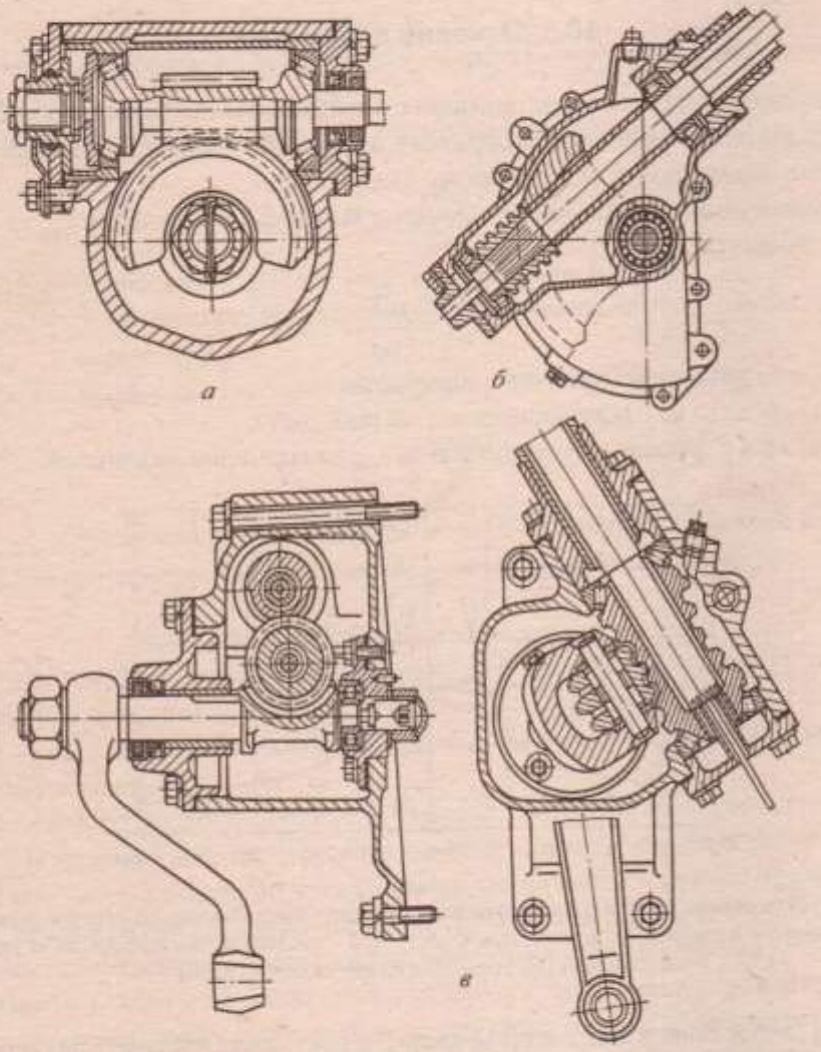
Фиг. 18.1. Схема на кормилна уредба при зависимо окачване



Фиг. 18.2. Схема на кормилна уредба при независимо окачване

18.2. Кормилен механизъм

При колесните машини широко приложение намират червячните механизми в различни варианти – червяк и радиален сектор (фиг. 18.3 *а*), червяк и страничен сектор (фиг. 18.3 *б*), глобоиден червяк и ролка (фиг. 18.3 *в*). Последната двойка кормилен механизъм е най-разпространен, тъй като осигурява най-висок к.п.д.



Фиг. 18.3. Конструкции на кормилни механизми
а – червяк и радиален сектор; *б* – червяк и страничен сектор; *в* – глобоиден червяк и ролка

Червячните кормилни механизми имат двойна регулировка – осовата хлабина в червяка се регулира с пластинки под долната лагерна капачка, а зацепването на червяка с ролката се регулира чрез преместване на вала на кормилния лост, върху

който е закрепена оста на ролката. Ето защо лагеруването на този вал е на втулка и на цилиндричен ролков лагер.

Зъбните кормилни механизми не са намерили разпространение в КМ, понеже са обратими и ударите върху управляемите колела при движение на машината се предават върху кормилото.

18.3. Основни параметри

Кормилната уредба се характеризира с кинематично предавателно число, силово предавателно число, прав и обратен к.п.д. Същите параметри се отнасят и за кормилния механизъм, и за кормилното задвижване.

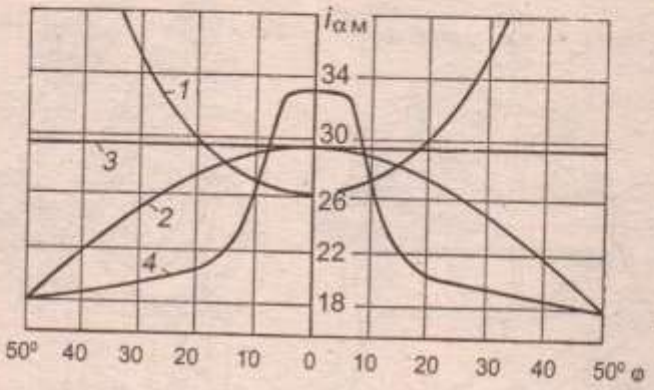
Кинематичното предавателно число на кормилния механизъм $i_{\alpha м}$ се задава със зависимостта

$$i_{\alpha м} = \frac{\Delta\theta}{\Delta\varphi}, \qquad (18.1)$$

където θ е ъгълът на завъртане на кормилото;

φ – ъгълът на отклонение на кормилния лост.

На фиг. 18.4 е показано изменението на $i_{\alpha м}$ на кормилни механизми.



Фиг. 18.4. Изменение на кинематичното предавателно число на кормилните механизми
1 – с минимум в средата; *2* – с максимум в средата; *3* – постоянно; *4* – оптимално за тежки автомобили без усилвател на кормилната уредба

За леки автомобили е подходяща кривата *3* с постоянно предавателно число. За сравнително бавни и тежки автомобили е кривата *2*, чието предавателно число е максимално при средно положение. Кривата *2* понякога е приложима за спортни автомобили, когато предавателното число при средно положение е минимално, а при високи скорости автомобилът реагира по-бързо и при рязко завъртане на кормилното колело. Кривата *4* е подходяща за кормилни механизми без усилвател, когато е необходимо максимално предавателно число при средно положение.

Кинематичното предавателно число на кормилното задвижване $i_{\alpha з}$ е

$$i_{\alpha з} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta\alpha}, \tag{18.2}$$

където α е средният ъгъл на завъртане на управляемите колела.

Общото кинематично предавателно число на кормилната уредба $i_{\alpha к}$ е

$$i_{\alpha к} = i_{\alpha м} \cdot i_{\alpha з}, \tag{18.3}$$

като за леки автомобили е 12–20, за товарни автомобили и трактори – 15–30, а за тежки колесни машини стига до 40.

Силовото предавателно число на кормилния трапец $K_{\mu м}$ е

$$K_{\mu м} = \frac{M_\varphi}{M_\theta}, \tag{18.4}$$

където M_φ е съпротивителният момент на кормилния лост;

M_θ – необходимият въртящ момент върху кормилото за преодоляване на момента M_φ.

Силовото предавателно число на кормилното задвижване $K_{\mu з}$ е

$$K_{\mu з} = \frac{M_\alpha}{M_\varphi}, \tag{18.5}$$

където M_α е сумарният съпротивителен момент на управляемите колела.

Общото силово предавателно число на кормилната уредба $K_{\mu к}$ е

$$K_{\mu м} = K_{\mu м} \cdot K_{\mu з}. \tag{18.6}$$

Силовото предавателно число зависи от кинематичното предавателно число, от к.п.д. на кормилния механизъм, от радиуса на кормилното колело и от разстоянието от оста на шенкелния болт до средата на контактната площ на съответното предно колело.

Ако силовото предавателно число е голямо, силата върху кормилното колело е малка и управлението на колесната машина е лесно. Ако обаче силовото предавателно число е получено чрез увеличаване на кинематичното предавателно число, ъгълът на завъртане на кормилното колело за определен ъгъл на отклонение на управляемите колела е голям. Увеличаването на ъгъла на завъртане на кормилното колело не е желателно, тъй като се затруднява управлението. Поради това кормилната уредба трябва да има голямо силово предавателно число и сравнително малко кинематично предавателно число. За максимално отклонение на управляемите колела (30–40°) кормилното колело трябва да се завърта на 1,5–2 оборота.

18.4. Кормилен трапец

Управляемите колела се свързват със специален четиризвенен кормилен трапец. *Предназначението* на кормилния трапец е да отклонява управляемите колела на различни ъгли α_1 и α_2 съгласно със зависимостта

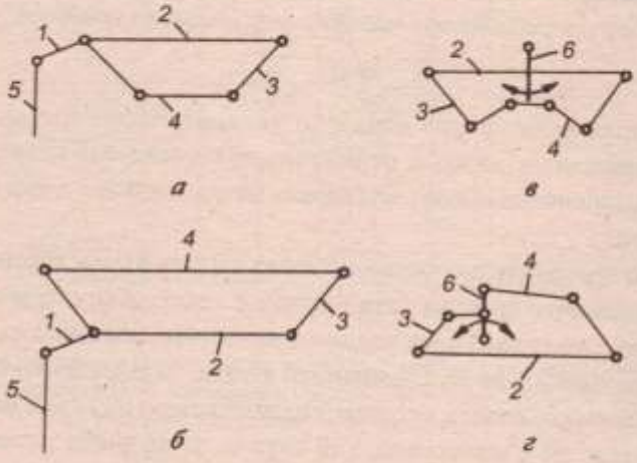
$$\operatorname{ctg}\alpha_1 - \operatorname{ctg}\alpha_2 = \frac{B_1}{L}, \qquad (18.7)$$

където B_1 е разстоянието между пресечните точки на осите на колелата и осите на шенкелните болтове;

L – надлъжната база на КМ.

При *кормилния трапец с цяла напречна щанга 4* (фиг. 18.5 *а, б*) събирането на колелата се регулира чрез изменение на дължината на щангата (чрез навиване в накрайниците на сферичните ѝ шарнири). Щангата *4* с рамената *3* може да бъде поставена както отзад, така и пред гредата *2* на моста. При разположение на кормилния трапец зад гредата се намалява пътният просвет на КМ и се влошава обслужването на двигателя, докато при разположението на трапеца пред гредата (фиг. 18.5 *б*) се осигурява свободно пространство под двигателя.

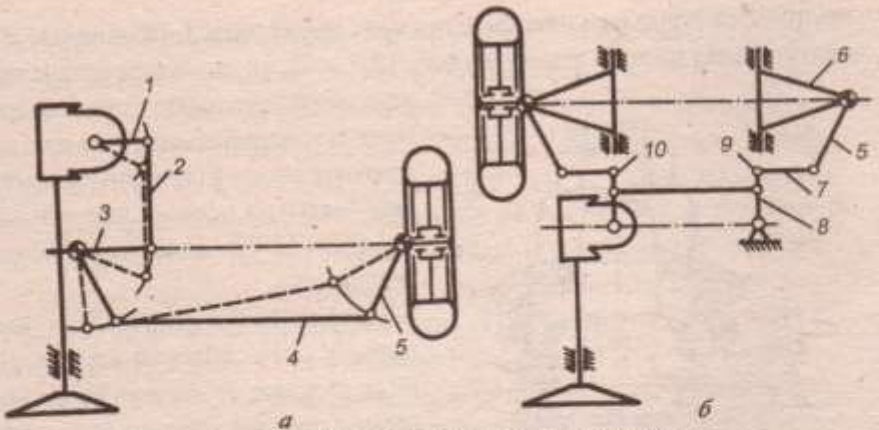
Най-широко разпространение при КМ има *кормилният трапец с напречна щанга 4* от две части (фиг. 18.5 *в, г*). Трапецът може да бъде разположен пред (фиг. 18.5 *в*) или зад (фиг. 18.5 *г*) гредата *2* на предния мост. Надлъжната щанга *5* в случая отсъства, а кормилният лост *6* е непосредствено свързан с напречната щанга.



Фиг. 18.5. Схеми на кормилен трапец

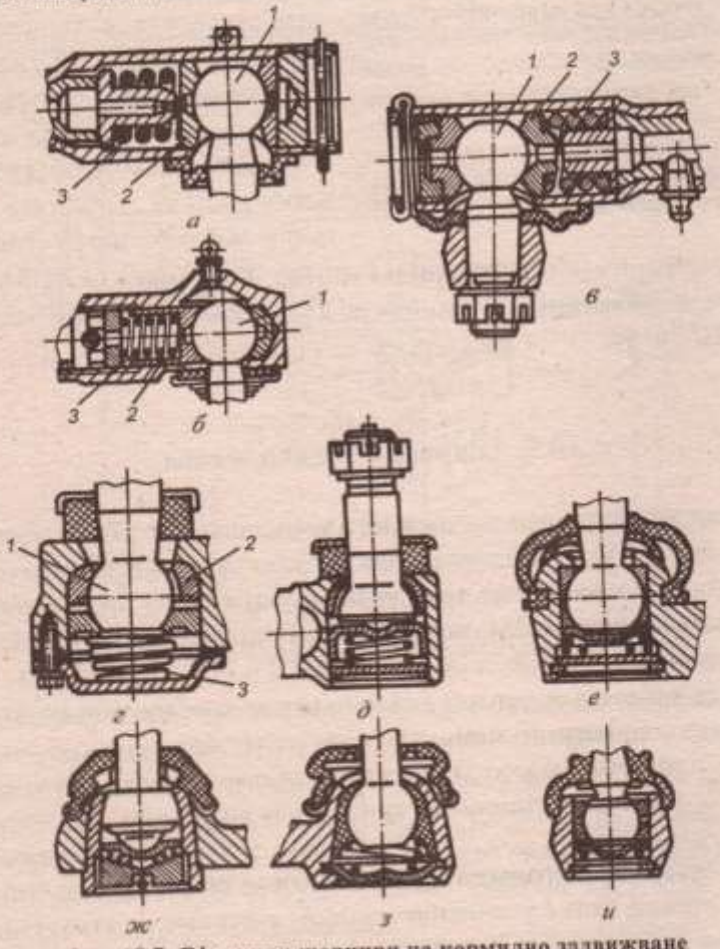
На фиг. 18.6 *а* е показана схемата на кормилна уредба с цяла напречна щанга при зависимо окачване на колесната машина, а на фиг. 18.6 *б* – кормилна уредба с разрязана (съставна) напречна щанга при независимо окачване на КМ.

На фиг. 18.7 са показани конструкциите на *сферични шарнири* на кормилното задвижване. При тях постоянната хлабина между главата *1* на сферичните болто-



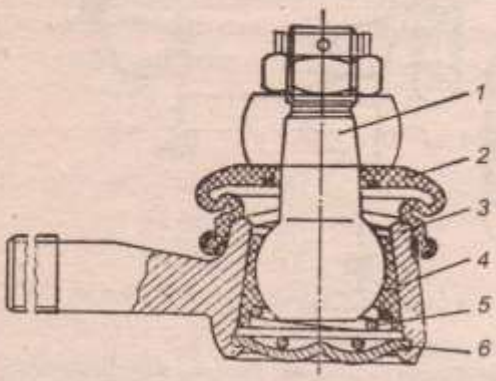
Фиг. 18.6. Схема на кормилно задвижване

а – при зависимо окачване на управляемите колела; *б* – при независимо окачване на управляемите колела; *1* – кормилен лост; *2*, *4* – надлъжна и напречна щанга; *3*, *5*, *6*, *8* – рамена, съответно шенкелно, на кормилния трапец, на окачването и люлеещо се; *7* – напречна щанга; *9*, *10* – шарнири



Фиг. 18.7. Сферични шарнири на кормилно задвижване

ве и вложките *2* се поддържа автоматично чрез пружините *3*. Шарнирите с пружина, действаща по оста на щангата (фиг. 18.7 *а, б, в*), са разпространени при товарните автомобили със средна и голяма товароносимост, но са с малка дълготрайност. Шарнирите с пружина, действаща по оста на сферичния палец (фиг. 18.7 *г–и*), са с по-голяма надеждност.



Фиг. 18.8. Капсулован шарнир с пластмасова втулка от кормилен трапец на лек автомобил (запълнен със смазка при капсуловането му)
1 – ябълковиден болт; *2* – защитен гумен маншон; *3* – тяло (ухо) на шарнира; *4* – конусна пластмасова втулка; *5* – предварително натегната пружина за автоматично обиране на хлабината в шарнира (от осовия натиск пластмасовата втулка *4* се стеснява в конусното си легло); *6* – капачка, завалцована в тялото *3*

На фиг. 18.8 е показан *капсулован шарнир* с пластмасови втулки, които не се нуждаят от мазане, но има ограничена товароносимост и дълготрайност.

Материали. Червячните винтове и ролките на кормилните механизми се изработват от нисковъглеродна стомана 12ХН3А, 18ХГТ, 20Х и др. с цементация на работните повърхнини.

Кормилните лостове се изковават от стомана 40 или 40Х, след което се термообработват. Тръбните кормилни щанги се изработват от стомана 20, 30, 40 и др., а сферичните (ябълковидните) болтове – от стомана 12 ХН3А, 20Х и др. с цементация на работните повърхнини до дълбочина 1,5–3 mm и закаляване до твърдост *HRC* 56–63.

18.5. Хидравличен усилвател

За да се улесни управлението на КМ, в кормилната уредба се използва хидравличен усилвател. Усилвателите трябва да бъдат чувствителни и да имат следящо действие, да не се включват при случайни удари върху предните колела при праволинейно движение на КМ и при повреда в усилвателя да е възможно управлението на машината.

За оценка на работата на усилвателя се използва *коефициент на усилване* $K_у$, който се определя от отношението

$$K_у = \frac{F_{\theta 0}}{F_{\theta у}}, \qquad (18.8)$$

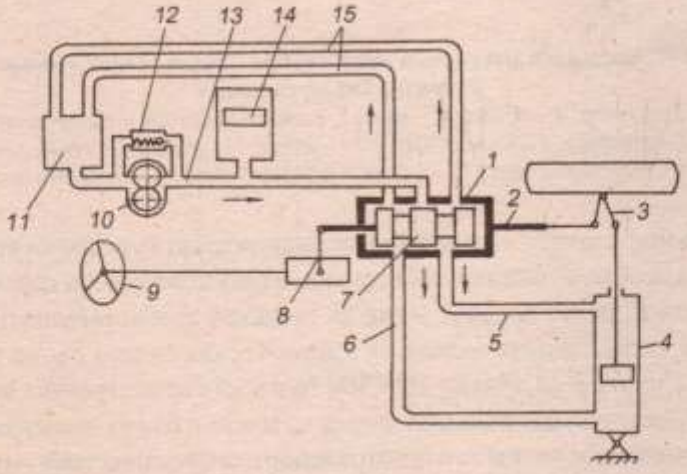
където $F_{\theta 0}$ е силата върху кормилното колело без усилвател;

$F_{\theta у}$ – същата сила с усилвател.

При съвременните колесни машини коефициентът $K_у$ се приема 2–6, като най-

широко приложение имат хидравличните усилватели. Състоят се от хидравлична помпа, хидравличен цилиндър, разпределително устройство и тръбопроводи.

На фиг. 18.9 е показана *принципната схема* на хидроусилвател на кормилна уредба. Помпата *10* засмуква работна течност от резервоара *11* и я нагнетява в тръбопровода *13* към плунжерния разпределител *7* в тялото на усилвателя *1*. За да се осигури еднакво време на задействане на усилвателя, в тръбопровода *13* е включен хидроакумулаторът *14*, който поддържа постоянно налягане. Отработилата течност се връща в резервоара по тръбопроводите *15*. При завъртане на кормилото *9* кормилният лост *8* премества аксиално плунжерния разпределител *7* и нагнетателният канал *13* се съединява с каналите *5* и *6*, по които се подава работна течност към силовия цилиндър *4*, буталният прът на който е съединен с шенкела *3* на управляемото колело. Тялото *1* на разпределителя е подвижно и с обратна връзка *2* е свързано с шенкела *3*. След отклоняване на управляемото колело обратната връзка *2* премества тялото *1* обратно на преместването на плунжера *7* и прекратява подаването на течност в хидроцилиндъра, при което отклоненото колело се задържа в дадено положение. За да се отклонят управляемите колела в още по-голяма степен, необходимо е да се продължи въртенето на кормилото. Така се осъществява следящото действие.



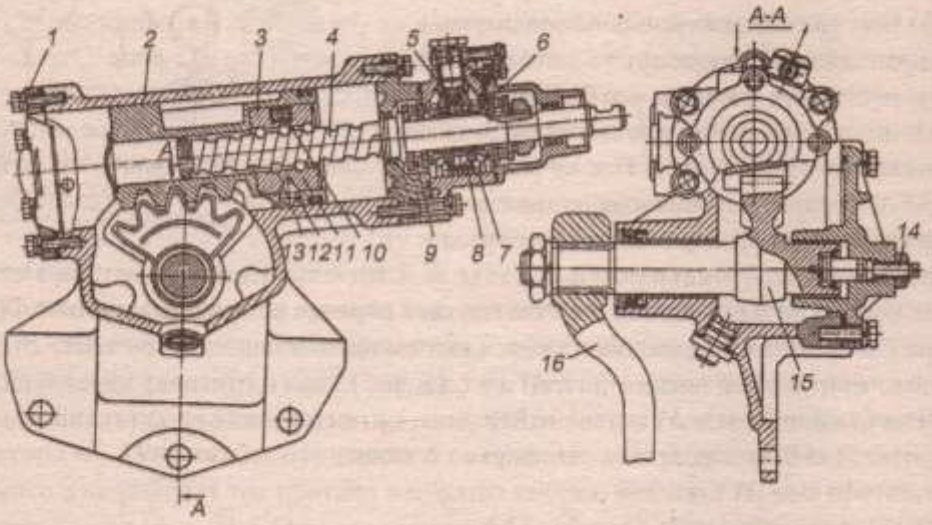
Фиг. 18.9. Схема на хидроусилвател на кормилна уредба

На фиг. 18.10 е показана конструкцията на кормилен механизъм с хидроусилвател на товарен автомобил ЗИЛ-130.

Коефициентът на полезно действие на кормилния механизъм не трябва да бъде по-малък от 0,7. Хлабината в механизма, съответстваща на праволинейно движение, трябва да бъде минимална, а при завъртане на кормилния вал в двете посоки – да се увеличава. Конструкцията на кормилните механизми трябва да осигурява възможност за регулиране на хлабината.

Ъгълът на завъртане на кормилния вал, необходим за включване на хидро-

усилвателя, заедно със свободния ход (който трябва да бъде минимален) не трябва да бъде по-голям от 15°, като моментът, приложен на кормилното колело за включване на хидроусилвателя, е не по-голям от 10 N.m, а моментът при максимално налягане – не повече от 50 N.m.



Фиг. 18.10. Кормилен механизъм винт – гайка – зъбен гребен – зъбен сектор с вграден хидроусилвател

1 – капачка; *2* – картер; *3* – бутало; *4* – винт; *5* – сачмен клапан; *6* – разпределител (шибър); *7* – плунжер; *8* – пружина; *9* – опорен лагер; *10* – канал; *11* – гайка; *12* – фиксатор; *13* – сачма; *14* – регулиращ винт; *15* – вал на кормилния лост; *16* – кормилен лост

Основните параметри на усилвателя на кормилната уредба са определени по отношение на необходимата максимална сила върху кормилното колело $F_{во}$ с отчитане на силата F, която водачът може да приложи към кормилното колело при завъртане на управляемите колела на място. Тогава силата $F_{ву}$ на усилвателя е $F_у = F_{во} - F$. Силата F се приема 200–300 N, с което се отстранява възможността за често завъртане на управляемите колела на място и бързо износване на гумите.

От статистическите данни за пътнотранспортни произшествия и от резултатите от изпитване на автомобилите на удар е установено, че кормилната уредба е основен фактор за травмиране на водачите при челен удар. Кормилната уредба се смята за безопасна, ако при изпитване на удар при скорост 48,8 km/h горната част на кормилната колонка се премества в купето не повече от 127 mm, а при скорост 24,1 km/h осовата сила върху колонката е не повече от 11,35 kN.

В съвременните автомобили намират приложение различни конструкции кормилни уредби с повишена безопасност.

Тялото на *кормилната колонка* може да бъде изпълнено като телескопичен шарнир, чиято вътрешна и външна част са блокирани. При силен удар една част на тялото се премества в другата, като поглъща енергията на удара.

Конструкцията на кормилната колонка може да се изпълни като многозвенна (три вала и две карданни съединения, а кормилният механизъм е реечен). В случая енергията на удара не се предава върху кормилното колело.

Приложение в автомобилите намират *смачкващите се* кормилни колонки. Колонката е вал, който в долния си край има един или два пояса с намалена коравина, като валът е с отвори по диаметъра. При удар водачът се удря в кормилното колело, което предава силата върху кормилната колонка и я свива. Големината на деформацията зависи от скоростта на движение, теглото на водача, дебелината на тръбата, материалите и др.

За повишаване на пасивната безопасност на автомобила се използват и кормилни колела, покрити с мек материал (тип „силфон") и специална главина (тип „лале") с предпазно меко покритие. Кормилното колело има две спици, разположени под ъгъл 140–160° и наклонени под ъгъл, не по-малък от 20°.

РАЗДЕЛ V

ЕЛЕКТРООБЗАВЕЖДАНЕ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

19. ОБЩИ ПОЛОЖЕНИЯ В ЕЛЕКТРООБЗАВЕЖДАНЕТО НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

Значение. Електрообзавеждането е важна уредба на автотранспортната техника, която оказва съществено влияние върху *нейните технико-експлоатационни показатели*.

Постоянното развитие и усъвършенстване на конструкцията на автотранспортните средства е свързано с непрекъснато увеличаване на номенклатурата и броя на вгражданите елементи от електрообзавеждането, електронни устройства и системи. Сега себестойността на електрообзавеждането е 5–12 % от себестойността на новопроизведения автомобил. Тенденциите са в близките години да достигне 20 %.

Електрообзавеждането определя в значителна степен освен техническите показатели също и *надеждността*, *икономичната експлоатация*, както и *безопасността на движението* на АТТ. Практиката показва, че 25–30 % от всички откази и неизправности в процеса на експлоатация се появяват в електрическата уредба. Значителна част от разходите за поддържане и техническо обслужване също се пада на електрообзавеждането. Следователно познаването на устройството, принципа на действие, характеристиките и експлоатационните особености на отделните елементи на електрическата уредба от водачите и сервизните работници осигурява технически издържана и икономична експлоатация на автотранспортната техника.

Електрообзавеждането на автотранспортните средства е ***предназначено***:

- да осигури първоначалното пускане на двигателя и работата му при всички експлоатационни режими;
- да създава условия за безопасно движение на автотранспортните средства;
- да улеснява работата на водача.

Класификация на елементите в електрическата уредба. Електрическата уредба на автотранспортните средства съдържа значителен брой елементи, които според *предназначението си* могат да бъдат обединени в следните функционални групи:

• източници на електрическа енергия – акумулаторна батерия и генератор;

• уредба за първоначално пускане на двигателя – акумулаторна батерия и електрически стартер;

• запалителна уредба;

• осветителна уредба – предни фарове, фарове за движение на заден ход и вътрешни осветители;

• уредба за светлинна и звукова сигнализация – стопсветлини, пътепоказатели, габаритни светлини, специализирани светлини и звуков сигнализатор;

• контролно-измервателни уреди, информиращи водача за основните параметри на движението и други важни за работата на двигателя параметри;

• допълнително електрообзавеждане – стъклочистачки, електродвигатели, включватели, превключватели, предпазители и др.;

• електронни системи за управление.

Електрообзавеждането на автотранспортните средства *се състои от източници и консуматори* на електрическата енергия, свързани помежду си в определен ред чрез проводници.

Наличието на акумулаторна батерия като източник на електроенергия и необходимостта от зареждането ѝ в процеса на работа налага електрообзавеждането да бъде за *постоянно напрежение.*

Номиналното напрежение на акумулаторната батерия определя стойностите на *номиналното напрежение* на електрообзавеждането – 6, 12 и 24 V. В някои автотранспортни средства се използват две напрежения – 12 и 24 V. По-високото е предназначено за захранване само на стартера при първоначалното пускане на двигателя и се получава чрез последователно включване на две акумулаторни батерии, които във всички останали режими са свързани паралелно. За *генераторите* са определени стойности на номиналното напрежение 7, 14 и 28 V.

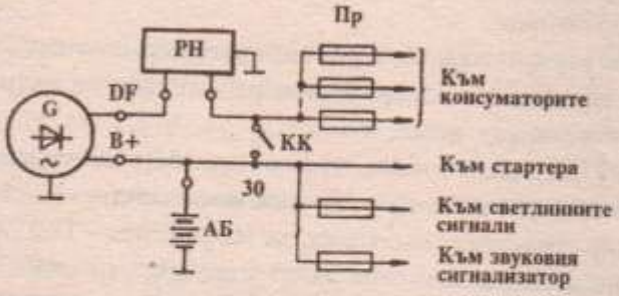
Електрообзавеждането на автотранспортните средства се изработва по *еднопроводна схема.* За втори проводник се използва корпусът на автомобила. Предимствата на еднопроводната схема са намаляване на масата на електрообзавеждането до 30 % и количеството на използваната мед, съответно проводниците до 40 %, удобство при ремонт и обслужване. Като недостатък може да се посочи по-голямата вероятност за късо съединение, което налага по-високи изисквания за изолацията на проводниците.

През последните години за част от елементите на електрообзавеждането се прилага *двупроводна схема* на свързване. Това са консуматорите, разположени по периферните части от корпуса на автомобила – фарове, пътепоказатели, стопсветлини и др. Чрез двупроводната схема се осигурява тяхната нормална работа при евентуална корозия в местата на свързване между елементите на купето, напр. калниците и останалата част от корпуса на автомобила, която би нарушила електрическата връзка. По двупроводна схема се изпълняват и всички електрически връзки на електронните системи за управление.

Към корпуса може да бъде свързан отрицателният или положителният полюс на източниците на електрическа енергия. За автотранспортната техника, експлоатирана и произвеждана в България, *към маса (корпуса) трябва да бъде свързан отрицателният полюс.*

Видове схеми на електрообзавеждане. Електрическата инсталация на автотранспортните средства се изпълнява *като отделни клонове,* свързващи определени консуматори с източниците на електрическа енергия.

Електрическите консуматори, които се използват при неработещ двигател или консумират ток със значителна стойност, се свързват *директно* към веригата на акумулаторната батерия (напр. стартер, звуков сигнализатор, контакт за подвижна лампа, габаритни светлини, аварийна сигнализация и др.). Останалите консуматори се включват във веригата на източниците на електрическа енергия чрез *контактния ключ КК.* В съответствие с DIN всички изводи на консуматорите, свързани директно към акумулаторната батерия, се означават с 30, а тези след контактния ключ – с 15 (фиг. 19.1).



Фиг. 19.1. Принципна схема на електрическата инсталация на АТТ
G – генератор за променлив ток; *РН* – регулатор на напрежение; *АБ* – акумулаторна батерия; *КК* – контактен ключ; *Пр* – предпазители; *DF* – извод на възбудителната намотка на генератор

За *защита от претоварване* и от къси съединения в началото на всеки клон на електрическата инсталация се поставя предпазител. Предпазители не се предвиждат във веригата на стартера (поради много голямата стойност на тока), а в някои случаи и във веригата на запалителната уредба, за да не се намали експлоатационната ѝ надеждност.

Основната техническа документация на електрообзавеждането е неговата ***принципна схема***. На нея са показани чрез графични символи или възприети електрически схеми всички елементи от електрообзавеждането, като са посочени означенията на техните изводни клеми и връзките между тях. Основно правило при изобразяване на схемите на електрообзавеждането е всички елементи да са показани в *неработно състояние*, т.е. механично задействаните (напр. бутони) да са в състояние, когато не е приложено механична сила, а тези с електрическо захранване (напр. релета) без приложено електрическо напрежение.

На фиг. 19.2 е показана типовата схема на електрообзавеждането на автомобил, начертана в съответствие с БДС. По-прегледни при анализ и по-удобни при

търсене на неизправности са схемите, при които елементите на електрообзавеждането са показани чрез своите вътрешни схеми. В табл. 19.1 са изобразени условните графични означения и съответните *вътрешни електрически схеми на елементи* от електрообзавеждането.

В последните години много фирми, производители на автомобили, използват в своята техническа документация *блоково изобразяване* на електрическата инсталация. Всеки блок обхваща отделна функционална група от електрообзавеждането – източници на електрическа енергия, запалителна уредба, осветление и др. Освен това за всяка от тях се дават принципната електрическа схема (фиг. 19.3), схемата на конкретното разположение на съответните елементи в автомобила (фиг. 19.4), разположението на кабелите и свързващите куплунги в автомобила (фиг. 19.5) и схемата на свързване на всеки куплунг (фиг. 19.6).

Фирмата Bosch използва по-различен начин на представяне на електрическата инсталация, възприета като DIN (фиг. 19.7). Отделните елементи на електрообзавеждането се представят със символи, свързани директно към акумулаторната батерия (означено с 30), или след контактния ключ (означено с 15) и „маса". Линията, изобразяваща общата „маса" (означено с 31), се използва и като скала за определяне на местоположението на елементите в схемата. Всеки елемент се означава с т.нар. идентификатор (G1, S1 и т.н. на фиг. 19.7), който обикновено се обяснява под схемата на инсталацията.

Проводници. За свързване на отделните елементи на електрообзавеждането се използват отделни *многожилни проводници* с поливинилхлоридна изолация, означавани като ПВА и ПВАЛ. Тези проводници са с по-висококачествена изолация поради по-голямата вероятност от къси съединения и пожар в автотранспортните средства.

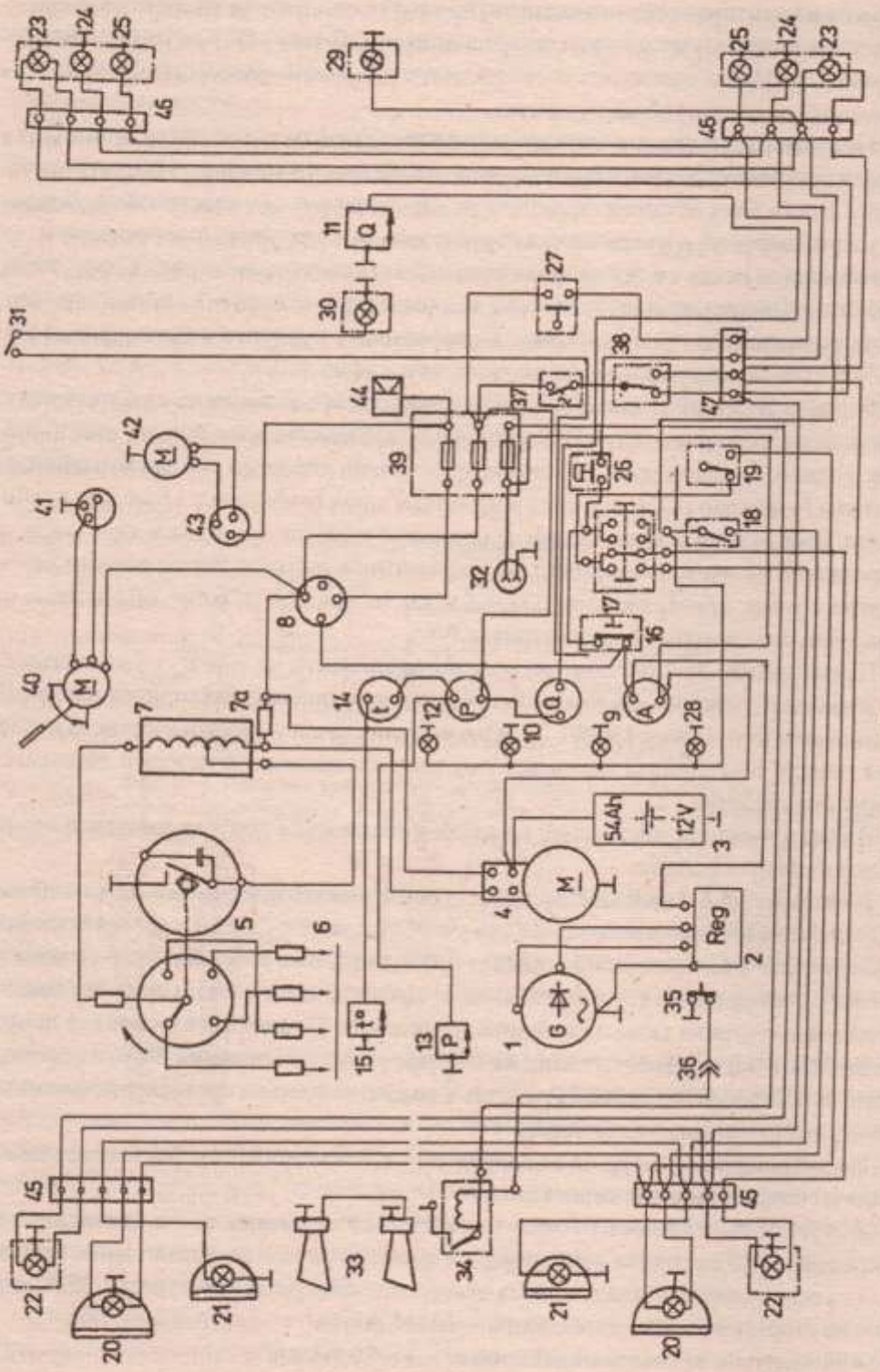
В електрическата инсталация на автомобилите не се допуска използването на едножилни проводници.

Конструктивно отделните части на електрическата инсталация се изпълняват *със самостоятелни проводници* или се обединяват *в снопове от проводници*. Обикновено в снопове се обединяват проводници със сечение, не по-голямо от 4 mm^2. Условията на топлопредаване на проводниците в снопове са по-лоши в сравнение с тези на самостоятелните проводници. Поради това в снопа се допуска да бъдат максимално натоварени едновременно не повече от 30 % от проводниците. Останалите трябва да работят в различно време с кратковременно натоварване или да имат малък товар.

Проводниците *се избират* в зависимост от допустимото токово натоварване и пада на напрежение във веригата.

Допустимата стойност на тока в зависимост от сечението на проводника се определя, като се отчита допустимата *плътност на тока* за различните вериги:

- на осветлението, сигнализацията и контролно-измервателните уреди – 35 A/mm^2;
- на стартера за леки автомобили – 10–15 A/mm^2;
- на стартера за товарни автомобили – 15–20 A/mm^2.



Фиг. 19.2

Фиг. 19.2. Типова схема на електрообзавеждането на автомобила съгласно с БДС 7372-69
1 – генератор за променлив ток с вграден токоизправител; *2* – регулатор на напрежение (релерегулатор); *3* – акумулаторна батерия; *4* – стартер; *5* – прекъсвач-разпределител на запалването; *6* – запалителни свещи със защитни резистори срещу радиосмущения; *7* – индукционна бобина; *7а* – допълнителен резистор; *8* – ключ на запалване; *9* – амперметър; *10* – уред за измерване на количеството гориво; *11* – датчик за измерване на количеството гориво; *12* – уред за измерване на налягането на маслото; *13* – датчик за измерване на налягането на маслото; *14* – уред за измерване на температурата на водата; *15* – датчик за измерване на температурата на водата; *16* – кутия с биметален предпазител във веригата за осветление; *17* – ключ за фарове и габаритни светлини; *18* – прекъсвач за фаровете при мъгла; *19* – крачен прекъсвач на дълги и къси светлини; *20* – фарове с двойноспирални лампи; *21* – фарове при мъгла; *22* – габаритни фарове с двойноспирални лампи за предни габаритни светлини; *23* – габаритни фарове с двойноспирални лампи за задни габаритни светлини; *24* – фарове за стопсигнал; *25* – фар за заден ход; *26* – граничен прекъсвач с хидравлично задействане; *27* – граничен прекъсвач с механично задействане; *28* – лампи за осветяване на скалата на уредите от арматурното табло; *29* – осветител на регистрационен номер; *30* – осветител за осветление на купето; *31* – прекъсвач за осветление на купето; *32* – контролна кутия за подвижна лампа; *33* – звукови сигнализатори; *34* – реле за включване на звуковите сигнализатори; *35* – команден прекъсвач за звуковите сигнализатори; *36* – щепселно съединение; *37* – реле за пътепоказател; *38* – прекъсвач за мигаща светлина; *39* – кутия със стопяеми предпазители; *40* – електрическа чистачка на предното стъкло; *41* – двупозиционен прекъсвач за електрическата чистачка на предното стъкло; *42* – електродвигател към вентилатор за отопление; *43* – двупозиционен прекъсвач за електродвигател към вентилатор за отопление; *44* – радиоприемник; *45* – клемно свързващо табло за фарове; *46* – клемно свързващо табло за комбиниран осветител; *47* – клемно свързващо табло за комбиниран осветител

Падът на напрежение не трябва да бъде голям, за да се осигури нормалната работа на свързания електрически консуматор.

За удобство при монтажа и поддържането електрическите проводници се маркират. Най-често за тази цел се използват различни цветове и цветни кодове. Употребяват се и означения (шифри или букви), нанесени върху изолацията по дължината на проводника.

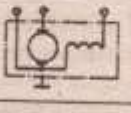
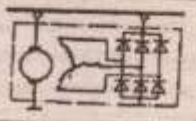
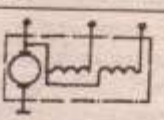
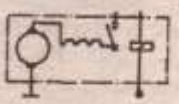
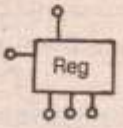
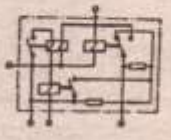
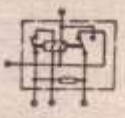
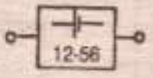
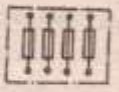
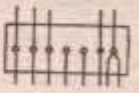
Отделните проводници и снопове от проводници *се укрепват* чрез пластмасови фиксатори и ленти.

За връзка между проводниците и елементите на електрообзавеждането, както и между отделните части на електрическата инсталация, се използват *контактни накрайници*, които са различни видове, но най-масово се прилагат кръглите накрайници за болтова връзка и плоските щифтови накрайници (фиг. 19.8).

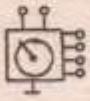
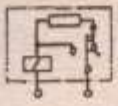
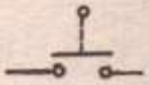
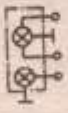
Проводникът и накрайникът се свързват чрез запресоване. Не се разрешава спояване.

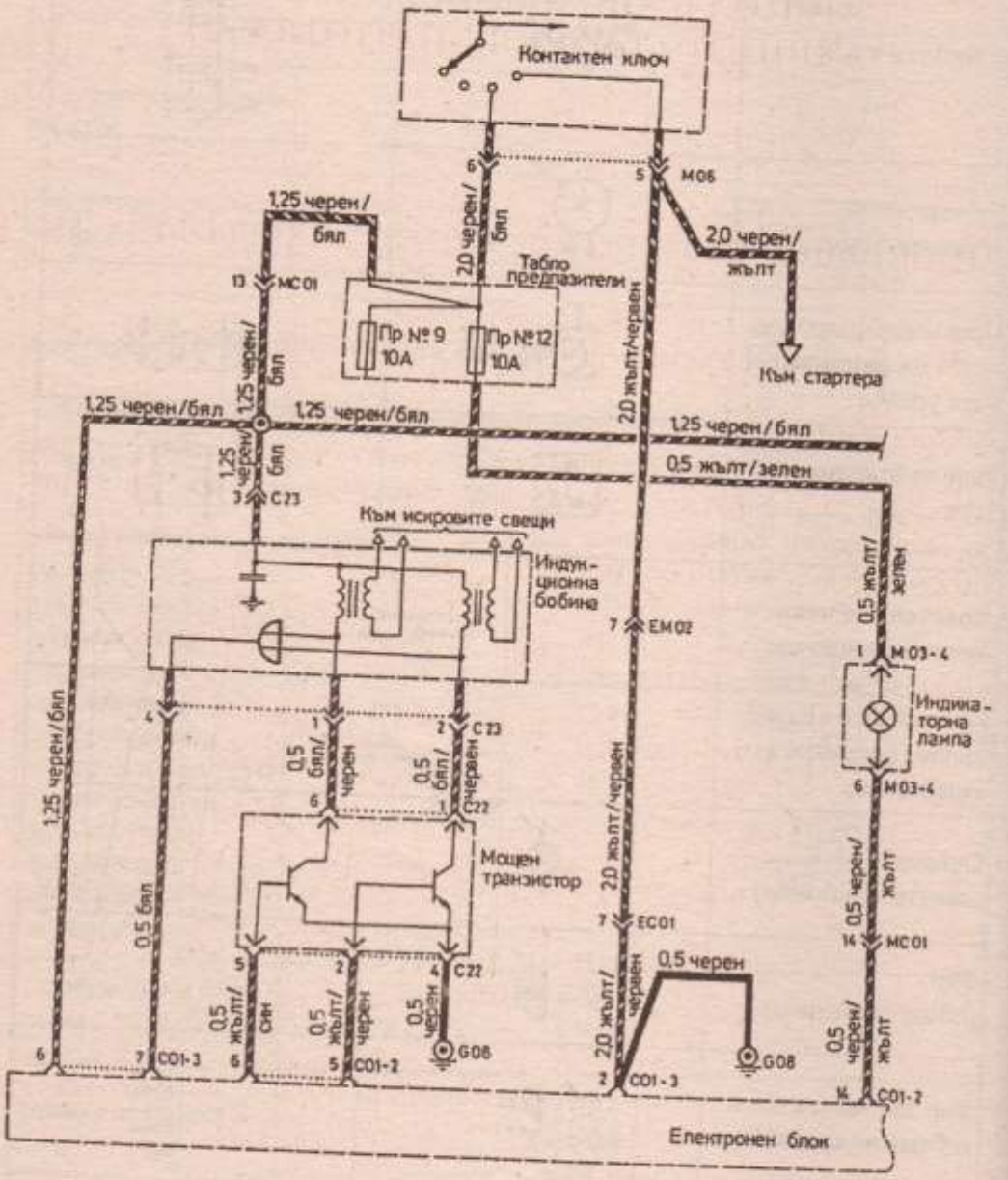
Електромагнитна съвместимост и защита срещу радиосмущения. Понятието *електромагнитна съвместимост* се отнася за електрически и електронни системи и се определя като възможност за съвместната им работа, без да си влияят взаимно. За автотранспортната техника това означава електрическата уредба като цяло и монтираните в тях различни електронни системи (като система за управление на двигателя, система за управление на трансмисията, система ABS, радиоприемник, системи за навигация, телефони и др.) да работят съвместно в

Таблица 19.1. Условни графични означения и електрически схеми от електрообзавеждането

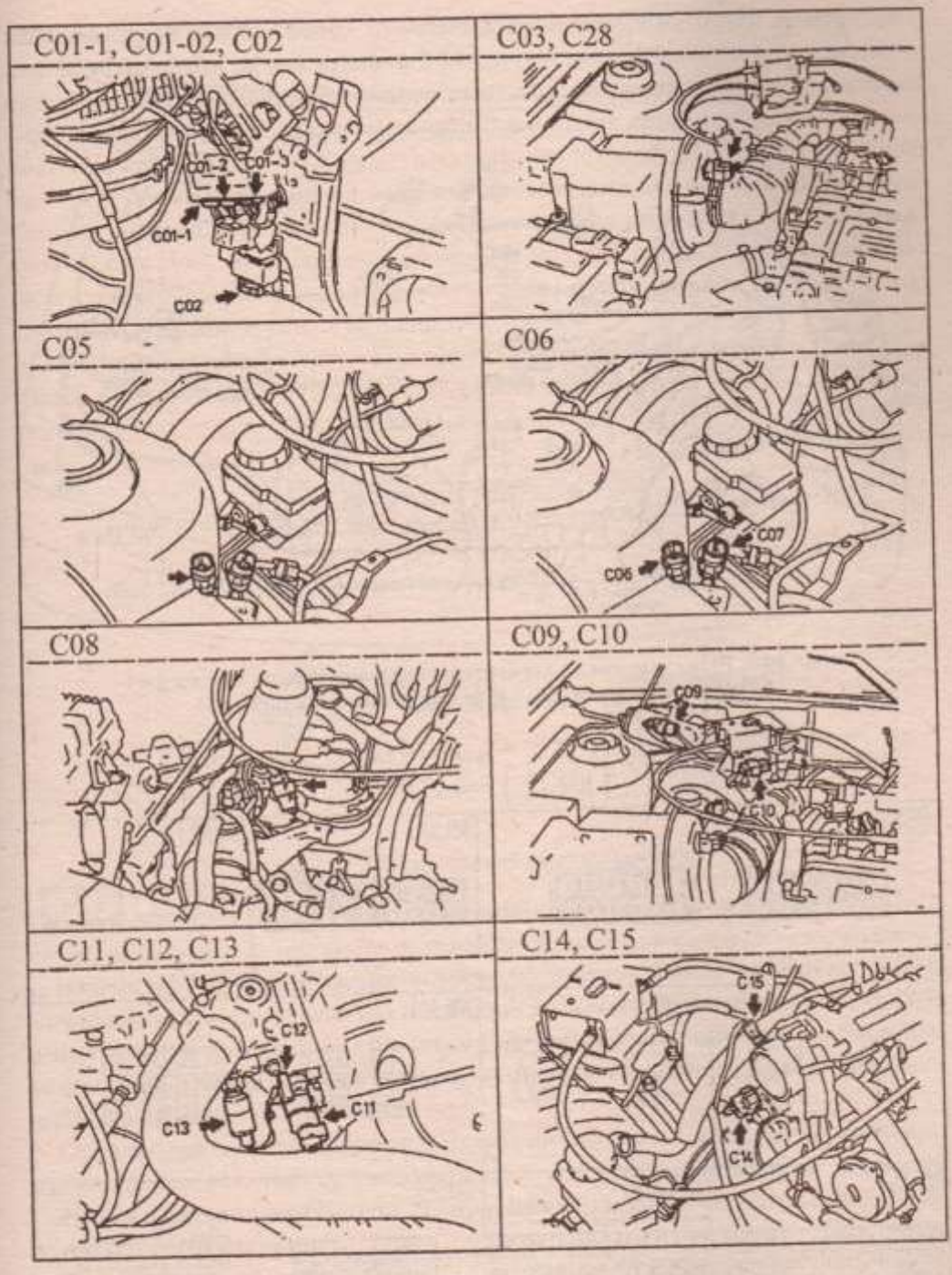
Наименование	Условно графично означение	Вътрешна електрическа схема
1	2	3
Генератор за постоянен ток		
Генератор за променлив ток		
Генератор-стартер		
Стартер		
Реле-регулатор а) триелементен реле-регулатор (регулатор на напрежение, реле за обратен ток и ограничител на тока) б) двуелементен реле-регулатор (регулатор на напрежение и реле за обратен ток)		 
Акумулаторна батерия (12 V, 56 A.h)		
Табло с предпазители		
Клемно свързващо табло		

Продължение на табл. 19.1

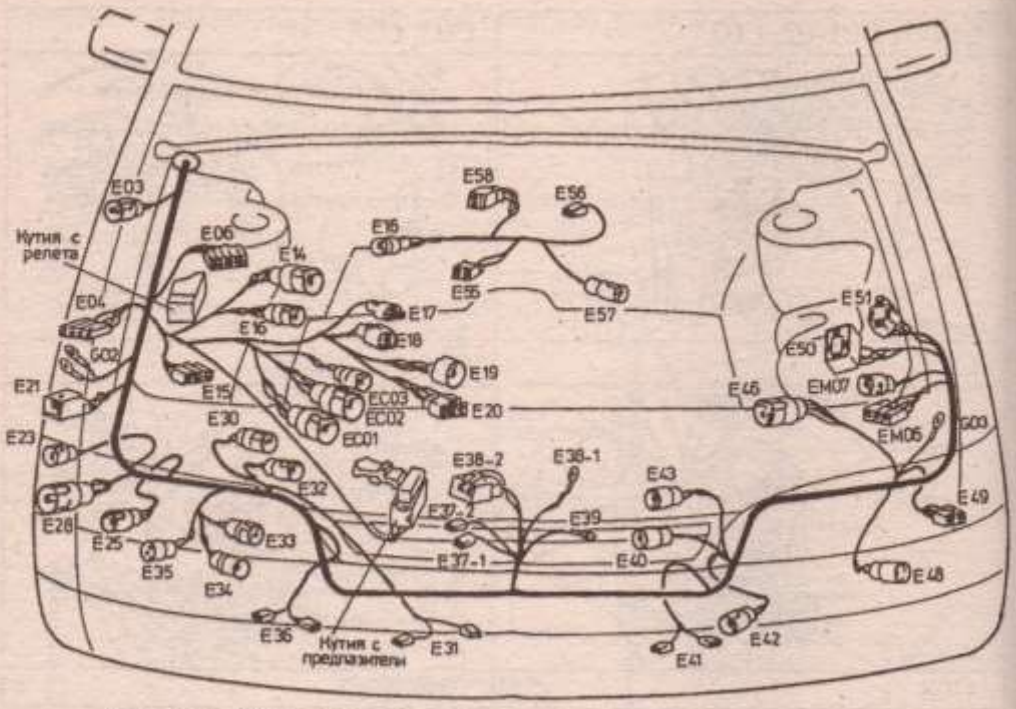
1	2	3
Контактен ключ		
Електрическа стъклочистачка		
Прекъсвач-разпределител на запалителната уредба		
Реле за пътепоказатели		
Прекъсвач с механично задействане		
Прекъсвач с хидравлично (пневматично) задействане		
Осветител (осветително тяло)		
Фар (общо означение)		
Фар за дълга, къса и габаритна светлина		
Комбиниран осветител (стопсветлина, пътепоказател и габаритна светлина)		



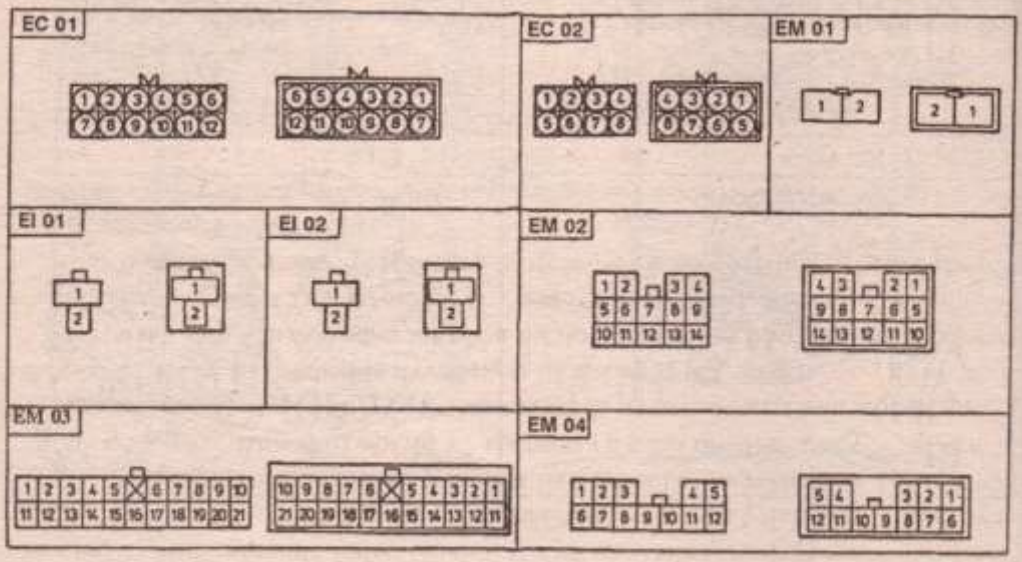
Фиг. 19.3. Принципна електрическа схема на определена част от електрическата инсталация на автомобила (пример)



Фиг. 19.4. Разположение на част от елементите от електрическата инсталация на автомобила (пример)

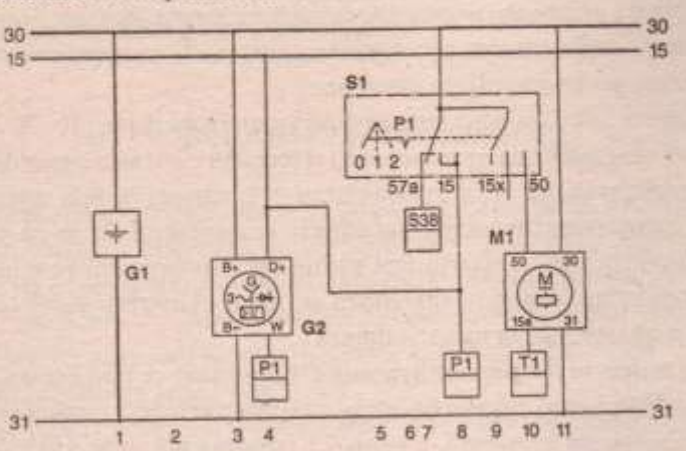


Фиг. 19.5. Разположение на кабелите и свързващите куплунги на част от електрическата инсталация на автомобила (пример)

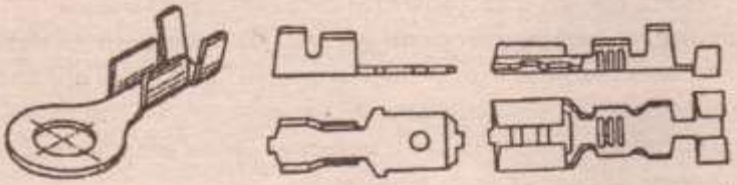


Фиг. 19.6. Схеми на куплунгите на част от електрическата инсталация на автомобила (пример)

непосредствена близост, без да си влияят една на друга. Освен това автомобилът като цяло не трябва да оказва влияние на другите автомобили, както и на различните радиокомуникации, а също и те да не оказват влияние върху нормалната работа на неговите електронни системи.



Фиг. 19.7. Принципна електрическа схема, възприета от фирмата Bosch



Фиг. 19.8. Контактни (кабелни) накрайници

Електрообзавеждането на автотранспортните средства излъчва при работа *електромагнитни вълни*, които причиняват смущения в радио- и телевизионните приемници. Електромагнитни вълни се излъчват *при изменението на тока* в електрическата верига. Колкото по-големи са амплитудата и скоростта на изменение на тока, толкова по-интензивно е излъчването. Излъчваната енергия при равни други условия зависи от елементите и конфигурацията на електрическата верига.

Следователно *източници* на радиосмущения са всички елементи, в които има комутация на тока. Това са запалителната уредба, вторичната верига и прекъсвачът, генераторът, регулаторът на напрежение, електродвигателите, релето на пътепоказателите и др.

За да *се намалят* радиосмущенията от електрическата инсталация на автотранспортните средства, прилагат се два принципно различни метода – включване във вторичната верига на запалителната уредба на резистори с голямо съпротивление и използване на филтри.

Резистори за защита от радиосмущения. Включването на резистори с голямо съпротивление (10–20 kΩ) във вторична верига на запалителната уредба е широко прилагано средство за намаляване на радиосмущенията. Резисторите се монтират в разпределителя, в кабелните накрайници или в самите свещи. Напоследък се използват *високоволтови проводници с разпределено съпротивление*, които са два типа – проводници с разпределено активно съпротивление и проводници с разпределено пълно съпротивление.

При проводниците с разпределено активно съпротивление (10–20 kΩ/m) тоководещото жило се изработва от неметален материал с голямо специфично съпротивление. Недостатък на тези проводници е трудността при електрическото свързване на тоководещото жило с кабелните накрайници. За да се намали енергията на излъчените електромагнитни вълни при проводниците с разпределено пълно съпротивление, освен повишеното активно съпротивление се използва и поглъщането ѝ от материала на изолацията.

Филтри за защита от радиосмущения. Използват се при елементите за ниско напрежение. Най-често това са блокиращи кондензатори с капацитет 0,1–1,0 μF, свързани паралелно на елемента, в който се появява искрене. По този начин голяма част от високочестотните импулси се отвеждат към маса.

По-добра защита се постига при използване на LC-филтър, който пропуска нискочестотните токове, а високочестотните отвежда към маса.

Екраниране на електрическата уредба. Използването на метален екран е най-добрият начин за защита от радиосмущения. Прилага се предимно при автотранспортни средства със специално предназначение. В този случай излъчените електромагнитни вълни индуцират в металния екран вихрови токове, при което излъчената енергия се превръща в топлина.

Защитното действие на екрана се подобрява с увеличаване на неговата дебелина, специфичната проводимост и магнитната проницаемост на материала му.

Обикновено електрообзавеждането се екранира с метална оплетка на кабелите, но може да се постави и общ екран за целия отсек на двигателя. И в двата случая е необходимо металният екран да е свързан надеждно към маса.

Екранирането на запалителната уредба обаче води до увеличаване на капацитета на вторичната верига на запалителната уредба, при което създаваното от нея вторично напрежение се понижава.

20. ОСВЕТИТЕЛНА И СИГНАЛНА СИСТЕМА

При управлението на автомобила основната част от необходимата информация (95–99 %) водачът получава по зрителен път. През тъмните часове на денонощието, когато естествената осветеност е малка, управлението на автотранспортната техника е възможно само при използване на изкуствено осветление – в най-общия случай *собствените фарове*.

В съвременните условия на движение единственото средство за обмен на информация между шофьорите за промяна на скоростта и посоката на движение са *светлинните сигнали* на автотранспортните средства.

Следователно осветлението и светлинната сигнализация на автотранспортната техника осигуряват активната ѝ безопасност.

20.1. Осветителна система

Осветителната система е *предназначена* да осигурява максимална видимост на пътното платно и обектите върху него, като за всички режими на движение дължината на осветяваното от фаровете пътно платно трябва да бъде по-голяма или най-малко равна на спирачния път за конкретните пътни условия.

Осветлението *обхваща* всички фарове, включително и тези за осветяване на пътя при движение на заден ход.

Осветителната система и по-конкретно предните фарове трябва да отговарят на *две изисквания:*

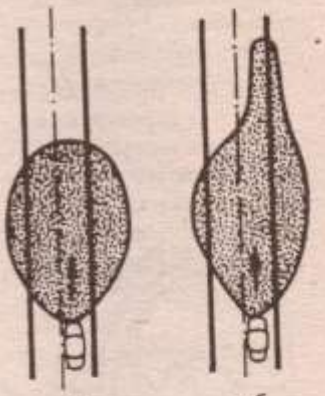
- фаровете да осветяват пътното платно на възможно най-голямо разстояние;
- да не заслепяват водачите на насрещнодвижещите се превозни средства.

Тези две противоречиви изисквания не могат да бъдат удовлетворени с един вид светлини, поради което осветителната система на автомобилите работи в два режима, наричани къси и дълги светлини.

Късите светлини са предназначени за осветяване на пътното платно при минимално заслепяване на насрещнодвижещите се шофьори, а *дългите светлини* – за осветяване на пътното платно, когато няма насрещно движение. Двата вида светлини се различават както по интензитета на светлината, така и по структурата на светлинния поток (светоразпределението).

Известни са четири системи къси светлини в зависимост от формата на създаваното върху пътя светлинно петно и от заложения в конструкцията принцип при създаване на късите светлини.

В зависимост от ***формата на светлинното петно*** върху пътя късите светлини са *симетрични* и *асиметрични* (фиг. 20.1). Асиметричните къси светлини осигуряват по-добро осветяване на пътя, без да се увеличава заслепяването на насрещнодвижещите се водачи.

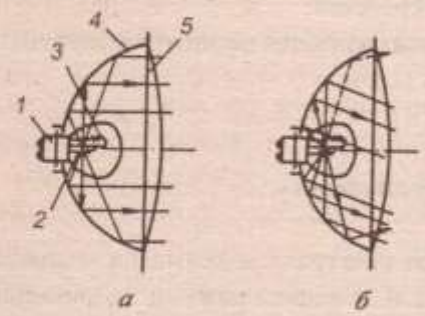


Фиг. 20.1. Симетрична (*а*) и асиметрична (*б*) система къси светлини

В зависимост от ***заложения в конструкцията принцип*** късите светлини се разделят на американска и европейска система.

При *фаровете от американската система къси светлини*, показани на фиг. 20.2, електрическата лампа с две нажежаеми нишки е разположена така, че ниш-

ката за дългата светлина *2* се намира във фокуса на отражателя *4*, а нишката за късата светлина *3* – над нея извън фокуса. В режим на дълги светлини (фиг. 20.2 *а*) лъчите, излъчени от съответната нишка, се отразяват от отражателя, при което образуват паралелен сноп, успореден на оптичната ос.

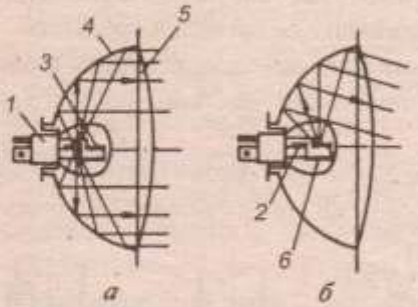


Фиг. 20.2. Принципна схема на фар от американска система

а – дълга светлина; *б* – къса светлина; *1* – електрическа лампа; *2* – нажежаема нишка на дългата светлина; *3* – нажежаема нишка на късата светлина; *4* – отражател; *5* – пречупвател

В режим на къси светлини (фиг. 20.2 *б*) свети нишката, разположена над фокуса, поради което лъчите, отразени от горната част на отражателя, са наклонени надолу към пътното платно. Част от лъчите обаче, отразени от долната част на отражателя, са насочени нагоре и предизвикват заслепяване. Със стъкления пречупвател (*5* на фиг. 20.2) основната част от тези лъчи се отклонява към пътното платно.

Симетрична и асиметрична американска система къси светлини се получава в зависимост от положението на нишката за къса светлина спрямо вертикалната равнина на фара.

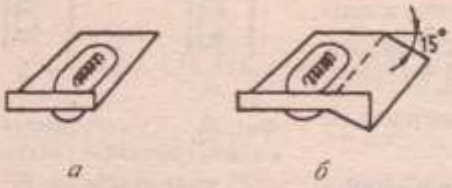


Фиг. 20.3. Принципна схема на фар от европейска система

а – дълга светлина; *б* – къса светлина; *1* – електрическа лампа; *2* – нажежаема нишка на дългата светлина; *3* – нажежаема нишка на късата светлина; *4* – отражател; *5* – пречупвател; *6* – непрозрачен екран

Във *фаровете на европейската система* също се използва лампа с две светлини (фиг. 20.3). Разликата е, че нишката за късата светлина е разположена пред фокуса, малко над оптичната ос, и отдолу е закрита с непрозрачния екран *6*.

Дългите светлини се създават по същия начин както при американската система. В режим на къси светлини излъчените от нишката лъчи се отразяват само от горната част на рефлектора и са насочени надолу към пътното платно. Стъкленият пречупвател служи главно за по-добро формиране на светлинния сноп в хоризонталната равнина.



Фиг. 20.4. Форма на непрозрачния екран на лампата при европейската симетрична (*а*) и асиметрична (*б*) система къси светлини

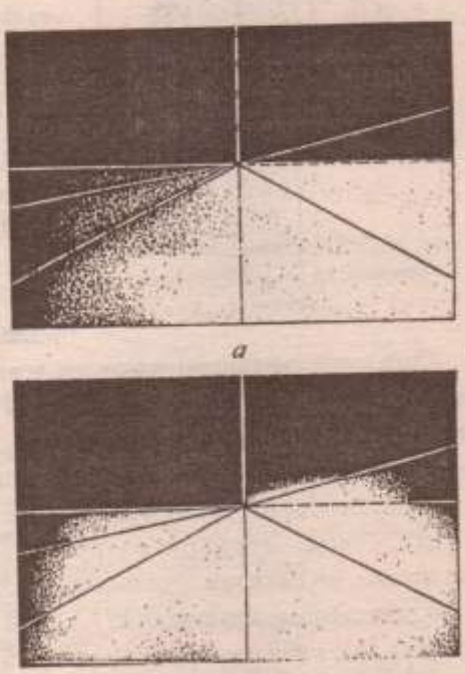
Симетрични и асиметрични къси светлини се получават в зависимост от формата на екрана под нишката за късата светлина, както е показано на фиг. 20.4.

Европейската система къси светлини се характеризират с ярко изразена свет-

ло-гъмна граница на светлинното петно, ясно забележима при осветяване на вертикална повърхност (фиг. 20.5).

В сравнение с американската европейската система къси светлини заслепява по-малко насрещнодвижещите се водачи, но и създава по-малка осветеност на пътното платно.

Действащите в България нормативни документи определят използването на фарове с европейска асиметрична система къси светлини.



а

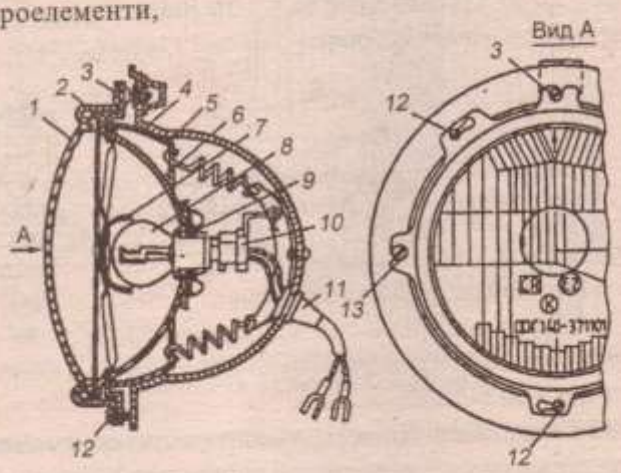
б

Фиг. 20.5. Форма на светлинното петно върху вертикален екран на европейската симетрична (*а*) и асиметрична (*б*) система къси светлини

Устройство на фар. Автомобилният фар включва оптичен елемент, електрическа лампа и елементи за закрепване и регулиране.

Примерната конструкция на автомобилен фар е показана на фиг. 20.6. *Оптичният елемент* е основен в устройството на фара. Състои от отражател *6* със залепения към него стъклен пречупвател *1*. *Отражателят* има параболоидна форма (при новите констукции елипсовидна), като вътрешната му повърхност е покрита с тънък слой алуминий, нанесен във вакуум и след това полиран.

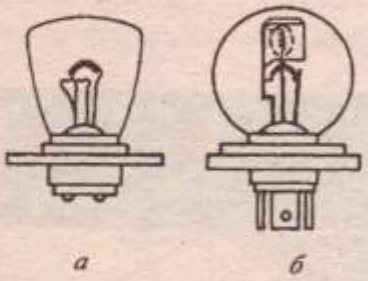
Пречупвателят е предназначен да преразпределя лъчите на отразения светлинен поток, за да се осигури необходимото светоразпределение. За целта по вътрешната повърхност на пречупвателя са изработени голям брой оптични микроелементи,



Фиг. 20.6. Устройство на автомобилен фар

1 – пречупвател; *2* – закрепваща гривна; *3, 13* – регулиращи винтове; *4* – тяло; *5* – държач на оптичния елемент; *6* – отражател; *7* – непрозрачен екран; *8* – електрическа лампа; *9* – фиксатор на лампата; *10* – щепселно съединение; *11* – проводници; *12* – закрепващи винтове

пречупващи, преминаващите през тях лъчи в хоризонталната и във вертикалната равнина.



а *б*

Фиг. 20.7. Електрически лампи от американска (*а*) и европейска (*б*) система

Електрическата лампа *8* е източникът на светлина във фара.

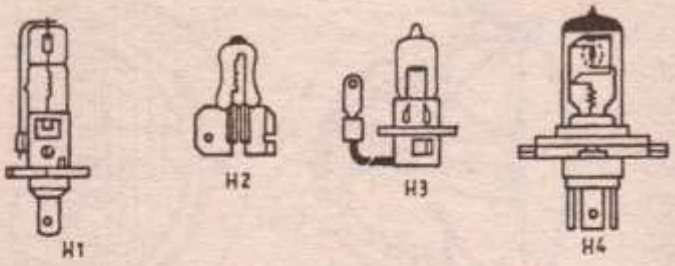
Използват се две лампи с две волфрамови нишки, съответно за къси и за дълги светлини, с мощност 40/45, 50/55 и 70/75 W.

Със специален цокъл лампата се фиксира в отвора на отражателя така, че двете нишки да бъдат разположени на точно определени места спрямо неговия фокус. Цокълът на лампите от европейската система къси светлини има означение P45t-41 (фиг. 20.7 *б*), а на лампите от американската – 2ФД-42 (фиг. 20.7 *а*).

Сега като светлинен източник в автомобилните фарове се използват и *халогенни лампи с нажежаема нишка*. Различават се от обикновените с по-малкия си балон и по това, че в него освен другите газове са въведени и пари на халогенен елемент (най-често йод, бром или някои техни съединения).

Механизмът на халогенния цикъл е следният. При температура на балона 350–650 °C отложеният върху вътрешната му стена волфрам, изпарен от нажежаемата нишка, се свързва с халогенния елемент и образува газообразно съединение (напр. волфрамов дийодид WJ_2). При температура над 2400 °C това съединение се разпада, като волфрамът се отлага върху нажежаемата нишка, а халогенните пари продължават да циркулират в балона на лампата. При това балонът на лампата остава винаги прозрачен. Освен това тези лампи работят при по-високи температури на волфрамовите нишки (около 2800 °C), което подобрява тяхното светлоотдаване и спектъра на излъчваната светлина.

Произвеждат се четири типа различни халогенни лампи – H1, H2, H3 и H4 (фиг. 20.8). Първите три са с една нишка, а лампата H4 е с две и съответства на европейската асиметрична система къси светлини.



Фиг. 20.8. Халогенни лампи за фар

Като източник на светлина във фаровете на някои нови модели автомобили се използват *газоразрядни лампи*, известни като Bi-Xenon (фиг. 20.9). При равна електрическа мощност тези лампи излъчват значително по-голям светлинен поток от лампите с нажежаема нишка. За да се запали и да се поддържа горенето на такава лампа, необходимо е високо напрежение (няколко

хиляди волта), което се получава от специален електронен блок, включен в конструкцията на фара.

Непрозрачният екран *7* (фиг. 20.6), разположен в оптичния елемент непосредствено пред електрическата лампа, е предназначен да закрие директно излъчените лъчи от волфрамовата нишка, насочени към насрещнодвижещите се водачи. С регулиращите винтове *3* и *13* положението на оптичния елемент се променя спрямо тялото на фара в границите ± 4° във вертикалната и хоризонталната равнина.

На външната повърхност на пречупвателя на фара са нанесени ***означения***, които имат следния смисъл (фиг. 20.10):

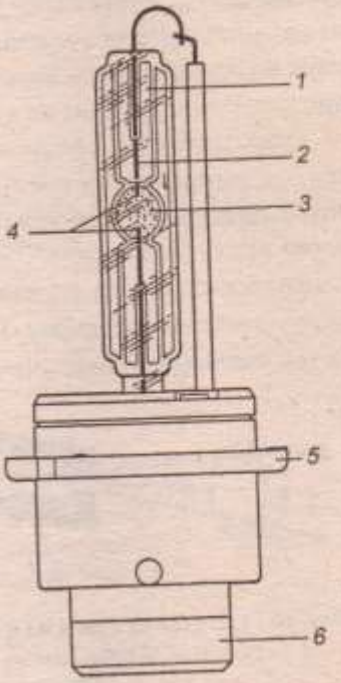
CR – означение за *вида на фара*;

C – фарът е предназначен само за къси светлини;

R – фарът е предназначен само за дълги светлини;

CR – фарът е предназначен за двата вида светлини.

Буквата H в комбинация с някои от посочените три означения показва, че оптичният елемент на фара може да се използва и с халогенна лампа (напр. HCR). *Буквата S в комбинация* с посочените означения показва, че оптичният елемент е изработен изцяло от стъкло (напр. SCR, SHCR).

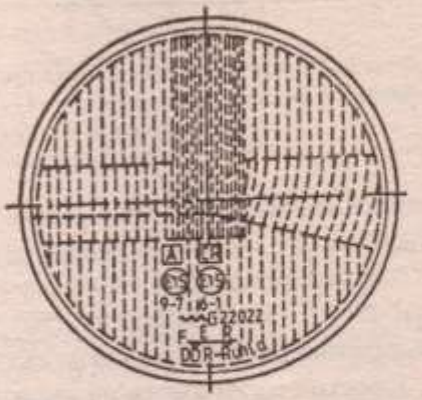


Фиг. 20.9. Газоразрядна лампа D2S

1 – стъклено тяло; *2* – електрически проводник; *3* – зона на газовия разряд; *4* – електроди; *5* – цокъл; *6* – електрически куплунг

Знакът (E8) се отнася за *официално утвърдени типове фарове* съгласно с европейските изисквания, като показва страната, която го е утвърдила, т.е. в която са проведени необходимите изпитвания (напр. 1 – Германия, 2 – Франция, 8 – Чехия).

Наличието на *стрелка* под знака за официално утвърждаване показва за какво движение е предназначен фарът: ⟵ за дясно, ⟶ за ляво. Ако липсва стрелка, фарът е за дясно движение.

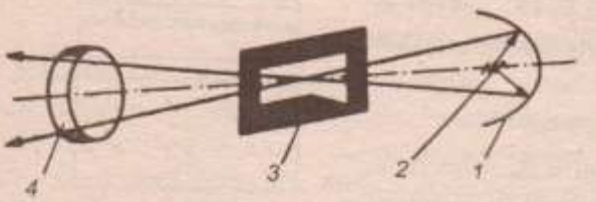


Фиг. 20.10. Означения върху оптичния елемент

Буквено-цифрените означения по стрелката (напр. 6–1) показват регистрационния номер на материалите по официалното утвърждаване на фара.

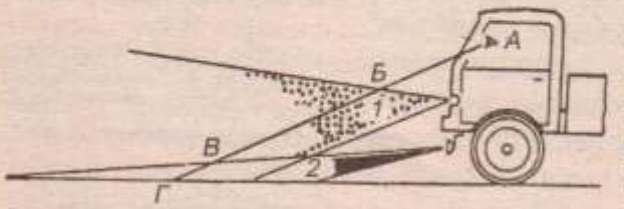
Кръглите или правоъгълните фарове с голям светлинен отвор създават достатъчна осветеност върху пътното платно. *Съвременните тенденции* в дизайна на автомобилите обаче налагат използване на фарове с относително малки размери на пречупвателя. Едно от техническите решения в тази насока са фаровете, при които отражателят не е нито параболоиден, нито елипсовиден, а представлява т.нар. *свободна повърхност* (FF). Тази „свободна повърхност" се получава чрез моделиране, при което се спазва само едно условие – при зададени геометрични размери на пречупвателя на фара да се осигури необходимото светлинно петно върху пътя.

Друго използвано техническо решение е поставянето във фара на *допълнителни оптични елементи*. Така конструкцията на фара наподобява диапроектор, като с подходяща бленда (вместо диапозитив) се осигурява нужното светлоразпределение (фиг. 20.11). Диаметърът на пречупвателя на такъв фар може да се намали до 60 mm.



Фиг. 20.11. Оптична схема на фар от проекторен тип
1 – отражател; *2* – нажежаема нишка; *3* – бленда; *4* – оптична леща

Фарове за движение при мъгла. Използването на фаровете за къси и дълги светлини при движение в мъгла или при силен снеговалеж в много случаи намалява видимостта. Причината е, че при тези фарове съществуват лъчи, насочени над линията на хоризонта, които осветяват частиците на мъглата, създавайки по този начин „светеща завеса" пред очите на водача (фиг. 20.12).



Фиг. 20.12. Разпределение на светлинните потоци на фаровете за къси и дълги светлини (*1*) и на фаровете за движение при мъгла (*2*)
А-Б-В-Г – линия на зрението на водача

За движение при такива метеорологични условия съществуват специални фарове – за движение при мъгла. Тези фарове се характеризират със специфично светоразпределение – тесен светлинен сноп във вертикалната равнина и много широк (до 70°) в хоризонталната. Монтират се по-ниско от основните, както е показано на фиг. 20.12. Като резултат те осигуряват достатъчна видимост на пътното платно на разстояние 15–25 m, без да създават „светеща завеса" пред шофьора.

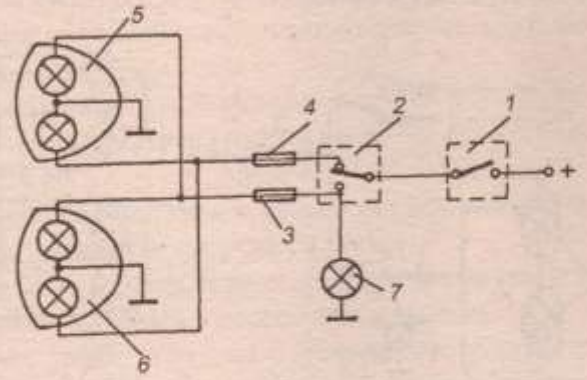
Електрически схеми на свързване. Конструктивно осветлението на автотранспортната техника се реализира с два или с четири фара.

Използването на *два кръгли или правоъгълни фара* както в режим на къси светлини, така и в режим на дълги, е най-лесното и поради това най-често срещаното решение. Принципната електрическа схема на свързване на фаровете за този слу-

чай е показана на фиг. 20.13. Фаровете се включват с главния включвател *1* на осветлението, като режимът на работа – къси или дълги светлини, се задава от превключвателя *2* на светлините. Веригата на дългите и съответно на късите светлини е защитена чрез предпазителите *3* и *4*.

Контролната лампа *7*, разположена на арматурното табло, информира водача, че фаровете *5* и *6* са включени в режим на дълги светлини.

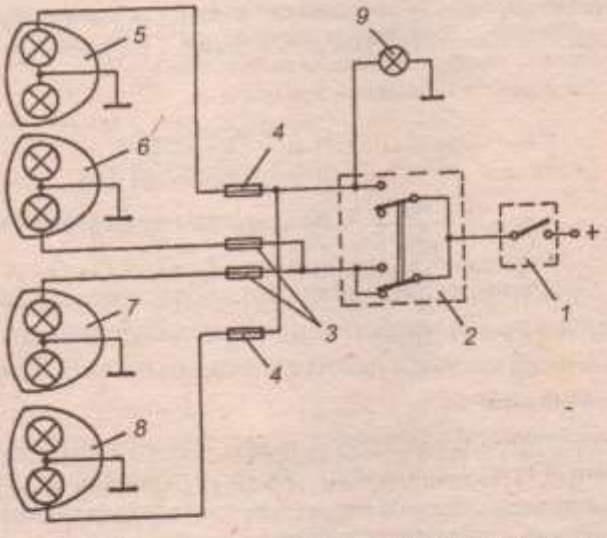
При използването на *четири фара* са получава подобро осветление, тъй като имат конструкция за конкретния режим на работа, за който са предназначени.



Фиг. 20.13. Принципна електрическа схема на свързване на двуфарова осветителна система

1 – главен включвател на осветлението; *2* – превключвател на светлините; *3, 4* – предпазители; *5, 6* – фарове; *7* – контролна лампа

Принципната електрическа схема на свързване на четирифарова система на осветление е показана на фиг. 20.14. Във фаровете се поставят лампи с нажежаеми нишки, но се използва само една от тях. В режим на къси светлини светят само външните фарове *5* и *8*, в които са включени нишките за къси светлини на лампите. В режим на дълги светлини светят и четирите фара, като външните *5* и *8* остават включени в режим на къси светлини, а вътрешните фарове *6* и *7* светят в режим на дълги светлини. По такъв начин се осигурява равномерно осветяване както непосредствено пред автомобила, така и далече пред него.

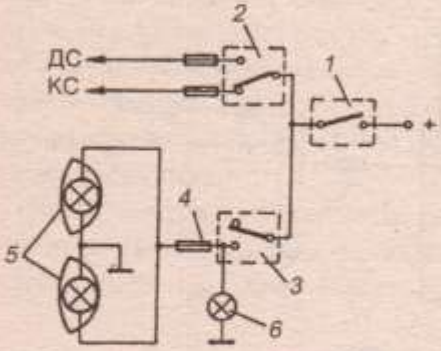


Фиг. 20.14. Принципна електрическа схема на свързване на четирифарова осветителна система

1 – главен включвател на осветлението; *2* – превключвател на светлините; *3* – предпазители на веригата за дългите светлини; *4* – предпазители на веригата за късите светлини; *5, 8* – фарове за къси светлини; *6, 7* – фарове за дълги светлини; *9* – контролна лампа

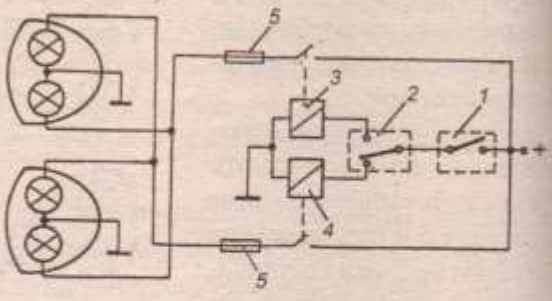
Фаровете за движение при мъгла се свързват винаги след главния включвател на осветлението, тъй като задължително условие е те да светят съвместно с габаритните светлини (фиг. 20.15).

За да се намали натоварването на главния включвател и на превключвателя на осветлението, в някои случаи се използват *електромагнитни релета* с включващи контакти (фиг. 20.16).



Фиг. 20.15. Принципна електрическа схема на свързване на фаровете за движение при мъгла

1 – главен включвател на осветлението; *2* – превключвател на светлините; *3* – включвател на фаровете за движение при мъгла; *4* – предпазител; *5* – фарове за движение при мъгла; *6* – контролна лампа за включване на фаровете за движение при мъгла



Фиг. 20.16. Принципна електрическа схема на свързване на фаровете чрез електромагнитни релета

1 – главен включвател на осветлението; *2* – превключвател на светлините; *3* – електромагнитно реле за включване на късите светлини; *4* – електромагнитно реле за включване на дългите светлини; *5* – предпазители

20.2. Система за светлинна сигнализация

Светлинната сигнализация е *предназначена* своевременно да информира участниците в движението за размерите, положението на превозното средство, както и за намеренията и действията на водача за промяна на посоката и на скоростта на движение.

Основните изисквания за светлинните сигнали е да бъдат бързо и ясно различими и предаваната чрез тях информация да се възприема лесно и еднозначно. Във връзка с това се *нормират* цветът на отделните сигнали, ъглите на видимост и интензитетът на светлината в зададената посока. Максималната стойност на интензитета на светлината се определя от условието сигналите да не предизвикват заслепяване през тъмните часове на денонощието, а минималната – от възможността за различаване на сигналите през деня.

Системата за светлинна сигнализация *включва*:

- габаритни светлини и светлина за осветяване на задния регистрационен номер;
- пътепоказатели;
- стопсигнал.

Габаритни светлини. *Предназначени са* да посочват габаритните размери на автотранспортното средство и неговото положение върху пътното платно.

Габаритните светлини *се разполагат* отпред и отзад на автотранспортните средства и имат бял и съответно червен цвят. При някои автотранспортни средства габаритните светлини се поставят и отстрани.

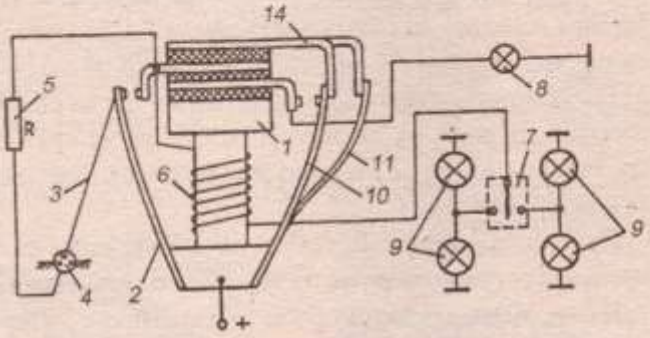
Светлината за осветяване на задния регистрационен номер трябва *да осигурява* видимост на изписаните върху него знаци през тъмните часове на денонощието от разстояние, не по-малко от 20 m.

Габаритните светлини и светлината за осветяване на задния регистрационен номер *се включват едновременно* с един общ включвател.

Пътепоказатели. *Предназначени са* да информират останалите участници в движението за намерението на водача да променя посоката на движение.

Пътепоказателите *се разполагат* отпред, отстрани и отзад на автотранспортните средства и излъчват *мигаща светлина с жълт цвят*. Допуска се задните пътепоказатели да бъдат с червен цвят. Честотата на мигане трябва да бъде 90 ± 30 мигания в минута.

Мигането на пътепоказателите се управлява от специално реле. Най-широко приложение засега имат *термоелектромагнитните релета* с термосъпротивителен проводник (фиг. 20.17). Релето има включващи контакти. Подвижният контакт е разположен на еластичната пластинка *2*, която е опъната (намира се в отворено състояние) от термосъпротивителния проводник *3*. Последователно с проводника *3* е свързан допълнителния резистор *5* със съпротивление 15–20 Ω. Единият край на намотката *6* на релето е свързан заедно с допълнителния резистор *5* към неподвижния контакт, а другият – към включвателя на пътепоказателите.



Фиг. 20.17. Електромагнитно реле за пътепоказатели със съпротивителен проводник

1 – магнитопровод; *2* – контактна пластина; *3* – нихромов проводник; *4* – стъклен изолатор; *5* – резистор; *6* – намотка; *7* – включвател на пътепоказателите; *8* – контролна лампа; *9* – пътепоказателни лампи; *10* – пластина с допълнителен контакт; *11* – пластинчата пружина; *12* – упор

Когато включвателят *7* задейства левите или десните пътепоказателни лампи *9*, през релето протича ток по веригата: клема +, контактна пластина *2*, термосъпротивителен проводник *3*, допълнителен резистор *5*, намотка *6*, включвател *7* и съответните пътепоказателни лампи *9*. Стойността на този ток не е достатъчна, за да светнат лампите, но той нагрява термосъпротивителния проводник. В резултат на това той се удължава, отпуска контактната пластинка *2* и контактите на релето се затварят. Със затварянето на контактите стойността на

тока рязко се увеличава, тъй като той протича само през намотката на релето, която има малко съпротивление. Включените пътепоказателни лампи светват.

При затворени контакти на релето обаче ток през термосъпротивителния проводник не протича. Той изстива, скъсява се и опъва обратно контактната пластинка *2*, в резултат на което контактите (на релето) се отварят, а пътепоказателните лампи изгасват. След това описаният процес се повтаря, с което се осъществява мигането на пътепоказателните лампи.

Честотата и продължителността на създадените от релето импулси освен от неговата конструкция зависят и от мощността на включените лампи. С увеличаване на техния брой или мощност токът през релето се увеличава, което води до намаляване на честотата на мигането. Причината е, че при затворени контакти проводникът *3* трябва да се охлади достатъчно, за да преодолее не само силата на контактната пластина *2*, но и увеличената електромагнитна сила, създадена от намотката *6*, т.е. контактите остават по-продължително време затворени.

В случаите, когато някоя от пътепоказателните лампи не свети или мощността ѝ е по-малка, честотата на мигане се увеличава, като обяснението е аналогично.

Задължително изискване е редовно водачът да бъде информиран за работата на пътепоказателите. За тази цел релето е снабдено с още една контактна пластина *10*, която се държи в отворено състояние с пластинчатата пружина *11* и упора *12*. Когато се затворят основните контакти на релето и токът протича само през намотката *6*, се създава електромагнитна сила, която притегля пластинката *10* и затваря веригата на контролната лампа *8*. Следователно контролната лампа свети синхронно с работата на релето. В случай че някоя от пътепоказателните лампи не свети, протичащият през намотката *6* ток не създава достатъчно голяма електромагнитна сила, за да преодолее силата на пружината *11*. Контактите за контролната лампа не се затварят и тя не свети, информирайки по този начин водача за неизправността.

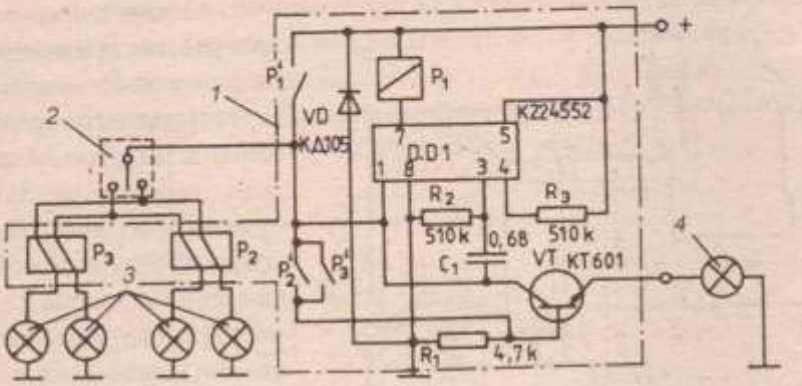
При необходимост честотата на мигане може да се регулира чрез промяна на предварителното опъване на термосъпротивителния проводник.

В съвременните автомобили се използват *електронни релета за пътепоказатели*. По своя принцип на действие това са генератори на правоъгълни импулси, управляващи мощен комутационен елемент (електромагнитно реле или мощен транзистор).

На фиг. 20.18 е показана принципната електрическа схема на електронно реле за пътепоказатели РС 950Е. Релето съдържа интегрална схема *D.D1*, представляваща генератор на правоъгълни импулси, и електромагнитно реле P_1 като комутационен елемент.

Когато включвателят на пътепоказателите *2* се включи към левите или към десните лампи, през тях към интегралната схема *D.D1* се подава потенциалът на маса. Схемата генерира правоъгълен импулс, който задейства релето P_1. Със затварянето на контактите му P_1' към включените пътепоказателни лампи *3* през включвателя *2* се подава напрежение и те светват. Честотата на мигане и продължител-

ността на импулса се определят от съпротивлението на резистора R_2 и кондензатора C_1.



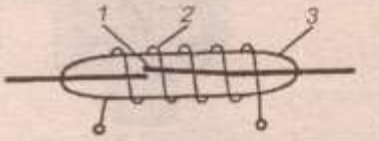
Фиг. 20.18. Принципна електрическа схема на свързване на електронно реле за пътепоказатели РС 950Е

1 – електронно реле; *2* – включвател на пътепоказателите; *3* – пътепоказателни лампи; *4* – контролна лампа

Контролната лампа *4* се управлява от транзистора *VT* и включените последователно във веригата на пътепоказателните лампи максималнотокови релета P_2 и P_3. Когато светят всички включени пътепоказателни лампи, токът през релето P_2 (или съответно P_3) е достатъчен, за да се затворят контактите му P_2' (или P_3'), с което се отпушва транзисторът *VT* и контролната лампа *4* светва.

В случай че някоя от пътепоказателните лампи не свети, токът през съответното реле не може да го задейства, транзисторът *VT* остава запушен и лампата *4* не свети.

Релетата P_2 и P_3 могат да бъдат обикновени електромагнитни релета или с херметизирани магнитноуправляеми контакти (рийдрелета), показани на фиг. 20.19. Контактите *1* на тези релета са разположени в херметизираната стъклена ампула *2*, около която е навита намотката *3*. При протичане на ток през намотката *3* около нея се създава магнитно поле, намагнитващо двете контактни пластини, които, привличайки се една към друга, включват електрическата верига.

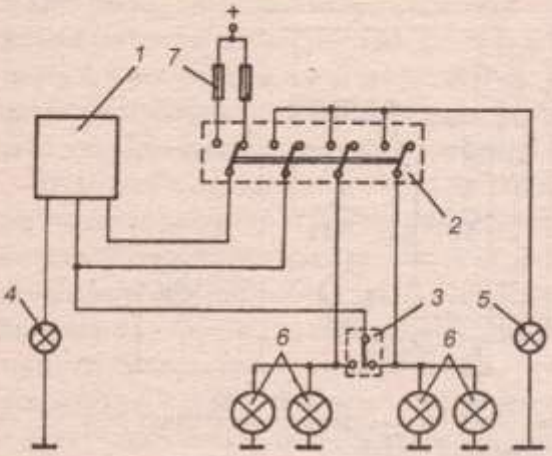


Фиг. 20.19. Реле с херметизирани магнитноуправляеми контакти

1 – контакти; *2* – стъклена ампула; *3* – намотка

Повишените изисквания за активната безопасност на АТТ определят използването на пътепоказателите като *аварийна сигнализация* – едновременното мигане на всички пътепоказателни лампи. Към съществуващата схема на пътепоказателите се свързват допълнителният включвател *2* и контролната лампа *5*, както е показано на фиг. 20.20. В този случай релето на пътепоказателите *1* трябва да бъде изчислено за по-голяма мощност, съответстваща на мощността на всички пътепоказателни лампи.

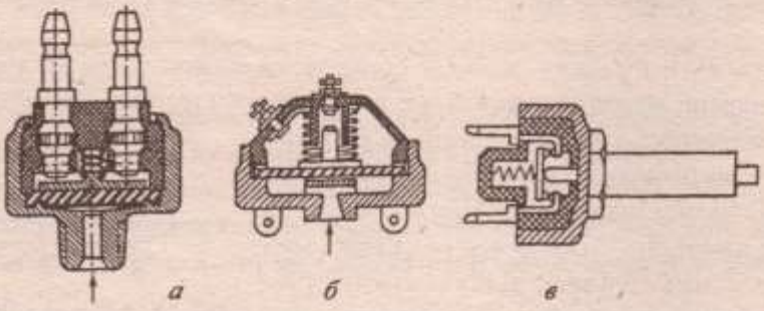
Стопсигнал. Предназначен е да информира движещите се зад транспортното средство за намаляване на скоростта им на движение.



Фиг. 20.20. Схема на свързване на пътепоказателите като аварийна сигнализация

1 – реле на пътепоказателите; *2* – включвател на аварийната сигнализация; *3* – включвател на пътепоказателите; *4* – контролна лампа на пътепоказателите; *5* – контролна лампа на аварийната сигнализация; *6* – пътепоказателни лампи; *7* – предпазители

Стопсигналът *се реализира* чрез две симетрично разположени спрямо надлъжната ос на автотранспортното средство сигнални лампи, излъчващи *светлина с червен цвят*. За по-бързо предаване на информацията за спирането на автомобила при движение в колона се допуска монтирането допълнително на две сигнални лампи с червен цвят на височина 1,20 m от пътното платно. Сигналните лампи на стопсигнала *се включват* автоматично със задействането на спирачния педал чрез механичен или в зависимост от спирачното задвижване – хидравличен или пневматичен включвател (фиг. 20.21). Механичният включвател се задейства директно от спирачния педал, а хидравличният и пневматичният – от налягането на флуида на спирачното задвижване.



Фиг. 20.21. Включватели на стопсигнала

а – хидравличен; *б* – пневматичен; *в* – механичен

Използването на механичен включвател за задействане на стопсигнала е по-добро решение от гледна точка на безопасността на движението. Причината е, че механичният включвател включва стоплампите още по време на свободния ход на спирачния педал, с което своевременно се информират движещите се отзад водачи.

За да се подобри видимостта на задните светлинни сигнали през деня, без да се увеличава заслепяващото им въздействие в тъмните часове на денонощието, се из-

ползват *двурежимни задни пътепоказатели и стопсигнал*. През деня, когато естествената осветеност е голяма, интензитетът на светлината на тези сигнални лампи е също голям, а през тъмните часове на денонощието се намалява.Това се реализира с електромагнитно реле, което се задейства с включването на габаритните светлини. В него има допълнителни резистори (фиг. 20.22), включени последователно във веригата на задните пътепоказатели и на стопсигнала. Такова решение се използва напр. в автомобилите Москвич 2140.



Фиг. 20.22. Реле за двурежимни задни светлини

20.3. Звуков сигнализатор

В автотранспортната техника се използват *вибрационни звукови сигнализатори* с електрическо задвижване. Действието на вибрационните звукови сигнализатори се основава на възбуждането на механични трептения на метална мембрана.

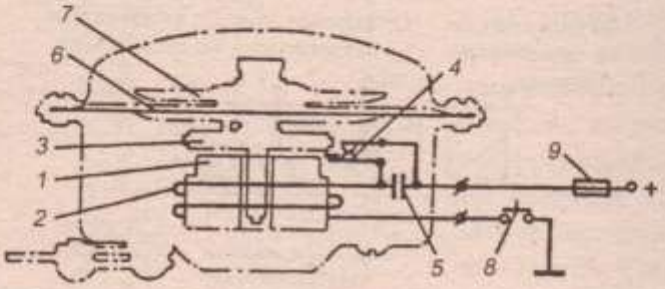
Според характера на звучене звуковите сигнализатори са *шумови* и *тонални*, а в зависимост от конструкцията – *рупорни* или *безрупорни*. Тоналните звукови сигнализатори се използват като рупорни, а шумовите – като безрупорни. Освен това звуковите сигнализатори може да бъдат захранвани с постоянно или с променливо напрежение.

Изисква се звуковите сигнализатори да издават звук с основна честота 200–530 Hz, като високочестотните съставки са в обхвата 1,8–3,5 kHz. Създаваното звуково налягане трябва да бъде в границите 85–125 dB. При тези параметри звуковите сигнали се възприемат най-добре от участниците в движението.

Шумовият звуков сигнализатор (фиг. 20.23) се състои от електромагнитна система, включваща феромагнитната сърцевина *1*, намотката *2* и котвата *3*. Котвата е закрепена с твърда механична връзка към стоманената мембрана *6* и към металния резонатор *7*. Последователно с намотката *2* са свързани включващите контакти *4*.

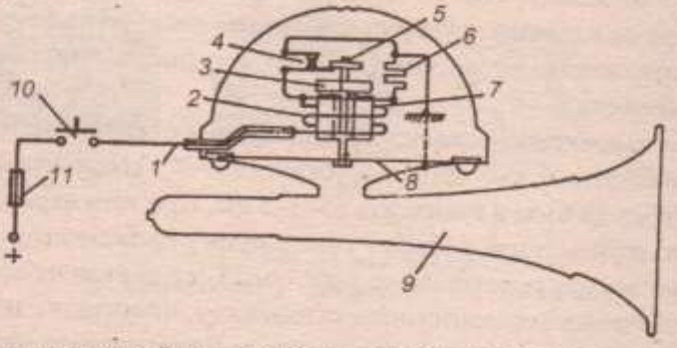
Когато се натисне бутонът *8*, през намотката *2* протича ток. Създава се електромагнитна сила, която привлича котвата *3* към сърцевината *1*, при което се деформира мембраната *6*. При движението си котвата *3* отваря контактите *4* и

прекъсва тока през намотката *2*. Еластичната мембрана *6* се връща в изходното си положение, при което контактите *4* се затварят и процесът се повтаря отново. По такъв начин, докато е натиснат бутонът *8*, мембраната вибрира, предизвиквайки звук чрез създаваните трептения на въздуха. Резонаторът *7* влияе върху честотата на вибрациите на мембраната и е подбран така, че издаваният звук да има приятен тембър. Кондензаторът *5*, свързан паралелно на контактите *4*, е предназначен да намалява искренето им.



Фиг. 20.23. Принципно устройство и схема на свързване на шумов звуков сигнализатор
1 – феромагнитна сърцевина; *2* – намотка; *3* – котва; *4* – контакти; *5* –кондензатор; *6* – мембрана; *7* – резонатор; *8* – бутон; *9* – предпазител

Действието на *тоналния звуков сигнализатор* (фиг. 20.24) е аналогично. Той се различава от шумовия по това, че няма метален резонатор, а вместо него пред мембраната е разположена резонаторната тръба (рупор) *9*. В този случай основната честота на мембраната трябва да бъде еднаква с резонаторната на въздушните трептения в рупора, които определят и основната честота на излъчвания звуков сигнал. Обикновено се използват по два тонални сигнализатора, работещи съвместно, като основните честоти на излъчващия звук са хармонични една спрямо друга.

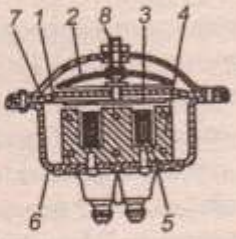


Фиг. 20.24. Принципно устройство и схема на свързване на тонален звуков сигнализатор
1 – електрически извод; *2* – намотка; *3* – котва; *4* – контакти; *5* – упор; *6* – резистор; *7* – магнитопровод; *8* – мембрана; *9* – рупор; *10* – бутон; *11* – предпазител

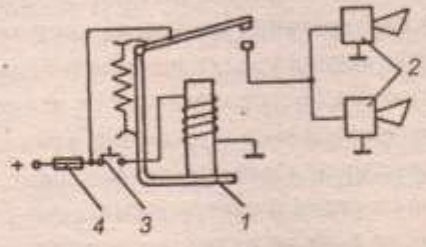
В някои автотранспортни средства, снабдени с генератор за променлив ток, се използват *звукови сигнализатори, захранвани с променлив ток*. По конструкция тези сигнализатори са шумови и безрупорни. Нямат контакти, тъй като треп-

тенията на мембраната се определят от честотата на захранващото променливо напрежение (фиг. 20.25).

Вибрационните звукови сигнализатори консумират значителен ток (5–25 А), поради което обикновено се включват *чрез допълнително електромагнитно реле* (фиг. 20.26).



Фиг. 20.25. Принципно устройство на звуков сигнализатор за променлив ток
1 – мембрана; *2* – резонатор; *3* – котва; *4* – магнитопровод; *5* – бобина; *6* – тяло; *7* – капак; *8* – регулиращ винт с гайка



Фиг. 20.26. Принципна електрическа схема на свързване на звуковите сигнализатори чрез електромагнитно реле
1 – реле; *2* – звукови сигнализатори; *3* – бутон; *4* – предпазител

21. КОНТРОЛНО-ИЗМЕРВАТЕЛНИ УРЕДИ

21.1. Общи положения

Контролно-измервателните уреди са *предназначени* да дават информация за основните параметри на движението (скорост и изминат пробег) и за други важни за работата на двигателя параметри.

В зависимост от характера на предаваната информация контролно-измервателните уреди *се разделят* на две групи:

- измервателни – във всеки момент показват конкретната стойност на контролирания параметър;
- сигнализатори – даващи информация чрез светлинен или звуков сигнал за достигане на граничнодопустимата стойност на даден параметър (аварийни сигнализатори) или за работата и конкретното състояние (включено – изключено) на отделна система, механизъм или възел на автотранспортното средство.

Контролно-измервателните уреди *са изградени* от преобразувател, показващ уред и елемент, предаващ сигнала между тях. С тях се измерват:

- скоростта на движение на автомобила и изминатият пробег (скоростомери и километропоказатели);
- честотата на въртене на двигателя (оборотомери);
- температурата на двигателя (термометри);
- нивото на горивото в резервоара (нивомери);

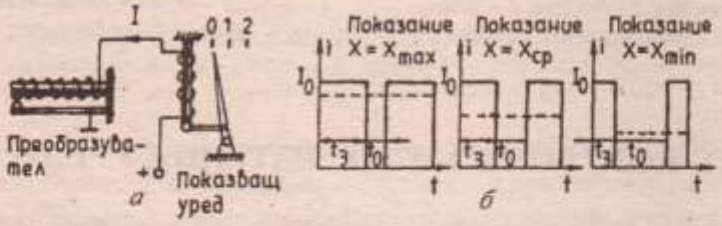
• налягането (манометри);

• електрическите параметри.

По принципа на действие, т.е. *според системата на действие*, по която са построени, контролно-измервателните уреди се разделят на няколко вида (системи).

Механична система. При тези уреди измерваната величина не се преобразува, а директно се предава към показващия уред.

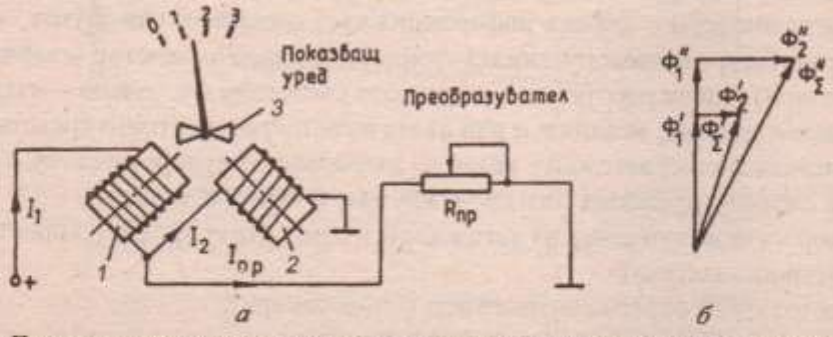
Електротермична импулсна система. При този вид уреди в преобразувателя и в показващия уред се използват *биметални пластинки* (фиг. 21.1 *а*). Когато контактите на преобразувателя са включени, през нагревателните намотки на преобразувателя и на показващия уред протича ток, който нагрява двете биметални пластинки. След определено време $t_з$ (фиг. 21.1. *б*) пластинката на преобразувателя се огъва и отваря контактите, с което се прекъсва токът във веригата. След време t_0 тя се охлажда и отново затваря контактите си. Ефективният ток нагрява биметалната пластинка на показващия уред, като установява стрелката срещу някое от показанията на скалата.



Фиг. 21.1. Принципна електрическа схема на контролно-измервателни уреди от електротермичната импулсна система (*а*) и изменение на тока в измервателната верига (*б*)

Електромагнитна система. Контролно-измервателните уреди от тази система се състоят от преобразувател с променливо съпротивление и електрически показващ (стрелков) уред. Показващият уред е изграден от две разположени на 90° бобини и подвижна сърцевина от нисковъглеродна стомана, поставена в пресечната точка на осите над двете бобини, към която е закрепена стрелката.

Устройството на тези измервателни уреди е показано на фиг. 21.2. При подаване на захранващо напрежение към клема + през намотката *1* протича ток I_1, който



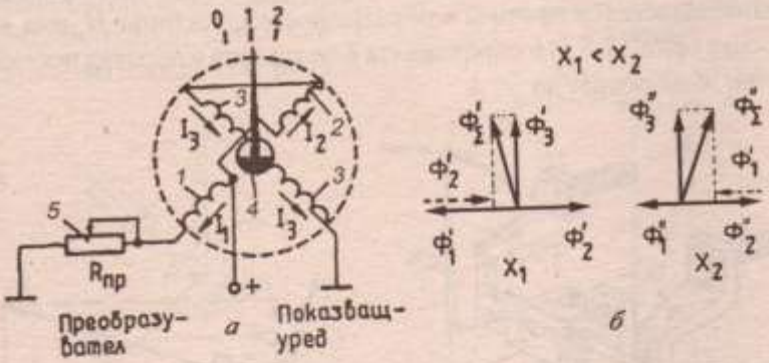
Фиг. 21.2. Принципна електрическа схема на контролно-измервателни уреди от електромагнитната система (*а*) и диаграма на магнитните потоци в показващия уред (*б*)

след нея се разделя на ток I_2 през намотката *2* и ток $I_{пр}$ през преобразувателя.

Във всеки момент от работата на уреда е валидно равенството $I_1 = I_2 + I_{пр}$. С изменение на съпротивлението на преобразувателя се изменят и стойностите на тока I_2 и $I_{пр}$, а с това и положението на сърцевината *3*, която се ориентира винаги по резултантния магнитен поток от двете намотки (Φ'_Σ и Φ''_Σ от фиг. 21.2 *б*).

Магнитоелектрическа (логометрична) система. Контролно-измервателните уреди от магнитоелектрическата система са едни от най-съвършените в настоящия момент. Тези уреди, както е показано на фиг. 21.3, се състоят от преобразувател с променливо съпротивление и показващ уред с три намотки, като едната – *3*, е разположена перпендикулярно на другите две – *1* и *2*. В пресечната точка на осите на бобините се намира постоянният магнит *4*, към който е закрепена стрелката.

В намотките *2* и *3* винаги протича ток с една и съща големина, поради което и създаваните от тях магнитни потоци Φ'_2 и Φ'_3 са с постоянна стойност и посока. Токът през намотката *1* се изменя в зависимост от съпротивлението на преобразувателя *5*. С това се променя и стойността на създавания от намотката магнитен поток Φ'_1. Като резултат се изменят посоката и големината на резултантния поток Φ'_Σ, което определя и различно положение на магнитната котва *4*, респ. на стрелката на уреда (фиг. 21.3 *б*).



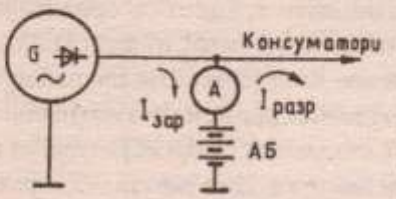
Фиг. 21.3. Принципна електрическа схема на контролно-измервателни уреди от магнитоелектрическата система (*а*) и диаграма на магнитните потоци в показващия уред (*б*)

Електронна система. Електронните контролно-измервателни уреди имат универсално приложение. Обикновено се използват, когато е необходимо многократно преобразуване на измервания параметър.

21.2. Уреди за измерване на електрически параметри

За измерване на електрическите параметри в електрическата инсталация се използват специални уреди. Това са амперметри и волтметри, чрез които се контролират зарядно-разрядният режим и техническото състояние на източниците на електрическа енергия.

Амперметри. *Предназначени* са да измерват стойността на разрядния ток на акумулаторната батерия. Свързват се последователно с акумулаторната батерия между генератора и електрическите консуматори (фиг. 21.4).

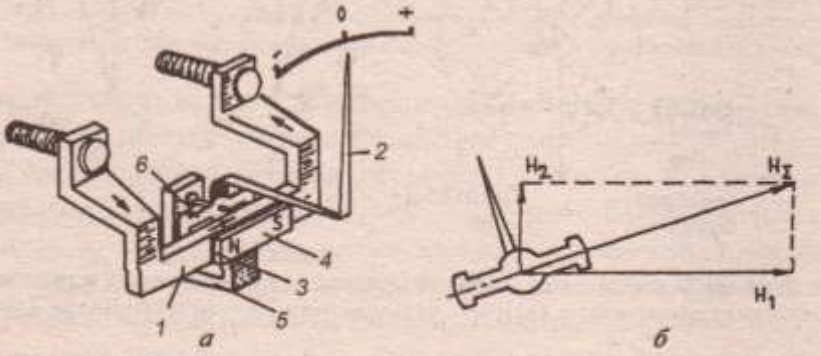


Фиг. 21.4. Принципна електрическа схема на свързване на амперметър

Съществуват два вида амперметри – с неподвижен и с подвижен магнит.

Амперметърът с неподвижен магнит (фиг. 21.5) се състои от токопровеждащата шина *1*, по която протича измерваният ток, постоянния магнит *4*, закрепен успоредно на шината, и подвижната сърцевина *6* от нисковъглеродна стомана със закрепената към него стрелка *2*. Между токопровеждащата шина *1* и постоянния магнит *4* е поставен магнитният шунт *3*, за да се компенсира температурната грешка.

Когато през шината не протича ток, подвижната сърцевина *6* се намира само под въздействието на постоянния магнит и заема положение, успоредно на вектора на неговото магнитно поле (фиг. 21.5 *б*). При протичане на електрически ток около шината се създава магнитно поле, чийто вектор H_1 е перпендикулярен на вектора H_2. Подвижната сърцевина *6* се ориентира по резултантния вектор H_Σ. Когато измерваният ток протича в обратна посока, векторът H_1 има противоположна посока (фиг. 21.5 *б*) и сърцевината *6* се завърта в обратна посока. Този тип амперметри имат обхват до 30 А.



Фиг. 21.5. Устройство на амперметър с неподвижен магнит
1 – токопровеждаща шина; *2* – стрелка; *3* – магнитен шунт; *4* – постоянен магнит; *5* – основа; *6* – подвижна сърцевина

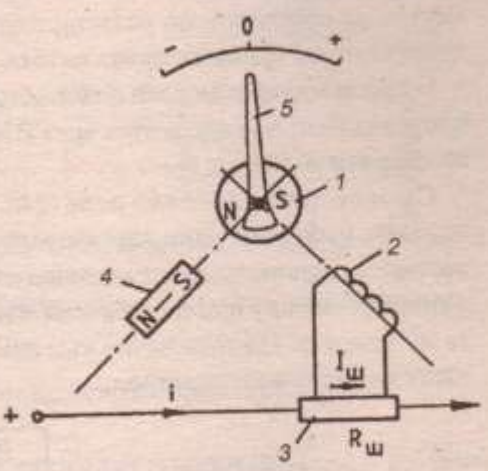
Амперметрите с подвижен магнит се използват, когато е необходимо да се избегне преминаването на целия измерван ток през амперметъра – при автотранспортни средства със задно разположен двигател и при генератор с голяма мощност.

Подвижната част на амперметрите от този тип (фиг. 21.6) се състои от постоянния магнит с цилиндрична форма *1* и закрепената към него стрелка *5*. Подвижната част е разположена в неподвижната бобина *2*, свързана към измервателния

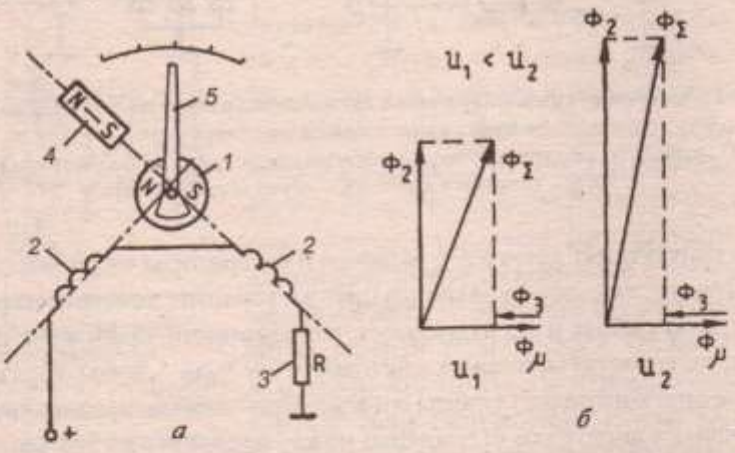
шунт *3*, през който протича измерваният ток. Постоянният магнит *1*, респ. стрелката *5*, се завърта на определен ъгъл в съответната посока в зависимост от стойността и от посоката на тока в намотката *2*. Ъгълът на завъртане е пропорционален на пада на напрежение върху шунта *3*, съответно на стойността на протичащия ток *1*.

Волтметри. Дават повече информация за състоянието на източниците на електрическа енергия, тъй като чрез тях водачът има възможност да провери състоянието на акумулаторната батерия по стойността на електродвижещото ѝ напрежение и напрежението в стартерен режим, а също и поддържаното напрежение от регулатора при различна честота на въртене на генератора. Волтметърът може да бъде включен в различни точки на електрическата инсталация.

Подвижната част на волтметъра (фиг. 21.7 *а)* се състои от постоянния магнит *1*, към който е закрепена стрелката *5*.



Фиг. 21.6. Принципно устройство на амперметър с подвижен магнит
1 – постоянен магнит с цилиндрична форма; *2* – бобина; *3* – шунт; *4* – постоянен магнит; *5* – стрелка



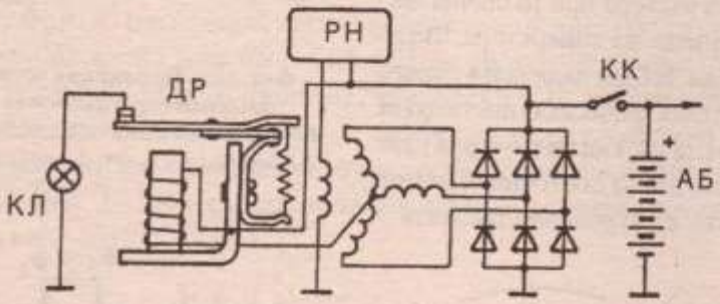
Фиг. 21.7. Принципно устройство на магнитоелектрически волтметър (*а*) и диаграма на магнитните потоци (*б*)
1 – постоянен магнит с цилиндрична форма; *2, 3* – бобини; *4* – постоянен магнит; *5* – стрелка; *6* – допълнителен резистор

Измереното напрежение се прилага към двете последователно свързани намотки *2* и *3*, разположени на 90° една спрямо друга. Последователно с намотките е свързан допълнителният резистор *6*. По оста на намотката *3* е поставен постоянният магнит *4*. В неработно състояние стрелката *5* се намира в крайно ляво поло-

жение, определено от взаимодействието между подвижния магнит *1* и магнита *4*. При подаване на напрежение към намотките през тях протича електрически ток, определящ двата магнитни потока Φ_2 и Φ_3 (фиг. 21.7 *б*). Подвижната част на волтметъра се ориентира по резултантния магнитен поток Φ_Σ, определен от взаимодействието на трите магнитни потока – Φ_2, Φ_3 и потока на постоянния магнит Φ_μ.

В някои марки и модели автомобили и трактори се следи само стойността на напрежението на генератора чрез *контролната лампа*. Използват се две схеми на свързване.

Схема с допълнително реле (фиг. 21.8). Използва се главно при генераторите, които имат само един токоизправител. Допълнителното реле *ДР* е с изключващи контакти, към които се включва контролната лампа *КЛ*. Намотката на релето е свързана между изходната клема + на генератора и средната точка на статорната му намотка. По този начин към намотката на релето се прилага половината от напрежението на генератора.



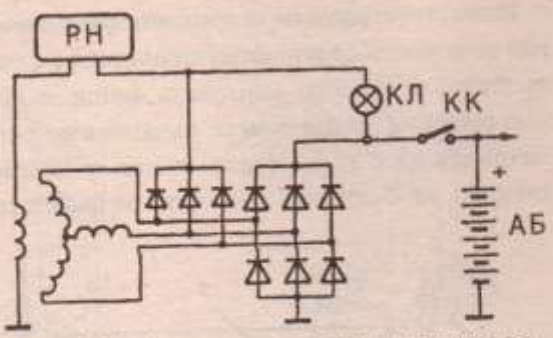
Фиг. 21.8. Принципна електрическа схема на свързване на допълнително реле за контролната лампа на генератора

РН – регулатор на напрежение; *ДР* – допълнително реле; *КЛ* – контролна лампа; *КК* – контактен ключ; *АБ* – акумулаторна батерия

Когато контактният ключ *КК* е включен и генераторът не работи, контролната лампа *КЛ* свети, тъй като се захранва през затворените контакти на релето. Когато генераторът работи и е в изправност, напрежението, приложено към намотката на релето, е достатъчно за задействането му (над 5,5–6,0 V). Релето отваря контактите си и контролната лампа изгасва. При поява на неизправност в генератора (пробив на диод, късо съединение между навивките на статорната намотка) напрежението на намотката на релето става недостатъчно, контактите се затварят и контролната лампа светва, като информира водача за възникналата неизправност.

При генераторите с възбуждане от допълнителен токоизправител контролната лампа *КЛ* се свързва между неговия изход и изходната клема + (фиг. 21.9). Когато контактният ключ е включен, но генераторът не работи, през контролната лампа *КЛ* и през регулатора на напрежение *РН* се подава възбудителен ток от акумулаторната батерия. Контролната лампа свети.

Когато генераторът работи, напрежението на изходните клеми на основния и на допълнителния токоизправител е еднакво и контролната лампа не свети. При поява на неизправност в някой от токоизправителите (най-често в основния) се създава потенциална разлика и лампата светва или започва да мига, с което сигнализира за неизправността.

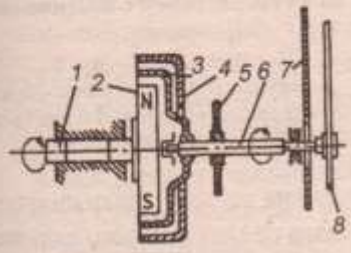


Фиг. 21.9. Принципна електрическа схема на свързване на контролна лампа при генератор, възбуждан от допълнителен токоизправител

21.3. Уреди за измерване на неелектрически параметри

Уреди за измерване на скоростта на движение (скоростомери) и изминатия пробег (километропоказатели). Най-широко приложение са получили магнитоиндукционните скоростомери, задвижвани от изходящия вал на предавателната кутия с гъвкав вал (жило).

Магнитоиндукционният скоростомер (фиг. 21.10) включва постоянния магнит *2*, закрепен неподвижно на задвижващия вал *1*. На отделната ос *6*, свободно въртяща се в два лагера, е закрепен алуминиевият диск или чашка *3*, обхващаща постоянния магнит. Над диска или чашката е разположен магнитният екран *4*. Към оста *6* са закрепени спиралната пружина *5* и стрелката *8*. При въртене на постоянния магнит *2* в алуминиевата чашка *3* се индуцират вихрови токове, създаващи свое магнитно поле. От взаимодействието на това поле с полето на постоянния магнит *2* се получава момент, който се стреми да завърти алуминиевата чашка по посока на въртенето на магнита. На този момент се противопоставя съпротивителният момент на спиралната пружина *5* и стрелката *8* застава в някакво равновесно положение.

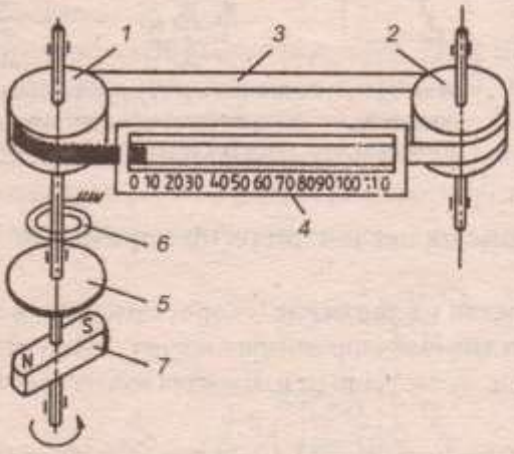


Фиг. 21.10. Принципно устройство на магнитоиндукционен скоростомер
1 – задвижващ вал; *2* – постоянен магнит; *3* – алуминиева чашка; *4* – магнитен екран; *5* – пружина; *6* – вал; *7* – скала; *8* – стрелка

Освен със стрелка като регистриращ елемент скоростомерът може да се направи с лента или цилиндър.

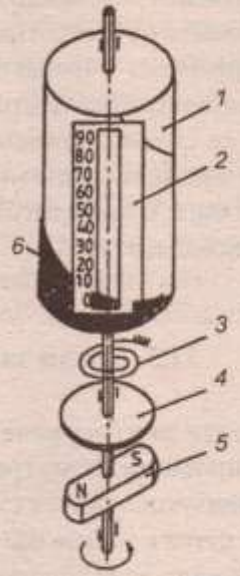
Скоростомерът с лентов механизъм (фиг. 21.11) се състои от двете ролки *1* и *2*, между които е опъната лентата *3*. Задвижващата ролка *1* се завърта от постоянния магнит *7* по същия начин, както вече беше описано. При въртенето на ролката оцветената част на лентата *3* се движи постъпателно в отвора на скалата *4*, като показва скоростта на движение.

В конструкцията на *скоростомера с вертикална скала* (фиг. 21.12) по описания вече начин се задвижва цилиндъра *1* с нанесената по повърхността му винтова линия *6*. Част от винтовата линия се вижда през отвора на скалата *2*. При завъртане на цилиндъра се създава илюзията, че видимата част от винтовата линия се движи вертикално, като показва скоростта на движение.



Фиг. 21.11. Принципно устройство на скоростомер с лентов механизъм

1 – задвижваща ролка; *2* – опорна ролка; *3* – лента; *4* – скала; *5* – алуминиев диск; *6* – пружина; *7* – постоянен магнит



Фиг. 21.12. Принципно устройство на скоростомер с вертикална скала

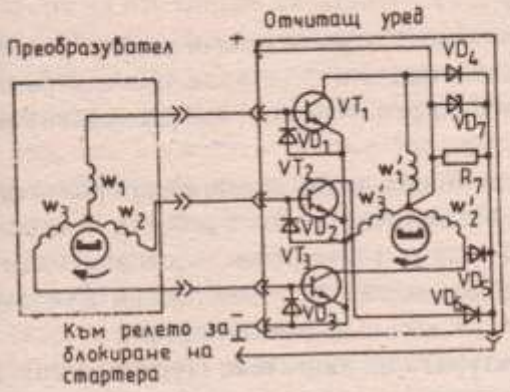
1 – цилиндър; *2* – скала; *3* – пружина; *4* – алуминиев диск; *5* – постоянен магнит; *6* – винтова линия

Когато двигателят е разположен далече от кабината на водача, задвижването на скоростомера чрез жило е нецелесъобразно. Използва се електрическо задвижване, изпълнено по схемата на свързване генератор-двигател.

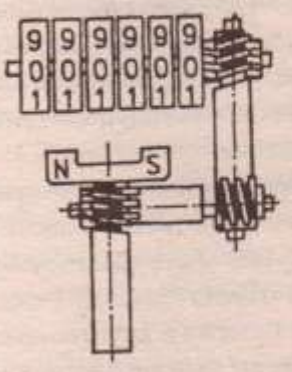
Генераторният преобразувател е свързан чрез зъбна предавка към изходящия вал на предавателната кутия. Той е трифазен синхронен генератор с възбуждане от постоянни магнити (фиг. 21.13). Трите фази на статорната намотка w_1, w_2 и w_3 са свързани съответно с трите транзистора VT_1, VT_2 и VT_3 от показващия уред. Индуцираното в статорната намотка променливо напрежение последователно отпушва транзисторите, които подават към трите фази на синхронния двигател напрежение от електрическата инсталация. Създава се магнитно поле, под действието на което роторът на електродвигателя се върти синхронно с ротора на преобразувателя. Диодите VD_1, VD_2 и VD_3 защитават транзисторите от е.д.н. на самоиндукция в статорната намотка на електродвигателя.

Километропоказателят (фиг. 21.14) е механичен брояч с пет или шест броячни ролки, по околната повърхност на които са нанесени цифрите от 0 до 9. Първият

отдясно барабан, наричан начален, се задвижва чрез червячни предавки от задвижването на скоростомера.



Фиг. 21.13. Принципна електрическа схема на скоростомер с електрическо задвижване



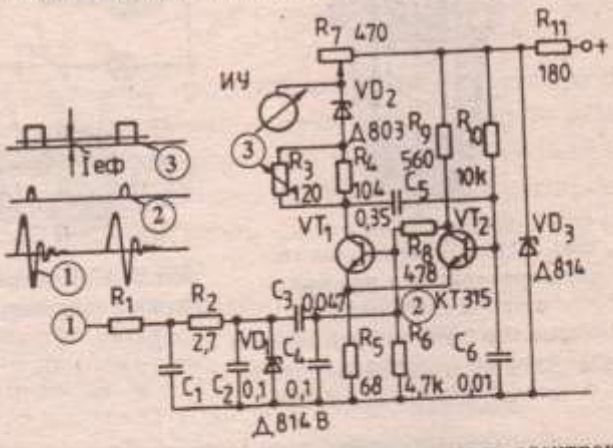
Фиг. 21.14. Принципно устройство на километропоказател

Едно пълно завъртане на началния диск съответства на изминат пробег 1 km. Началният диск прави едно пълно завъртане след 1000 завъртания на задвижващия вал.

Другите броячни дискове се завъртат от началния чрез вътрешни или външни зъбни предавки, като предавателното число между два съседни диска е 1:10.

Уреди за измерване на честотата на въртене на коляновия вал на двигателя (оборотомери). При оборотомерите за бензинови двигатели се използва обстоятелството, че при изправна запалителна система броят на електрическите импулси във веригата на първичната ѝ намотка е правопропорционален на честотата на въртене на коляновия вал на двигателя.

Принципната електрическа схема на *електронен оборотомер за бензинов двигател* е показана на фиг. 21.15. По тази схема е реализиран оборотомерът ТХ 193 на автомобилите ВАЗ. Чрез резисторите R_1, R_2, кондензаторите C_1, C_4 и стабилитрона VD_1 се формират входните импулси, подавани от запалителната система. Получените сигнали се подават към чакащия мултивибратор с транзисторите VT_1 и VT_2. Това е блок за формиране на измервателните импулси, които имат винаги една и съща амплитуда и продъл-



Фиг. 21.15. Принципна електрическа схема на електронен оборотомер за бензинови двигатели

жителност. Изменя се тяхната честота в зависимост от честотата на импулсите в запалителната система. Средната стойност на тока $I_{оф}$ на получаваните импулси се измерва чрез стрелковия уред *ИУ*.

При *дизеловите двигатели* оборотомерите се реализират по схемата на скоростомерите с генераторен преобразувател (вж. фиг. 21.13) или чрез измерване на честотата на индуцираното в една от фазите на генератора за променлив ток напрежение.

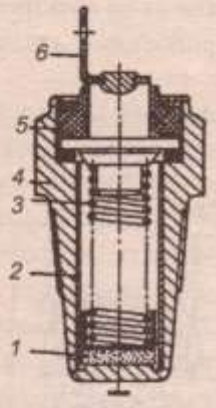
При някои специализирани транспортни средства се използват броячи на часовете, отчитащи реалното време, през което двигателят е работил. Тези броячи по същество представляват електрически или електронни часовници. Свързват се към веригата на АТТ и се включват само когато се отдава ток към акумулаторната батерия и другите консуматори, т.е. когато двигателят работи.

Уреди за измерване на температурата на двигателя (термометри). Топлинният режим на двигателя се контролира чрез термометри и сигнализатори за аварийна температура.

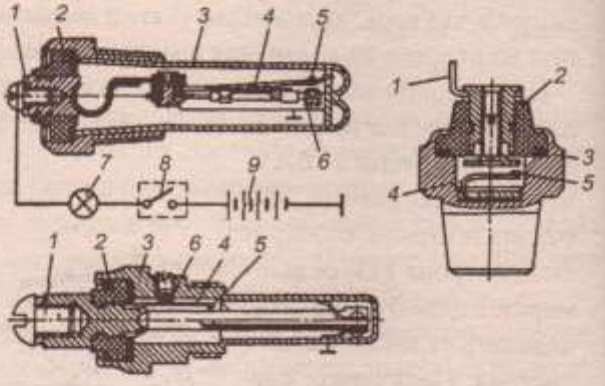
Термометрите се реализират по електротермичната импулсна система или по магнитоелектрическата система с термосъпротивителен преобразувател.

В *термосъпротивителния преобразувател* (фиг. 21.16) се използва плоският полупроводников терморезистор *1*, разположен в долната част на тялото *4* и притиснат с токопровеждащата пружина *3*. Терморезисторът е свързан електрически чрез тялото *4* към маса и чрез изолирания извод *6* към показващия уред.

Сигнализаторите за аварийна температура (фиг. 21.17) сигнализират с включване на светлинен сигнал на арматурното табло за достигане на макси-



Фиг. 21.16. Устройство на термосъпротивителен преобразувател за температура
1 – термосъпротивителен материал; *2* – медна тръба; *3* – контактна пружина; *4* – тяло; *5* – изолатор; *6* – клема



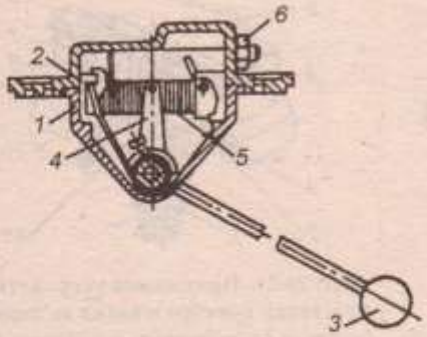
Фиг. 21.17. Принципно устройство и схема на свързване на аварийни сигнализатори за температура
1 – клема; *2* – изолатор; *3* – тяло; *4* – биметална пластина; *5* – контакти; *6* – регулиращ винт; *7* – сигнална лампа; *8* – контактен ключ; *9* – акумулаторна батерия

малнодопустима стойност на температурата на двигателя. Състоят се от термобиметална пластинка и включващи контакти. При прегряване на двигателя би-

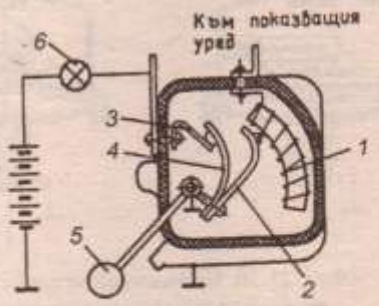
металната пластинка се огъва и затваря контактите си, като включва сигналната лампа на арматурното табло.

Уреди за измерване на нивото на горивото в резервоара(нивомери). Разпространените конструкции нивомери се изпълняват с *реостатен преобразувател* (фиг. 21.18) по електромагнитната или магнитоелектрическата система. Тъй като резервоарите имат сложна форма, нихромовият съпротивителен проводник на реостата *5* е навит с променлива стъпка, така че включеното във веригата съпротивление на реостата да се изменя по определен закон в зависимост от положението на плъзгача *4*. Единият край на реостата *5* и плъзгачът *4* са свързани към маса, с което се избягва искренето при движението на плъзгача. Чрез изводната клема *6*, към която е включен другият край на реостата *5*, преобразувателят се свързва с показващия уред.

В някои конструкции преобразуватели към плъзгача на реостата е поставен контакт, чрез който се включва сигнална лампа, сигнализираща, че в резервоара е останало минимално количество гориво (фиг. 21.19).



Фиг. 21.18. Устройство на реостатен преобразувател за нивомер
1 – тяло; *2* – капак; *3* – поплавък; *4* – плъзгач; *5* – реостат; *6* – изводна клема



Фиг. 21.19. Устройство на реостатен преобразувател за нивомер със сигнализатор за минимално количество гориво
1 – реостат; *2* – плъзгач; *3* – неподвижен контакт; *4* – подвижен контакт; *5* – поплавък; *6* – сигнална лампа

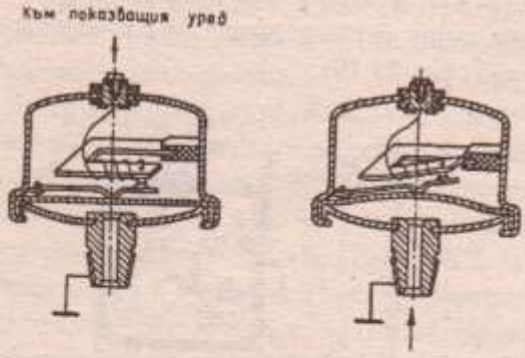
Съществуват и *капацитивни нивомери*, представляващи две успоредно разположени токопровеждащи пластинки, изолирани една от друга. Горивото между тях е диелектрик на така създадения кондензатор. Нивото на горивото в резервоара определя капацитета на нивомера, който след преобразуване от електронна схема се подава към показващия уред. Тези нивомери се използват предимно при автомобили със сложна форма на резервоара.

Уреди за измерване на налягане (манометри). В автотранспортната техника е необходимо да се контролира налягането на масло (на двигателя, в автоматичните предавателни кутии и др.) или на въздух (при спирачните уредби). Налягането се измерва с манометри и сигнализатори за аварийно налягане.

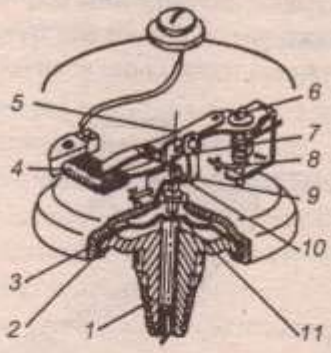
Манометрите се реализират по електротермичната импулсна система или по магнитоелектрическата с реостатен преобразувател.

Принципното устройство на *електротермичния импулсен преобразувател на налягане* е показано на фиг. 21.20. В неработно състояние контактите на преобразувателя са затворени. При протичане на електрическия ток биметалната пластина и контактите се отварят. Когато измереното налягане се повиши, мембраната на преобразувателя се деформира, като се увеличава силата между двата контакта. В този случай за отварянето на контактите е необходимо биметалната пластинка на преобразувателя да се нагрява по-продължително време. Като резултат биметалната пластинка на показващия уред се огъва на по-голям ъгъл и се регистрира по-голяма стойност на налягането.

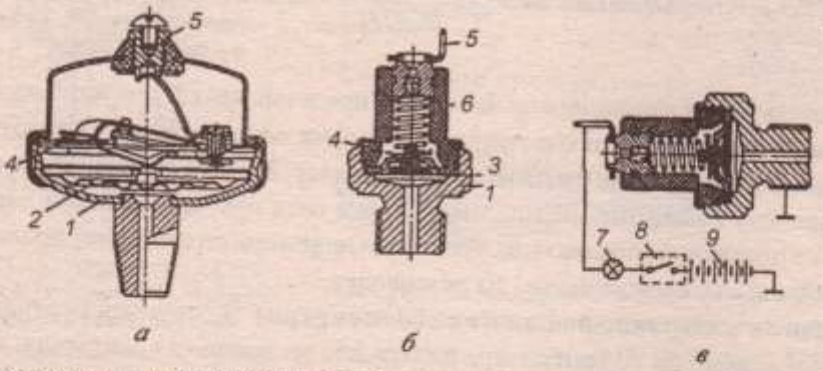
На фиг. 21.21 е показано устройството на *реостатен преобразувател на налягане*. Измереното налягане въздейства върху гофрирана метална мембрана *2*. Чрез щифта *11* тя задейства лостчето *10*, което движи плъзгача *5* върху реостата *4*.



Фиг. 21.20. Принципно устройство на електроимпулсен термичен преобразувател на налягане



Фиг. 21.21. Принципно устройство на реостатен преобразувател за налягане
1 – тяло; *2* – гофрирана мембрана; *3* – капак; *4* – реостат; *5* – плъзгач; *6* – вертикална ос; *7* – държател; *8* – пружина; *9* – кобилица; *10* – лост; *11* – щифт



Фиг. 21.22.Принципно устройство и схема на свързване на аварийни сигнализатори за налягане
а – с мембрана; *б* – с тарирана пружина; в – схема на свързване; *1* – тяло; *2* – мембрана; *3* – диафрагма; *4* – контакти; *5* – изводна клема; *6* – тарирана пружина; *7* – сигнална лампа; *8* – контактен ключ; *9* – акумулаторна батерия

При липса на налягане плъзгачът *5* се връща в изходно положение от пружината *8*. Единият край на реостата *4* е свързан към изолираната клема и чрез нея – към показващия уред. Връзката с маса се осъществява от плъзгача.

Сигнализаторите за аварийно налягане сигнализират с включване на светлинен сигнал на арматурното табло за понижаване на контролираното налягане под минималнодопустимата стойност.

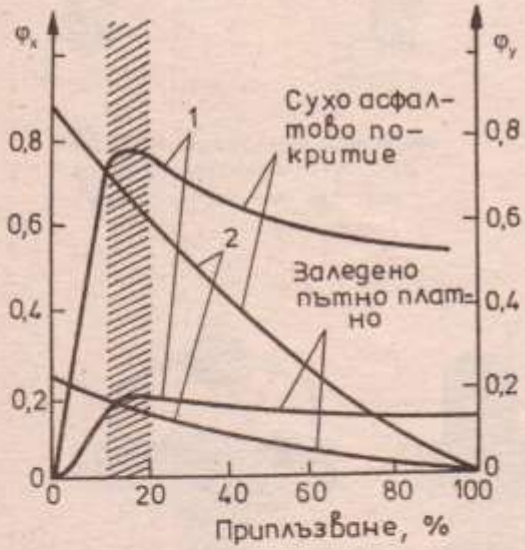
Сигнализаторите за аварийно налягане имат изключващи контакти, чрез които при стойности на контролираното налягане, по-ниски от определената, свързват към маса веригата на сигналната лампа (фиг. 21.22 *в*). Като чувствителен елемент се използва гофрирана мембрана (п. *2* на фиг. 21.22 *а*) или тарирана пружина (п. *6* на фиг. 21.22 *б*).

УСЪВЪРШЕНСТВАНИ СИСТЕМИ ЗА БЕЗОПАСНОСТ, СИГУРНОСТ, УПРАВЛЕНИЕ И КОМФОРТ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

22. УСЪВЪРШЕНСТВАНИ СИСТЕМИ ЗА БЕЗОПАСНОСТ

22.1. Усъвършенствани системи за активна безопасност

Антиблокиращи спирачни системи. Сцеплението на колелата на автотранспортните средства зависи от коефициента на триене между гумите и пътното покритие и от относителното им приплъзване. Както се вижда от фиг. 22.1 (крива *1*), *коефициентът на сцепление* φ_x има най-голяма стойност, когато относителното приплъзване е от 5 до 20 %. Следователно тогава се получава най-голямо забавяне. От това става ясно, че блокирането на колелата не е най-ефективният начин за спиране, тъй като относителното приплъзване е 100 %.



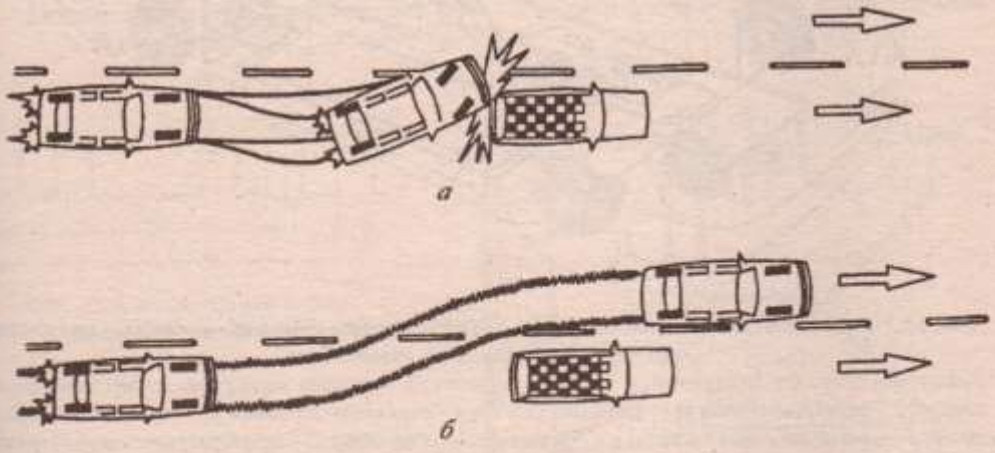
Фиг. 22.1. Влияние на относителното приплъзване на автомобилното колело върху коефициента на сцепление φ_x при спиране (*1*) и φ_y в напречна посока (*2*)

В същото време има и още един важен проблем – устойчивостта на автомобилите и запазване на тяхната управляемост. Всеки водач знае, че при използване на спирачките в завой автомобилът е неустойчив и може да „поднесе". За да бъде автомобилът управляем, необходимо е върху колелата му да действат странични сили, породени от реакцията на пътя. Това са също сили на триене, поради което се подчиняват на същите закономерности както силите при спиране. За разлика от тях обаче напречната устойчивост е максимална при отсъствие на приплъзване между гумите и пътното платно. Коефициентът на сцепление в напречна посока φ_y се на-

малява рязко дори и при малко относително приплъзване и е почти нула при блокиране на колелата (крива *2* на фиг. 22.1).

Този проблем се решава чрез въвеждане на антиблокиращи спирачни системи (АБС). *Принципът на действие* на антиблокиращите спирачни системи се състои в следното. Когато при спиране в колелото на автомобила се появи тенденция за блокиране, автоматично се намалява приложената към него спирачна сила. Скоростта му се увеличава, но в следващия момент стойността на спирачната сила се възстановява. Следва ново забавяне, отново намаляване на спирачната сила и процесът се повтаря, като приплъзването между гумата и пътното платно се запазва винаги в зададени граници.

Така водачът може да натиска спирачния педал със сила, каквато той смята за целесъобразно, и едновременно с това да извършва маневри с волана, като автомобилът запазва зададената траектория на движение (фиг. 22.2)



Фиг. 22.2. Поведение на автомобила при спиране върху хлъзгав път без *(а)* и с *(б)* антиблокираща спирачна система

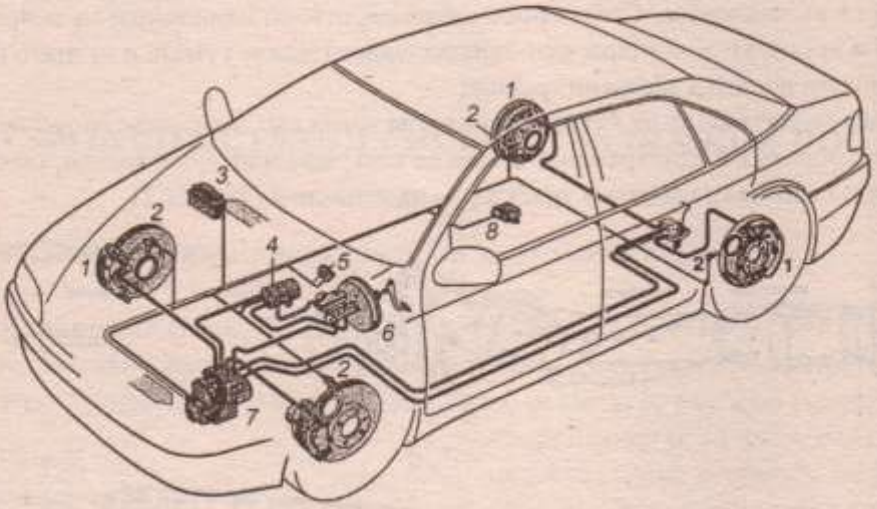
На фиг. 22.3 е показано *разположението на елементите* на антиблокираща спирачна система, управляваща и четирите колела на автомобила. Съществуват и системи, при които задните колела се управляват съвместно, като въздействието върху спирачната система се определя от колелото, намиращо се в най-неблагоприятни условия на сцепление с пътя. Това прави системата по-евтина, като се осигуряват задоволителна устойчивост и управляемост на автомобила, но спирачният път се увеличава с 10–20 %.

Избор на входни параметри за управление на АБС. При разработването на антиблокиращи спирачни системи основният въпрос е да се избере алгоритъм на действие и по-точно на параметър, по чиито стойности да се осъществява управлението на спирачната система при всички режими на използването ѝ.

Практически не е възможно директно измерване на приплъзването между автомобилното колело и пътя и на тази основа да се реализира действието на

системата. Идеалното решение е системата *да реагира* на четири основни входни параметъра:

- ъглово закъснение на колелата;
- скорост, при която започва процесът на спиране;
- натоварване на всяко от колелата;
- коефициент на сцепление на автомобилните колела с пътя.



Фиг. 22.3. Разположение на елементите на антиблокираща спирачна система, управляваща четирите колела на автомобила

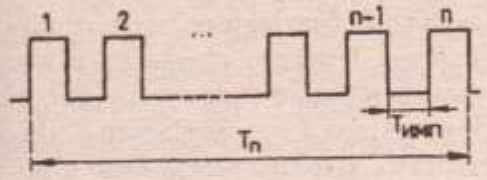
1– колесен спирачен механизъм; *2* – преобразувател на честотата на въртене на автомобилното колело; *3* – електронен блок за управление (ЕБУ); *4* – електрическа помпа; *5* – светлинен сигнализатор; *6* – главен спирачен цилиндър с усилвател; *7* – модулатор; *8* – преобразувател на ускорение

Създаването на подобно управляващо устройство е сложно и скъпо, поради което действието на съществуващите сега антиблокиращи спирачни системи се основава само на два входни параметъра: *ъгловата скорост* и *ъгловото закъснение* на автомобилните колела.

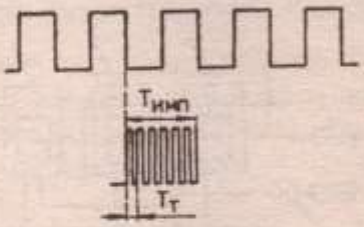
Много важно условие за работата на системата е точно и бързо да се определя скоростта на колелата на автомобила. Съществуват два принципно различни метода за тази цел – измерване на броя на постъпващите импулси за определен период от време и измерване на периода от време за определен брой импулси.

При *първия метод* (фиг. 22.4), основаващ се на измерването на n броя импулси за определен период от време T_n, грешката е един импулс, т.е. $T_{имп}$. Следователно точността на измерването зависи от скоростта на колелото. При голяма скорост периодът на импулсите $T_{имп}$ е малък в сравнение с периода T_n и не оказва съществено влияние върху точността на измерването. Обратно, при малка скорост периодът на импулсите $T_{имп}$ става съизмерим с периода на измерване T_n и точността, с която се определя скоростта на колелото, става малка.

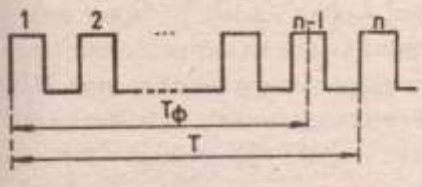
При *втория метод* (фиг. 22.5) грешката се определя само от периода на тактовите импулси $T_т$, с които се измерва периодът $T_{имп}$. Ако честотата на тактовите импулси е достатъчно висока, то и точността на измерването е голяма. Все пак при голяма скорост на колелото, когато периодът $T_{имп}$ е малък, точността се намалява.



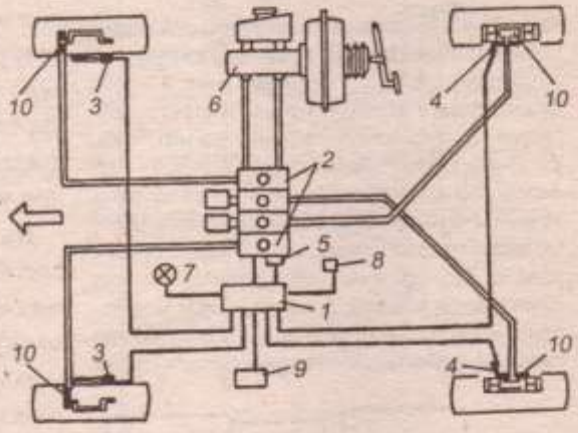
Фиг. 22.4. Определяне на скоростта на автомобилното колело чрез измерване на *n* броя импулси с период $T_{имп}$ за време T_n



Фиг. 22.5. Определяне на скоростта на автомобилното колело чрез измерване на периода $T_{имп}$ на импулсите



Фиг. 22.6. Комбиниран метод за определяне на скоростта на автомобилното колело



Фиг. 22.7. Структурна схема на антиблокираща спирачна система

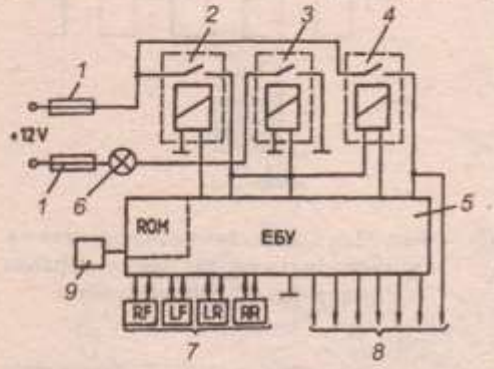
1 – електронен блок за управление (ЕБУ); *2* – модулатор; *3* – предни колесни преобразуватели на честотата на въртене; *4* – задни колесни преобразуватели на честотата на въртене; *5* – електромагнитни клапани и хидравлична помпа; *6* – главен спирачен цилиндър; *7* – индикаторна лампа; *8* – диагностичен куплунг; *9* – блок с релета; *10* – колесни спирачни механизми

В съвременните антиблокиращи спирачни системи се използва *комбиниран метод* за определяне на скоростта на автомобилните колела, който се основава на измерването на времето T до появата на първия импулс след фиксиран период от време $T_ф$ едновременно с преброяването на постъпилите импулси (фиг. 22.6). Методът обединява предимствата и на двата описани метода – грешката се определя от периода на тактовите импулси и следователно е малка, като точността е постоянна независимо от скоростта на колелото.

Структурната схема на антиблокиращата спирачна система (фиг. 22.7) се състои от две взаимносвързани части – електрическа (електронна) и хидравлична.

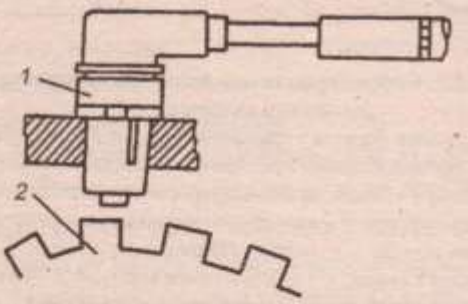
Електрическата (електронната) част на системата включва колесните преобразуватели *3* и *4* на честотата на въртене, блока на електромагнитните клапани и електродвигателя на помпата *5*, индикаторната лампа *7*, блока на релетата *9* и диагностичния куплунг *8*.

Принципната схема на електрическата част на системата е показана на фиг. 22.8. Основният входен параметър за ЕБУ (*5*) се получава от четирите колесни преобразувателя *7* на честотата на въртене. Тези преобразуватели са индукционни и съдържат две части (фиг. 22.9) – индуктора *1* и зъбния венец *2*. Индукторът се закрепва неподвижно в непосредствена близост до автомобилното колело. Състои се от магнитопровода *1*, около който е навита намотката *2*, и постоянния магнит *3*, чиито магнитните силови линии се комутират от зъбите на зъбния венец *4* (фиг. 22.10). Зъбният венец се монтира външно на автомобилното колело или вътре в спирачния барабан. При въртенето на колелото в намотката на индуктора се създава променливо напрежение, чиято форма е показана на фиг. 22.11.



Фиг. 22.8. Принципна електрическа схема на антиблокираща спирачна система

1 – предпазители; *2* – системно реле; *3* – реле на сигналната лампа; *4* – реле на електродвигателя на хидравличната помпа на модулатора; *5* – електронен блок за управление; *6* – сигнална лампа; *7* – преобразуватели на честотата на въртене на автомобилните колела (*RF* – от дясно предно колело; *LF* – от ляво предно колело; *LR* – от ляво задно колело; *RR* – от дясно задно колело); *8* – изводи към модулатора (електромагнитни клапани и електродвигател на помпата); *9* – диагностичен куплунг



Фиг. 22.9. Външен вид на преобразувател на честотата на въртене на автомобилното колело

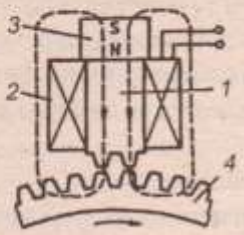
1 – индикатор; *2* – зъбен венец

Въз основа на сигналите от четирите преобразувателя ЕБУ *изчислява ъгловата скорост и ъгловото ускорение* на всяко автомобилно колело и ги сравнява със зададените стойности. Едновременно с това се изчислява хипотетичната скорост на автомобила.

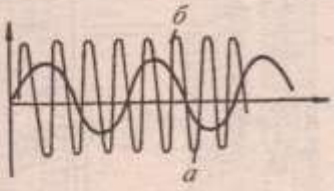
Заключението, че има тенденция за блокиране на някое от колелата на автомобила, се прави въз основа на определяне на разликата между скоростта на съответните колела $v_к$ и хипотетичната скорост на автомобила $v_{авт}$ в момента (фиг. 22.12). Системата започва да действа при скорост $v_{упр}$, която е по-ниска от изчислената хипотетична скорост на автомобила. Скоростта $v_{стал}$ съответства на избраната максимално допустима стойност на приплъзването между автомобилното колело и пътя.

При спиране (вж. диаграмите на фиг. 22.12) в началото налягането $p_{сп}$ в колесните спирачни механизми се повишава в съответствие със силата върху спирач-

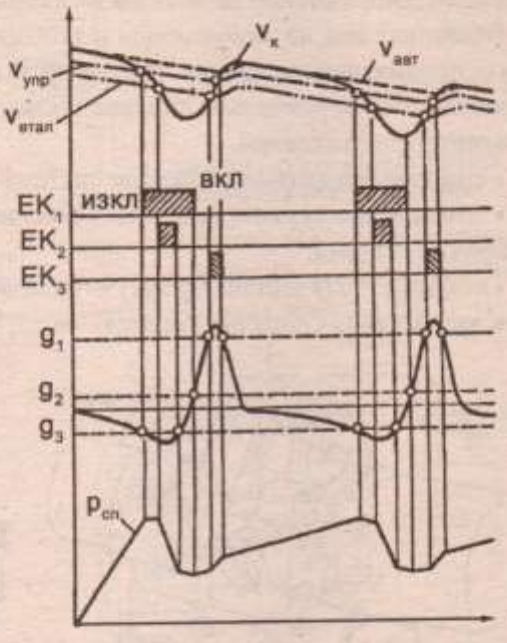
ния педал и скоростта на колелото $v_к$ се намалява. Когато $v_к$ спадне до $v_{упр}$, т.е. спирачното закъснение на колелото стане равно на g_1, системата задейства електромагнитния клапан $ЕК_1$ и задържа налягането $p_{сп}$. Ако скоростта на автомобилното колело продължи да спада и достигне $v_{етал}$, ЕБУ задейства втория електромагнитен клапан $ЕК_2$, който понижава налягането в колесните спирачни механизми. Скоростта на колелото $v_к$ се възстановява и се приближава до изчислената хипотетична скорост на автомобила $v_{авт}$. Налягането $p_{сп}$ бавно нараства. Когато обаче ускорението на колелото достигне стойността g_3, т.е. скоростта на автомобилното колело $v_к$ се изравни с $v_{упр}$, ЕБУ задейства клапана $ЕК_3$ и налягането в колесните спирачни механизми $p_{сп}$ рязко се повишава.



Фиг. 22.10. Принципна схема на преобразувателя на честотата на въртене на автомобилното колело
1 – магнитопровод; *2* – намотка; *3* – постоянен магнит; *4* – зъбен венец



Фиг. 22.11. Форма на сигнала от преобразувателя на честотата на въртене на автомобилното колело при ниска *(а)* и висока *(б)* честота на въртене



Фиг. 22.12. Изменение на скоростта $v_{авт}$ и ускорението g на автомобилното колело и на налягането в колесните спирачни механизми $p_{сп}$ при спиране с антиблокираща спирачна система

В ЕБУ има заложена и *програма за самотестване* на системата. При установяване на неизправност се задействат (вж. фиг. 22.8) релето *3*, включващо сигналната лампа *6* и системното реле *2*, което изключва цялата система. Цикълът на тестване започва, след като скоростта на автомобила достигне 6 km/h, т.е. амплитудата на сигнала от колесните преобразуватели стане достатъчно голяма, или след натискане на спирачния педал. По тази причина при включване на контактния ключ сигналната лампа *6* светва и изгасва, след като тестването приключи успешно. В противен случай сигналната лампа остава да свети, което е сигнал, че антиблокиращата спирачна система не работи.

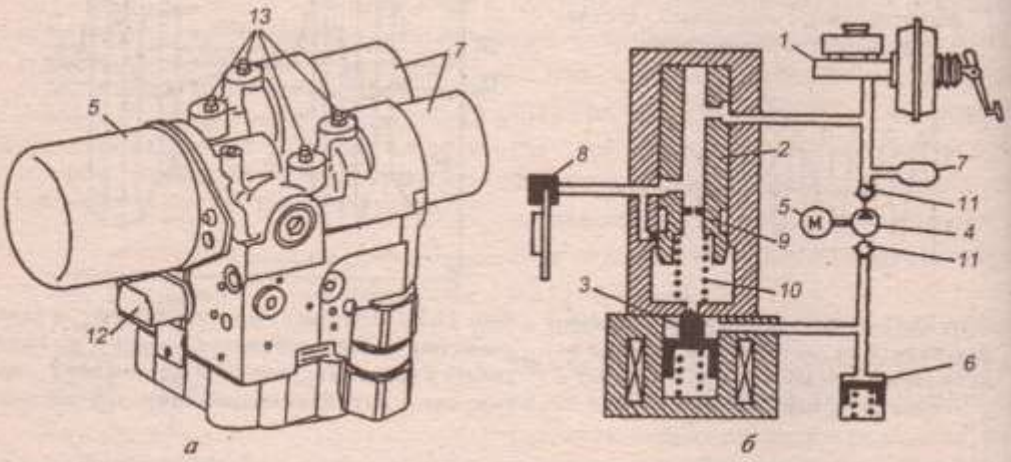
Чрез изводите *8* към модулатора (вж. обяснението на хидравличната част на системата) и релето *4* ЕБУ осъществява управлението на спирачната система (на хидравличната ѝ част).

Диагностичният куплунг *9* позволява към системата да се включи тестер, чрез който да се получи информация за състоянието на всеки един от елементите, за възникнали неизправности, както и да се осъществи задействане отвън на отделни елементи с цел да се провери функционирането им.

Хидравличната част на системата (вж. фиг. 22.7) се състои от основните елементи на спирачната система на автомобила – главен спирачен цилиндър *6* с вакуумен усилвател, колесни спирачни механизми *10* със свързващите ги тръбопроводи и допълнително включения в системата елемент *2*, наричан модулатор.

Външният вид на *модулатора* и принципното устройство на една секция от него, предназначена за едно колело на автомобила, са показани на фиг. 22.13. В зависимост от режима на спиране секциите на модулатора се намират в едно от следните три състояния:

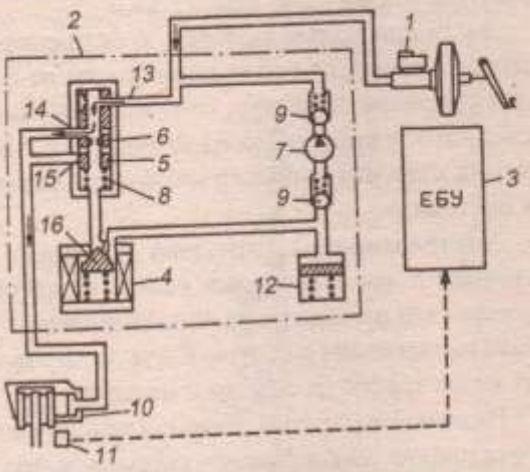
- спиране без антиблокиращата система да се задейства;
- понижаване на налягането към колесния спирачен цилиндър при задействана спирачна система;
- повишаване (възстановяване) на налягането към колесния спирачен цилиндър при задействана спирачна система.



Фиг. 22.13. Външен вид на модулатор *(а)* и принципно устройство на една негова секция *(б)*
1 – главен спирачен цилиндър; *2* – тришътен клапан; *3* – електромагнитен клапан; *4* – помпа за високо налягане; *5* – електродвигател на помпата; *6* – разширител; *7* – хидроакумулатор; *8* – колесен спирачен механизъм; *9* – калибриран отвор; *10* – възвратна пружина; *11* – еднопътен клапан; *12* – куплунг; *13* – винтове за обезвъздушаване

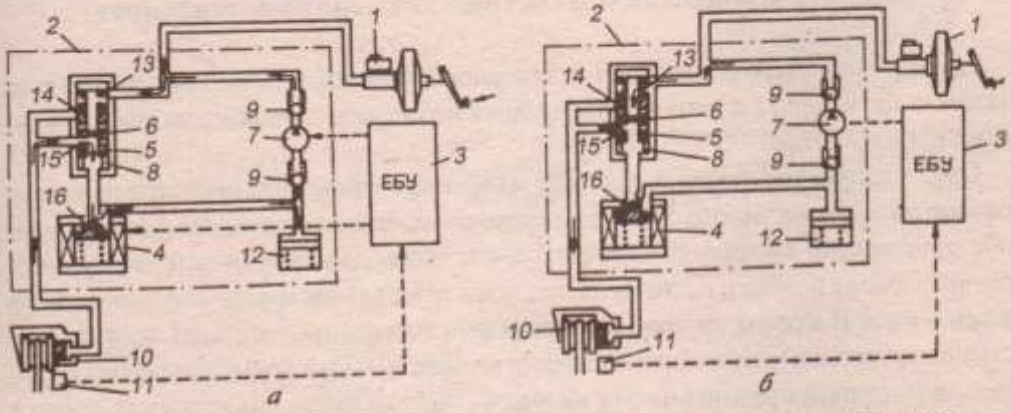
В *първия режим* водачът е натиснал спирачния педал, но няма тенденция за блокиране на автомобилното колело, следователно АБС не се задейства (фиг. 22.14). Поради това клапанът *16* остава затворен, тъй като към неговата намотка *4* не е подадено напрежение от ЕБУ.

По същата причина не работи и помпата *7*. Трипътният клапан *5* се намира в горно положение, поддържан от пружината *8*, и през него се осъществява директна връзка между главния спирачен цилиндър *1* и колесния спирачен цилиндър *10*.



Фиг. 22.14.Спиране без антиблокиращата спирачна система да се е задействала

Секциите на модулатора работят във *втория режим*, когато в съответното колело се появи тенденция за блокиране (фиг. 22.15 *а*). Тогава ЕБУ задейства клапана *16*, като подава напрежение към намотката му *4*, с което пространството под трипътния клапан се свързва с разширителя *12*. Поради спада на налягането трипътният клапан се премества надолу, преодолявайки силата на пружината *8*. С това се прекъсва връзката между главния спирачен цилиндър *1* и колесния спирачен цилиндър *10*. Спирачната течност от колесния спирачен цилиндър отива в разширителя *12*, с което спирачната сила в колелото спада. От разширителя спирачната течност се връща в главния спирачен цилиндър чрез помпата *7*.



Фиг. 22.15. Действие на антиблокиращата спирачна система при понижаване (*а*) и при възстановяване (*б*) на налягането в колесния спирачен механизъм

Движението надолу на трипътния клапан *5* се прекратява, когато отворът му *13* остане частично затворен. Тогава преминаващата през калиброваният отвор *6* спирачна течност създава налягане, равно точно на силата на пружината *8*.

При *третия режим* налягането в колесния спирачен цилиндър се възстановява (фиг. 22.15 *б*). В този случай ЕБУ прекъсва тока към намотката *4* на клапана *16* и той се затваря. Спирачната течност преминава през трипътния клапан *5* към колесния спирачен цилиндър *10*.

В момента, в който се появява тенденция за блокиране на колелото, антиблокиращата спирачна система, респ. секцията на модулатора, преминава във втория работен режим – вж. фиг. 22.15 *а*.

Двата еднопътни клапана *11* са предназначени да осигурят възможност спирачната течност да се върне обратно от колесния спирачен цилиндър *10* в главния спирачен цилиндър, след като водачът отпусне спирачния педал, съответно след като се преустанови действието на АБС. Тези клапани не позволяват налягането в колесния спирачен цилиндър да стане по-високо от налягането, създадено в системата.

Антиблокиращата спирачна система се задейства, когато има тенденция при спиране някое или всички колела на автомобила да блокират. Действието ѝ се усеща като пулсиране на спирачния педал. Възможността да се управлява посоката на движение на автомобила се запазва. Когато системата работи, спирачният педал трябва да се държи натиснат.

Независимо от това антиблокиращата спирачна система осигурява оптимална ефективност на спирачките, спирачният път на автомобила зависи в голяма степен от пътните условия и покритието на пътя. С нея не се отстраняват опасностите при движение, които се дължат на малка дистанция до движещия се отпред автомобил, наличие на аквапланинг, голяма скорост на завой или лоша пътна настилка.

22.2. Усъвършенствани системи за пасивна безопасност

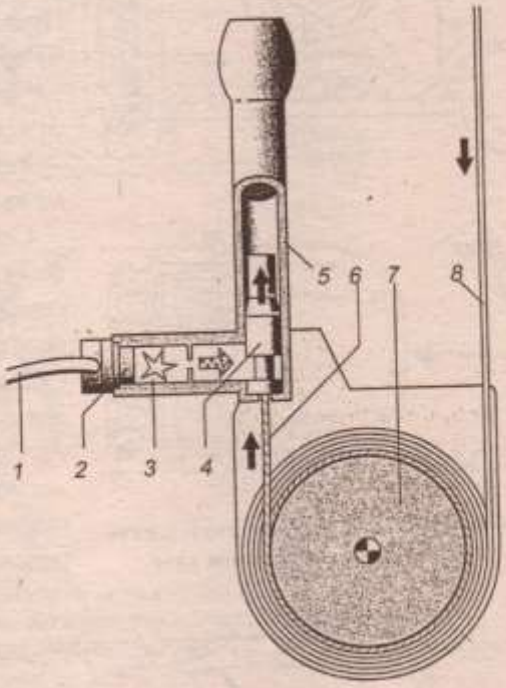
Предназначението на системите за пасивна безопасност на автомобила е да защитят пътуващите в него от наранявания и травми в случай на пътно транспортно произшествие.

Обезопасителни колани. Едно от най-разпространените средства за осигуряване на пасивна безопасност са *триточковите автоматични (инерционни) обезопасителни колани.* Обезопасителният колан за всеки пътник (в повечето случаи само за водача и пътника на предната седалка) е закрепен към автомобила в три точки. В единия си край е свързан към макара със спирална противодействаща пружина и инерционен блокиращ механизъм. При нормални условия противодействащата пружина натяга макарата, по този начин опъва колана, който в резултат придържа с определена сила тялото на пътуващия към облегалката на седалката. В същото време не ограничава движението на човешкото тяло и осигурява достатъчно свобода за преместване напред или встрани. Когато обаче тялото на пътуващия в автомобила започне да се премества напред със скорост, по-голяма от определената, инерционният механизъм блокира макарата и фиксира обезопасителния колан. С това се предотвратява удар на пътуващия в арматурното табло, кормилното колело или предното стъкло.

Този тип обезопасителни колани обаче са ефективни при удар на автомобила в неподвижно препятствие или за сумарна скорост при челен удар до 40 km/h. При

по-голяма скорост обезопасителният колан трябва да поеме по-голяма енергия, а блокиращият механизъм да се задейства по-бързо. Това се осигурява с пиротехнически обезопасителни колани, които също са триточкови, но към макарата допълнително е монтиран механизъм, задвижван от пиропатрон, който натяга колана.

Пиротехническият обезопасителен колан (фиг. 22.16) действа по следния начин. При удар на автомобила специален сензор за ускорение подава сигнал към електрическия взривател *2*, който възпламенява пиропатрона *3*. Образуваните газове изтласкват буталото *4*. Буталото посредством металното въже *6* завърта макарата *7*, която натяга обезопасителния колан *8*. По този начин човешкото тяло се фиксира към седалката в рамките на 5–10 ms, като преместването му напред е не повече от 1 cm.



Фиг. 22.16. Пиротехнически обезопасителен колан
1 – електрически кабел; *2* – електрически взривател; *3* – пиропатрон; *4* – бутало на задвижващия механизъм; *5* – цилиндър; *6* – метално въже; *7* – макара; *8* – обезопасителен колан

Въздушни възглавници. Още по-добра защита на пътуващите в автомобила се осъществява с т.нар. „въздушни възглавници" (фиг. 22.17), които осигуряват надеждна защита при удар на автомобила в неподвижно препятствие със скорост до 60 km/h или за сумарна скорост при челен удар до 100 km/h.

При съвременните автомобили се използват както предни, така и странични въздушни възглавници (фиг. 22.18).

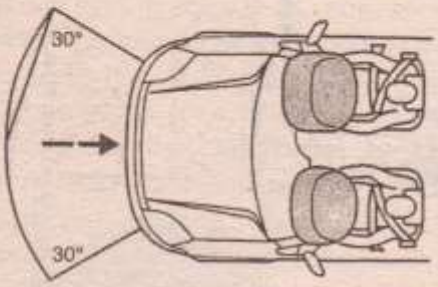
Предните въздушни възглавници се задействат при силен удар или при удар под ъгъл до 30° от лявата или дясната страна на автомобила. Въздушните възглавници се надуват за няколко хилядни от секундата. При контакт с телата на пътуващите на предните седалки налягането в тях се понижава и те обхващат тялото, като го предпазват от преместване напред.

Страничните въздушни възглавници са монтирани отстрани на облегалките на предните седалки. В случай на силен страничен удар въздушната възглавница откъм страната на удара се задейства. „Въздушните завеси" осигуряват допълнителна защита на главата на пътуващите на предните и на външните задни седалки от страничен удар и при преобръщане на автомобила.

Въздушната възглавница се състои от изработена от специална материя възглавница, пиропатрон с електрически взривател, сензор за ускорение и електронен блок за управление (ЕБУ). Въздушната възглавница на водача има навит на спирала кабел (наричан „часовникова пружина"). Чрез него се осигурява постоянна галванична връзка между ЕБУ и електрическия взривател при въртенето на кормилното колело от крайноляво до крайнодясно положение.

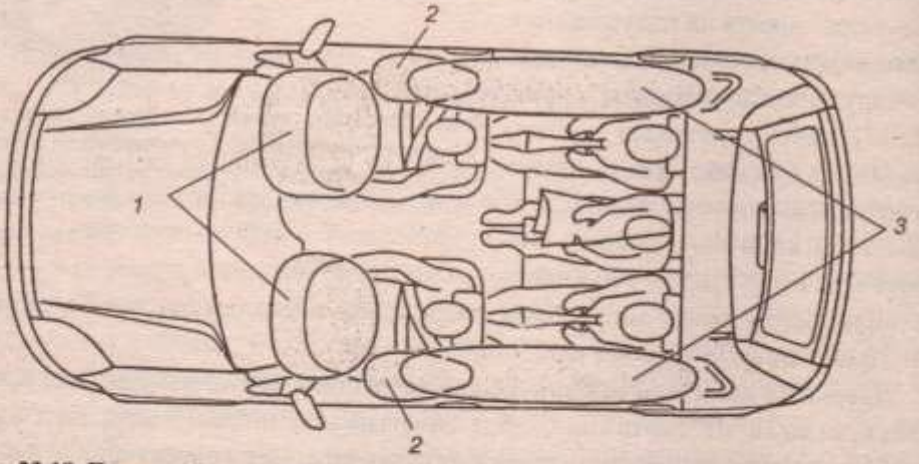


Устройството на *пиропатрона* за въздушна възглавница е показано на фиг. 22.19.



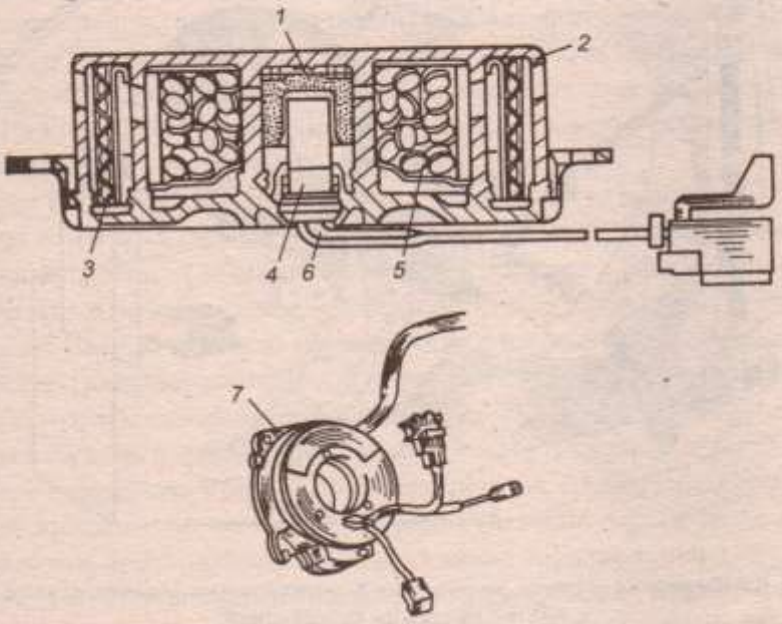
Фиг. 22.17. Действие на въздушните възглавници при челен удар

Сензорът за ускорение се монтира на точно определено място в автомобила в зависимост от това кои въздушни възглавници се управляват – предните или страничните. Обикновено сензорът за ускорение е вграден в ЕБУ. Сензорът се настройва така, че съобразно с деформационните характеристики на конструкцията на автомобила възглавниците да се задействат при точно определена стойност на ускорението (по-точно на закъснението), създадено при удара на автомобила. Получеият от сензора сигнал се обработва в ЕБУ и той задейства електрическия взривател на съответните въздушни възглавници. За да се осигури максимален защитен ефект за пътуващите в автомобила, въздушните възглавници трябва да бъдат напълно надути при контакта им с човешкото тяло. За предните въздушни възглавници времето за пълното им задействане при скорост 50 km/h е около 40 ms (10 ms за взривява-



Фиг. 22.18. Предни (*1*), страничии въздушни възглавници (*2*) и въздушни завеси (*3*)

ие и 30 ms за изпълване на възглавницата с газове). За страничните въздушни възглавници това време е около 5–10 ms. След като поеме удара, въздушната възглавница трябва да изпусне основното количество газове за около 80–100 ms.

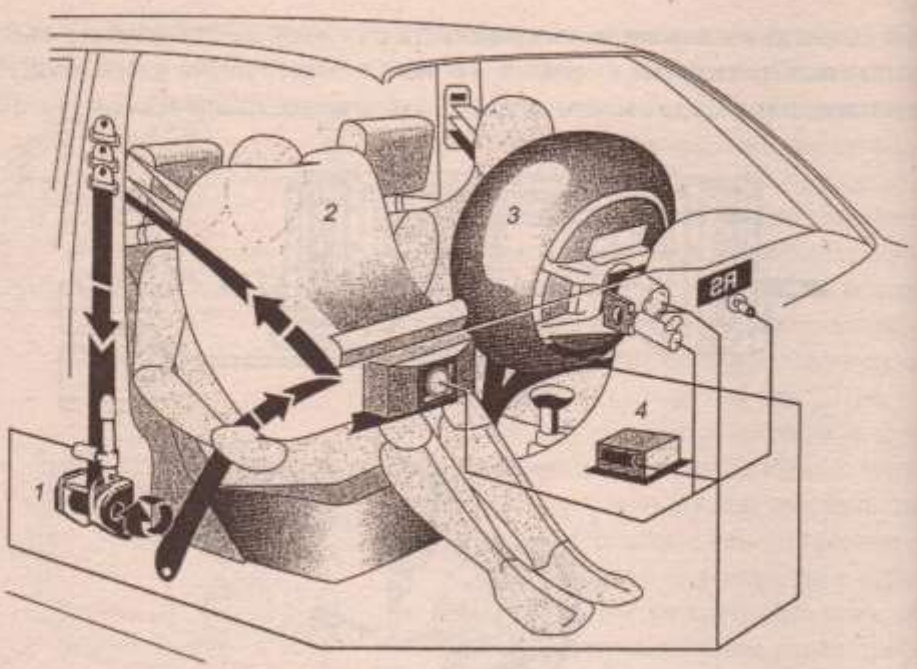


Фиг. 22.19. Устройство на пиропатрон за въздушна възглавница
1 – химичен взривател; *2* – тяло; *3* – филтър за газовете; *4* – електрически взривател; *5* – пиропатрон; *6* – свързващ кабел; *7* – спирален проводник („часовникова пружина") за въздушната възглавница на водача

При всички системи и конкретни конструкции на въздушни възглавници е предвидена защита срещу случайно или нежелателно задействане, като напр. при преместване на автомобила през по-голямо препятствие, при сервизни работи и др.

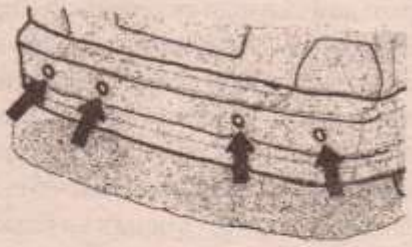
В последните модели автомобили пиротехническите обезопасителни колани и въздушните възглавници се задействат синхронно, поради което се управляват от общ ЕБУ (фиг. 22.20). При удар на автомобила първо се задействат обезопасителните колани, които притеглят и фиксират тялото на пътуващия към седалката, а след това и въздушните възглавници.

Помощна система за паркиране. Предназначена е да помага на водача при паркиране. Чрез звуков сигнал се сигнализира за разстоянието до предмет, разположен в посоката на паркиране, което се измерва с ултразвукови сензори, разположени на задната, съответно на предната броня на автомобила (фиг. 22.21). Честотата на звуковия сигнал се повишава с приближаване на автомобила към предмет, разположен пред или зад него. Звуковият сигнал става постоянен, когато разстоянието до обекта е около 30 cm. Ако има предмети на това разстояние пред и зад автомобила (фиг. 22.22), звуковият сигнал се излъчва последователно от предните и от задните високоговорители.

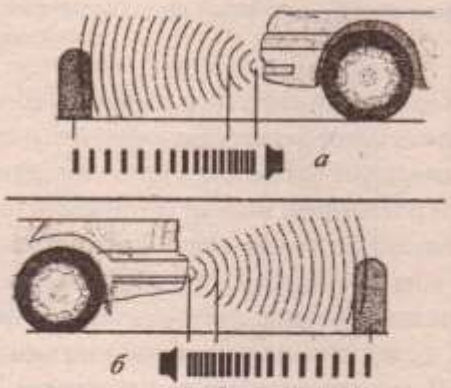


Фиг. 22.20. Комбинирана система, включваща пиротехнически обезопасителни колани и предни въздушни възглавници

1 – пиротехнически обезопасителни колани; *2* – въздушна възглавница за пътника; *3* – въздушна възглавница за водача; *4* – електронен блок за управление (ЕБУ)



Фиг. 22.21. Ултразвукови сензори на помощната система за паркиране, разположени на бронята



Фиг. 22.22. Помощната система при паркиране отпред (*а*) и отзад (*б*)

Помощната система за паркиране се активира винаги при стартиране на двигателя. Зоната на действието ѝ при паркиране отпред на автомобила е около 80 cm, а зад него – около 1,5 m. Предните сензори на системата не може да бъдат комбинирани с допълнителни светлини, тъй като ще окажат влияние върху действието им.

Помощната система за паркиране отзад трябва да бъде изключена, когато автомобилът се използва с ремарке, заден багажник за велосипед или други подобни, тъй като ще задействат системата. При паркиране на автомобила системата отзад се задейства, когато се включи предавката за движение на заден ход.

Помощната система не отменя отговорността на водача при паркиране. Сензорите имат „слепи" зони, в които евентуални препятствия не се регистрират. Водачът трябва да бъде особено внимателен, когато в близост до автомобила има деца или животни.

Система BLIS. Това е информационна система, която посочва евентуалното наличие на друго превозно средство, движещо се в същата посока, намиращо се в т.нар. невидими зони за външните огледала. Системата е разработена да е най-ефективна при интензивно движение по многолентов път, напр. автомагистрала.

Системата BLIS се основава на технология с използване на цифрови камери, монтирани под външното огледало за гледане назад. Когато камерата регистрира превозно средство, намиращо се в невидимата зона, индикаторна лампа, разположена на панела на вратата, светва. Лампата свети постоянно, с което указва на водача, че в невидимата зона има превозно средство. Светва индикаторната лампа на тази врата, откъм която има превозно средство. Ако от двете страни на автомобила има превозни средства, светят индикаторните лампи на двете врати.

Системата BLIS има също функцията да предупреждава водача, ако в нея се появи неизправност. Например, ако има повреда в камера на системата, съответната индикаторна лампа започва да мига и на дисплея се изписва съответното съобщение. При такъв случай е необходимо да се провери и почисти визьорът на камерата. Ако е необходимо, системата може да бъде изключена временно чрез натискане на бутона BLIS.

През деня системата реагира *на формата* на намиращите се в близост до автомобила превозни средства. Системата е разработена за моторни превозни средства, като леки автомобили, товарни автомобили, автобуси и мотоциклети. През нощта системата реагира *на фаровете* на намиращите се в близост до автомобила превозни средства. Ако фаровете на някое превозно средство не са включени, системата няма да ги регистрира. Това означава, че системата BLIS няма да регистрира ремарке без фарове, теглено от друг лек или товарен автомобил.

23. УСЪВЪРШЕНСТВАНИ СИСТЕМИ ЗА СИГУРНОСТ И УПРАВЛЕНИЕ

Основните усъвършенствани системи за сигурност и управление на автотранспортната техника са:

1. Противобуксуваща система (ПБС).
2. Електронна стабилизираща програма (ЕСП).
3. Система за електронно разпределяне на въртящите моменти между мостовете (ЕРВМ).
4. Електронно регулиране на спирачната сила (ЕРСС).
5. Регулатор на скоростта на движение (РС).
6. Други системи.

23.1. Противобуксуваща система

Противобуксуващата система (ПБС) ASR *осигурява приплъзването* на задвижващите колела в тесни граници, като увеличава теглителната сила и поддържа курсовата устойчивост на автомобила. Тази система е допълнение към системата АБС.

Противобуксуващата система *се включва* главно в два случая:

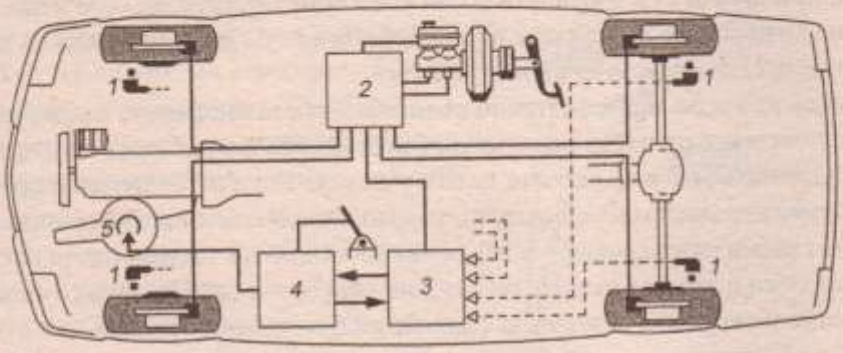
- по време на ускоряване на автомобила, когато излишният въртящ момент води до бързо повишаване на честотата на въртене на едното или на двете задвижващи колела;
- когато автомобилът попадне на мек или хлъзгав път.

Системата функционира по следния начин. Когато колесните преобразуватели на системата АБС фиксират буксуване на задвижващите колела, ПБС автоматично намалява теглителната сила (честотата на въртене) на двигателя. В някои случаи системата започва да спира тези задвижващи колела, при които има буксуване (от едно до всички четири). В такъв режим електрониката осигурява максимално възможно ускоряване на автомобила при конкретните условия на пътното покритие.

В системата ПБС (ASR) действат две подсистеми – EGAS и EDS (фиг. 23.1).

При *подсистемата EGAS* (или още EMS), показана на фиг. 23.2, електронно управление замества механичната връзка между педала за газ и дроселната клапа (или лоста за управление на горивните дюзи на дизеловите двигатели). EGAS е предназначена за оптимално управление (с обратна връзка) на въртящия момент на задвижващите колела. Преобразувател трансформира положението на педала за газ в електрически сигнал, който се подава в електронния блок за управление. При буксуване на задвижващите колела сигналите, получени от колесните преобразуватели на АБС, се подават в ЕБУ, който управлява изпълнителен електро-

двигател, изменящ положението на дроселната клапа (или лоста за управление на горивните дюзи на дизеловите двигатели), и в този случай се намалява подаването на гориво. Намаляват се честотата на въртене и въртящият момент на двигателя, предавани към задвижващите колела, и буксуването се прекратява.



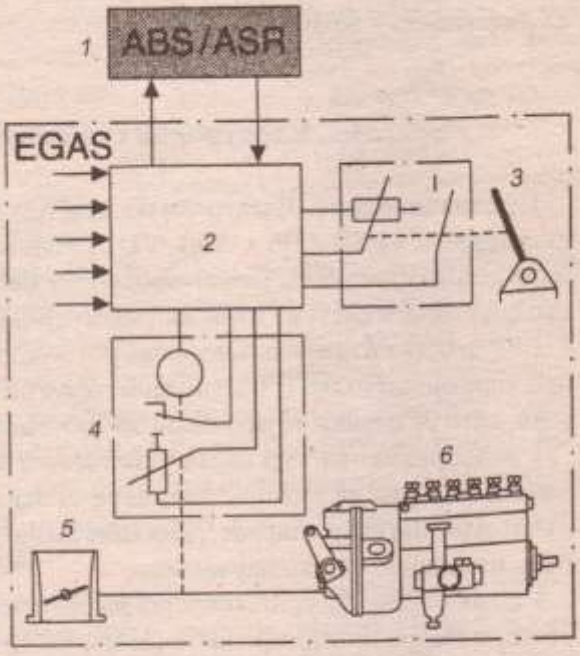
Фиг. 23.1. Система АБС/ПБС за леки автомобили

1 – преобразувател за честотата на въртене на колелото; *2* – хидравличен модулатор АБС/ПБС; *3* – блок за управление АБС/ПБС; *4* – блок за управление на EGAS; *5* – дроселна клапа

Бързодействието на системата се съгласува с момента на възпламеняване на горивната смес и с въртящия момент в зависимост от положението на дроселната клапа.

Краткото едновременно задействане на работните спирачки обикновено се използва за допълнение към работата на EGAS (характеристиката на движение се подобрява чрез ограничено приплъзване).

Подсистемата EDS е предназначена за електронно блокиране на диференциала. Благодарение на блокирането на диференциала се запазват напълно теглително-ходовите свойства на автомобила (ако въобще това е възможно в дадената обстановка) при неблагоприятни пътни условия, при теглене, ускоряване и движение в планините. Блокира-



Фиг. 23.2. Електронно управление на мощността на двигателя EGAS за системата ПБС

1 – блок за управление АБС/ПБС; *2* – блок за управление на контролера EGAS; *3* – педал за управление на дроселната клапа (педал за газ); *4* – изпълнителен електродвигател; *5* – дроселна клапа; *6* – дизелова горивонагнетателна помпа

нето на диференциала се извършва автоматично, т.е. без никакво участие на водача. EDS се управлява чрез преобразувателите на АБС за ъгловата скорост на колелата. Когато пътното покритие под едната страна на автомобила е хлъзгаво, вследствие на което се появява разлика в ъгловите скорости на задвижващите колела, при скорост на машината до 40 km/h спира буксуващото колело, скоростите на колелата се изравняват и чрез действието на диференциала на другото колело се предава по-голям въртящ момент.

За да се използва най-ефективно възможността за блокиране на диференциала, при потегляне от място водачът трябва да съгласува работата на педалите за газ и съединителя с конкретните пътни условия. За да не се нагрява прекалено спирачният механизъм на спиращото колело, блокирането на диференциала при особено големи натоварвания се изключва автоматично. Автомобилът остава работоспособен и запазва същите теглително-скоростни свойства както автомобил без противобуксуваща система за спиране на буксуващото колело.

EDS е ефективна при ускоряване по хлъзгави пътища, като автоматично спира буксуващото колело. Задвижващият момент се предава чрез диференциала на неподвижното ходово колело. В автомобилите с предно задвижване EDS осъществява регулиране при скорост до 40 km/h, в автомобилите с всички задвижващи ходови колела – до 80 km/h.

23.2. Електронна стабилизираща програма

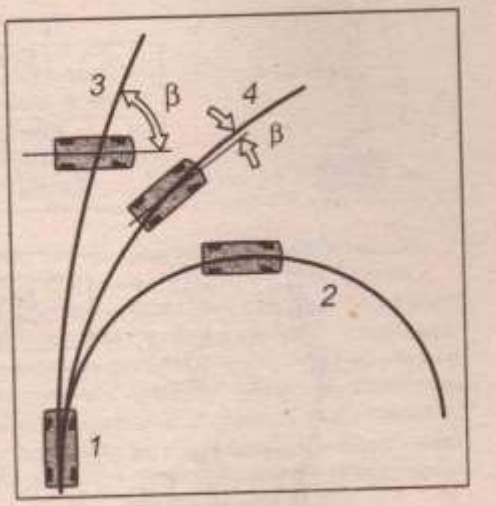
Предназначение. Електронната стабилизираща програма ЕСП (срещат се съкращенията ESP, ABS + ASR, VDC) е система с обратна връзка, предназначена да *запази курсовата устойчивост* при движение на автомобила. Обединена е със спирачната система и със силовото предаване.

ESP действа изпреварващо за по-ранно или по-късно завиване на автомобила при управлението му. В ESP предимствата на АБС и ПБС са обединени и доразвити, като се повишава активната му безопасност чрез:

- подобряване на курсовата устойчивост на автомобила дори при гранично сложни условия на пътното движение за всички режими на експлоатация, като пълно или частично спиране, движение по инерция, ускоряване, спиране с двигателя, изменение на натоварванията;
- подобряване на устойчивостта на траекторията на движение дори при екстремни маневри на управлението (аварийна ситуация);
- подобряване на управляемостта при гранично сложни условия на пътното движение;
- по-добро използване на сцеплението между гумите и пътното покритие в сравнение с АБС и ПБС в зависимост от условията на движение.

В системата ESP се използва характеристика за плъзгане на гумата в зависимост от напречните сили чрез въвеждане на управление с усилвател. Това води до

повишаване на надеждността на управлението, тъй като автомобилът запазва курсовата устойчивост и траекторията на движение. Траекторията, доколкото това е възможно, съответства на ъгъла на завиване на кормилното колело (крива *2* на фиг. 23.3). При завиване напречните сили, действащи върху гумата, остават значително по-малки от силите на сцепление между гумата и пътното покритие. Въпреки това за ESP управлението на ъгловата скорост около вертикалната ос на автомобила може да се окаже недостатъчно и автомобилът да загуби курсовата устойчивост (крива *3*). Затова ESP управлява не само ъгловата скорост спрямо вертикалната ос, но и курсовия ъгъл (ъгъла на завиване).



Фиг. 23.3. Траектории на завиване на автомобила

1 – завиване на кормилното колело на фиксиран ъгъл; *2* – траектория на път с висок коефициент на сцепление φ; *3* – траектория на път с малък φ, корекция на кормилното управление и на ъгловата скорост около вертикалната ос; *4* – траектория за движение на път с малък φ при допълнително управление на курсовия ъгъл β

Структура. Управлението на системата включва главен контролер на ESP и контролер на плъзгането (фиг. 23.4). С главния контролер се въвеждат номиналните стойности в контролера на плъзгане. Следящият блок определя променливата на контролираното състояние (курсовия ъгъл на автомобила).

Сигналите от преобразувателя за положение на кормилното колело *3*, от преобразувателя за налягане в спирачната уредба *2* и от органите за управление на работата на двигателя *7* се анализират. Освен скоростта на автомобила в изчисленията влизат коефициентите на сцепление между гумите и пътното покритие. Параметрите се оценяват по сигналите, получавани от преобразувателите за ъглова скорост на колелата *1*, преобразувателя за напречно ускорение *5*, преобразувателя за ъглова скорост спрямо вертикалната ос *4* и преобразувателя за налягане в спирачната уредба *2*. Изчислява се моментът спрямо вертикалната ос, необходим за приблизително привеждане на параметрите на действителното състояние в параметри на зададеното състояние.

Чрез контролер на плъзгането и на теглителната сила сигналите се подават на изпълнителния механизъм на хидравличната спирачна система *6* и на задвижването за управление на двигателя *7*.

Когато автомобилът започне да се завърта при завой, ESP за част от секундата спира външното по отношение на завоя колело още преди задната част да се насочи към външната страна. Ако внезапно автомобилът не се подчини на кормилото (има тенденция към поднасяне на предната част), тъй като предните колела първи попадат на хлъзгав участък на пътя и се стремят да не се впишат в завоя,

ESP поддържа задния мост, като спира вътрешното по отношение на завоя задно колело и завърта автомобила обратно на неутрален курс.



Фиг. 23.4. Обобщена система за управление на ESP

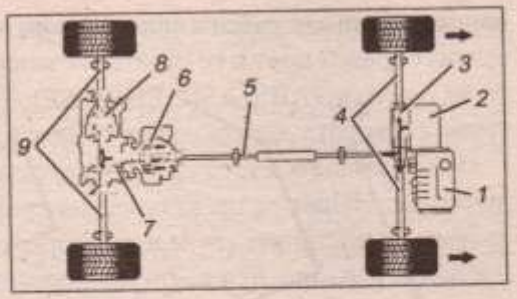
1 – преобразувател за ъглова скорост на колелата; *2* – преобразувател за налягане в спирачната система; *3* – преобразувател за положение на кормилното колело; *4* – преобразувател за ъглова скорост на автомобила спрямо вертикалната ос; *5* – преобразувател за напречно ускорение; *6* – модулатор за налягане; *7* – управление на работата на двигателя; *8* – сигнали на преобразувателите за ESP; δ – ъгъл на увличане на гумата; α – ъгъл на завиване на предното колело

23.3. Система за електронно разпределяне на въртящите моменти между мостовете

Предназначение. Чрез електронното разпределяне на въртящите моменти (EPBM) автоматично се регулира големината на въртящия момент на предния и задния мост в зависимост от пътните условия, чрез което се подобрява теглително-сцепната проходимост на автомобила. Тази система се прилага в леките автомобили с повишена проходимост с колесна формула 4x4. Благодарение на това мостовете са включени постоянно – налице е т.нар. задвижване 4 Motion. При него се избягва появата на паразитна мощност от кинематично несъответствие между скоростта на предните и на задните колела.

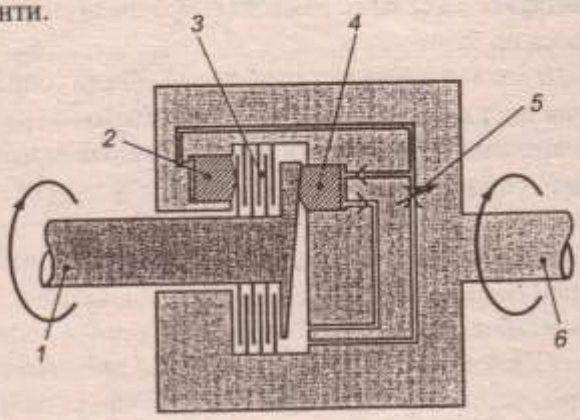
На фиг. 23.5 е показана схемата на автомобил с постоянно включени всички задвижващи колела (пълно задвижване), снабден с електронно регулиран съединител *6* тип Haldex, който замества междуосовия диференциал. Съединителят Haldex се монтира пред главното предаване *7* на задния мост и се задвижва от карданния вал *5*.

Схема. Основен елемент на съединителя Haldex (фиг. 23.6) е многодисков пластинчат съединител, въртящ се в маслена вана. Пластините се притискат осово и предаваният въртящ момент може да се изменя в зависимост от налягането върху тях. Така се регулира предаването на силовия поток към задните колела. В зависимост от сигналите, постъпващи в ЕБУ от преобразуватели в спирачките и в двигателя, системата регулира стойността и изменението на хидравличното налягане (регулиращ клапан *5)*, което се прилага към пластините. Налягането се създава от две едноцилиндрови бутални помпи, поставени в съединителя. Помпите се активират само когато входящият и изходящият вал се въртят с различна ъглова скорост и е наложително разпределяне на въртящите моменти.



Фиг. 23.5 Задвижване на всички колела (4 × 4) в модел VW Golf 4 VR6 Syncro

1 – двигател; *2* – механична предавателна кутия; *3* – диференциал на предния мост; *4* – задвижващи полувалове на предния мост; *5* – карданен вал; *6* – съединител Haldex; *7* – главно предаване с конусни зъбни колела за задвижване на задния мост; *8* – диференциал на задния мост; *9* – задвижващи валове на задния мост. Стрелките показват посоката на движение



Фиг. 23.6. Функциониране на съединителя Haldex

1 – изходящ вал; *2* – работно бутало; *3* – пластини; *4* – аксиална бутална помпа; *5* – регулиращ клапан; *6* – входящ вал

Съединителят Haldex има добро бързодействие, като регулира въртящия момент безстепенно от нула до пълно предаване (разпределяне на задвижването 50:50 между предните и задните колела). Възможен е 100% задвижващ момент към задния мост. Съединителят осъществява постоянно регулируемо задвижване на всички колела. Гарантира ускорение с напречна устойчивост, а също и неутрална до леко понижена склонност към завиване в стандартен режим на експлоатация. Този съединител осигурява и по-бързо ускоряване, не дава отклонения

при маневриране, работи при различни размери на гумите, допуска теглене с повдигнат преден мост и се съчетава с всички системи за регулиране на буксуването на колелата (ABS, ASR, EDS, ESP). Той предава или прекъсва силовия поток точно в момента, когато режимът на движение налага това.

При излизане от строя на преобразувателите или при неточна информация съединителят Haldex се превключва на програма за авариен режим на работа. Ако въобще не постъпват сигнали за скоростта, съединителят заради безопасност се изключва напълно, при което задвижващи стават само предните колела.

23.4. Други системи

Електронно регулиране на спирачната сила. Електронно регулиране на спирачната сила (EPCC) се осъществява с различини системи.

Системата MSR управлява спирачния момент на двигателя. На равен път включването на понижаваща предавка или внезапното затваряне на дроселната клапа може да предизвика бързо спиране на задвижващите колела от двигателя. При тези условия на работа на силовото предаване системата MSR реагира с точно установяване на положението на дроселната клапа, като увеличава въртящия момент на двигателя с цел да се намалят спирачните сили и се осигури максимална устойчивост на автомобила.

Системата EBD дава възможност за разпределяне на спирачните сили между предния и задния мост в зависимост от натоварването на моста. Автомобилът е предназначен за превозване на пътници и товари, затова натоварването на мостовете непрекъснато се изменя, като в същото време се изменя и разпределянето на спирачните сили.

Когато се създаде аварийна ситуация, поради психическото състояние на водача усилието върху спирачния педал се намалява значително (до 30%). Тогава на помощ идва ***системата HBA*** – хидравлична система за донатискане на педала на спирачката. Системата осигурява спиране на автомобила с максимално възможно спирачно закъснение, като мигновено повишава налягането в спирачната уредба и по този начин осигурява оптимално малък спирачен път. Аналогични са системите ***DWS*** (при автомобили BMW), ***BAS*** (при Mercedes), ***Break assist*** (при Renault).

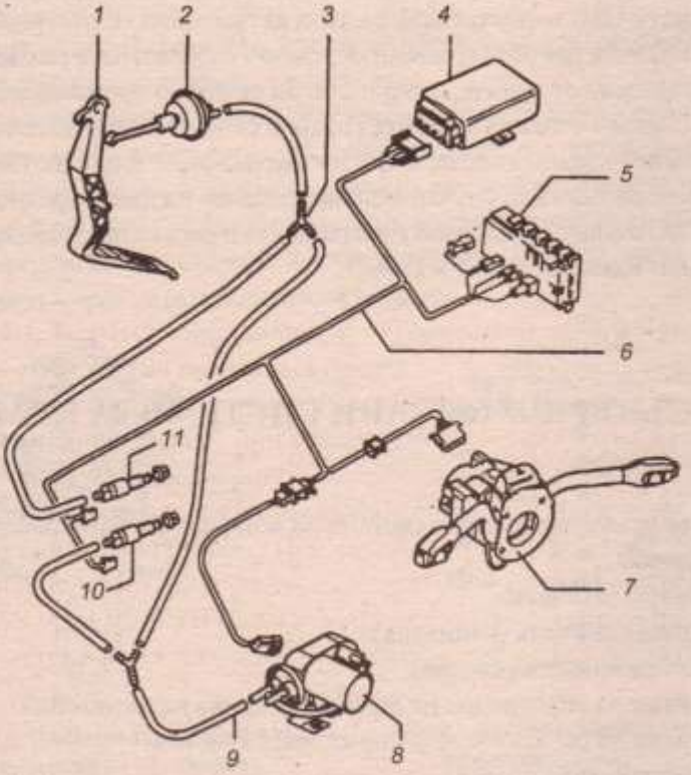
Регулатор на скоростта на движение (PC). Регулаторът на скоростта на движение (режим „круизконтрол", темпомат, CC, FGB) е система за управление на двигателя на автопилот, която дава възможност автомобилът да се движи с постоянна, избрана от водача, скорост независимо от пътните условия.

След като се избере скоростта на движение, системата се управлява само от електронния блок за управление. ЕБУ поддържа честотата на въртене на двигателя, която съответства на тази скорост, чрез регулиране на положението на дроселната клапа без участието на водача. Системата функционира в зависимост от пока-

заняти на преобразувателите за честота на въртене на двигателя и скорост на движение на автомобила (скоростомера).

Режимът „круизконтрол" автоматично се изключва, когато се натисне педалът на съединителя или педалът на спирачката. ЕБУ опознава натискането на тези педали по сигналите на преобразувателите, поставени на тях.

Главните елементи на вакуумната система за регулиране на скоростта за движение (фиг. 23.7) са вакуумпомпа, блок за управление (ЕБУ) и педал за управление. Има също включвател върху кормилната колонка, включвател на съединителя и на спирачния педал.



Фиг. 23.7. Елементи на системата за управление на скоростта на движение на лек автомобил VW Golf 3

1 – педал за газ; *2* – позиционер на педала за газ; *3* – съединение на вакуумния маркуч; *4* – електронен блок за управление; *5* – блок от предпазители и релета; *6* – сноп от проводници; *7* – включвател на управлението на системата; *8* – вакуумпомпа; *9* – вакуумен маркуч; *10* – изключвател на спирачния педал; *11* – изключвател на педала за съединителя

Системи на автомобилни фирми. Системата ***Downhill assistant*** (помощник при наклони) на Volkswagen при спускане по наклон автоматично спира някое от ходовите колела, при което се изключва възможността задните колела „да изпреварят" предните. По този начин се контролира устойчивостта и автомобилът се предпазва от завъртане.

Във фирмата BMW аналогична система е получила наименованието ***HDS*** (контрол на спускането по наклон). При нея, като се натиснат съответните клавиши на многофункционалното кормилно колело, скоростта на движение на автомобила по наклон се програмира в интервала от 8 до 26 km/h.

Системата ***Hill-starting assistant*** (помощник за стартиране при изкачване) на VW Touareg предотвратява връщане назад на автомобила при потегляне при изкачване.

Системата ***USC*** на френската фирма Renault регулира недостатъчната склонност към завиване. Тя допълва известната система ESP. За преднозадвижваните автомобили е характерна недостатъчната склонност към завиване – при по-голяма скорост предните колела се стремят да коригират траекторията. С въвеждането на системата USC недостатъкът на тези автомобили се отстранява. Поставените жироскопични преобразуватели определят забелязаната разлика между траекторията, зададена от водача, и реалната. За по-точно преминаване на завоя системата USC малко отнема газта. Когато това се окаже недостатъчно, започва да спира вътрешното задно колело, а при необходимост – и предното вътрешно колело. При особено сложни случаи започва спиране на двете предни колела. Системата USC успешно е преминала изпитванията и сега се поставя серийно в леките автомобили Renault Laguna и Espace.

24. УСЪВЪРШЕНСТВАНИ СИСТЕМИ ЗА КОМФОРТ

Основните усъвършенствани системи за комфорт на автотранспортната техника са следните:

1. Регулируемо окачване.
2. Климатична система (климатик).
3. Стъклоподемници и огледала.
4. Механизъм за управление на люка на покрива на автомобил.
5. Регулиране на седалките и на кормилната колонка.
6. Автоматична трансмисия.
7. Автоматично регулиране на фаровете.
8. Електронно регулиране на кормилната уредба.
9. Навигационни системи.

24.1. Регулируемо окачване

Регулируемото окачване е два вида:

- окачване с поддържане на определена височина на купето над пътя;
- активно окачване.

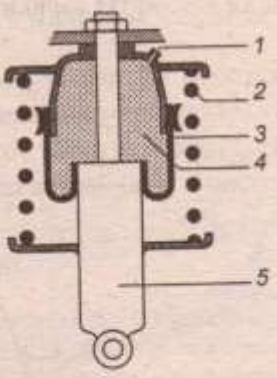
Окачване с поддържане на определена височина на купето. Предназначението на това окачване е:

- намаляване на височината на купето при увеличаване на скоростта на движение за икономия на гориво;
- увеличаване на височината на купето за движение при лоши пътни условия;
- повишена устойчивост на движението при завои чрез напречно блокиране на елементите на окачването на един мост.

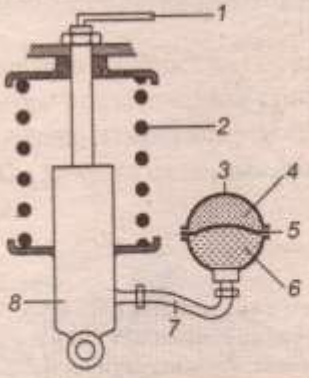
Допълнителните предимства за товарните автомобили с голяма товароносимост са:

- изменение на височината на окачването с цел подмяна на каросерията и на контейнерите;
- регулиране на височината на превозното средство с цел изравняване на товароносещата равнина с товарната платформа.

Частично натоварени системи. Употребата на меки пружини води до увеличаване на свиването (деформацията) на окачването под натоварване. За да се запази определена височина на каросерията на автомобил, използват се спомагателни пневматични (фиг. 24.1) или хидропневматични еластични елементи (фиг. 24.2). Системата може да включва електронен блок за управление за изравняване на натоварването чрез електромагнитни клапани.



Фиг. 24.1. Пневматично окачване за регулиране на височината
1 – въздушен накрайник; *2* – стоманена пружина; *3* – допълнителна диафрагма; *4* – газова камера; *5* – амортисьор



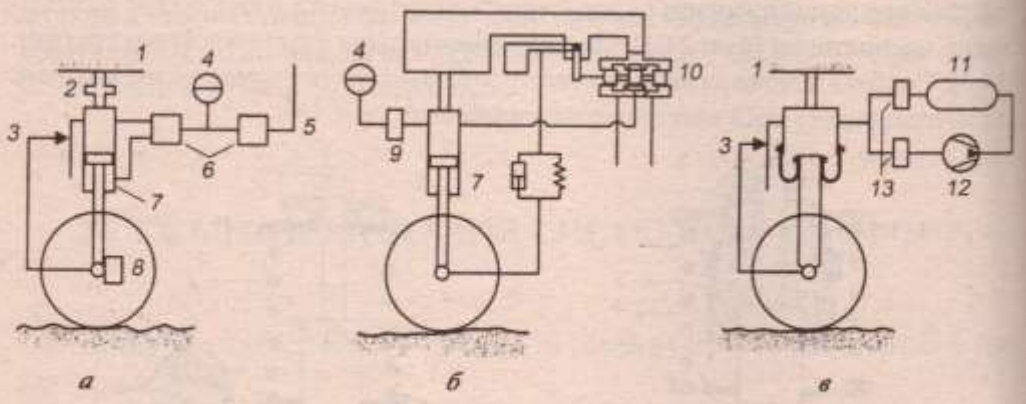
Фиг. 24.2. Хидропневматично окачване за регулиране на височината
1 – накрайник за течност; *2* – стоманена пружина; *3* – акумулатор; *4* – газова камера; *5* – гумена мембрана; *6* – камера за течност; *7* – тръбопровод; *8* – амортисьор

Напълно натоварени системи. При тях еластичното действие се осигурява чрез газов елемент в окачването, в който липсват спирални пружини. Може да се управляват единият или двата моста на автомобила. Ако се управляват всички мостове, системата трябва да съдържа електронен блок със специална програма за управление, която отчита изменението в натоварването на моста, за да се предотвратява наклоняването или преобръщането на машината.

Активно окачване. Активното окачване служи да регулира височината на купето над пътя, еластичността и демпфирането на трептящата система с цел осигуряване оптимален комфорт по отношение на виброизолацията и безопасността при движението.

На фиг. 24.3 са показани три вида активно окачване – с хидравличен цилиндър, хидропневматично и пневматично.

Окачване с хидравличен цилиндър (фиг. 24.3 *а*). При него за ускорено регулиране на работата на хидравличния цилиндър се генерира енергия от външен източник. Чрез датчици и преобразуватели се осигурява връзката между цилиндъра и каросерията на автомобила. Преобразувателите за натоварване на ходовото колело, за преместване и за ускорение изпращат сигнали в електронния блок за управление в границите на няколко милисекунди. Системата за управление осигурява постоянно натоварване на колелото и поддържане на постоянна средна височина на автомобила. Стоманени пружини или хидропневматични елементи на окачването поддържат статичното натоварване на колелото.



Фиг. 24.3. Активно окачване

а – окачване с хидравличен цилиндър; *б* – хидропневматично окачване; *в* – пневматично окачване; *1* – каросерия на автомобила; *2* – преобразувател за натоварване на колелото; *3* – преобразувател за преместване; *4* – газов акумулатор; *5* – тръбопровод от помпата; *6* – сервоклапан; *7* – хидравличен цилиндър; *8* – преобразувател за ускорение; *9* – демпфер; *10* – разпределителен клапан; *11* – ресивер (въздушен резервоар); *12* – компресор; *13* – електромагнитен клапан

Хидропневматично окачване (фиг. 24.3 *б*). При него трептенията на каросерията се регулират чрез разпределяне на течностния поток в хидропневматичния кръг на окачването. С цел намаляване на потребностите от енергия действието на системата се ограничава до гасене на трептенията с ниска честота. С хидравличния цилиндър е свързан газов акумулатор, който гаси трептенията с висока честота.

Пневматично окачване (фиг. 24.3 *в*). Движението на каросерията се контролира чрез регулиране на подаването на въздух към пневматични амортисьори. Затворените системи на амортисьорите се ограничават до управлението на нис-

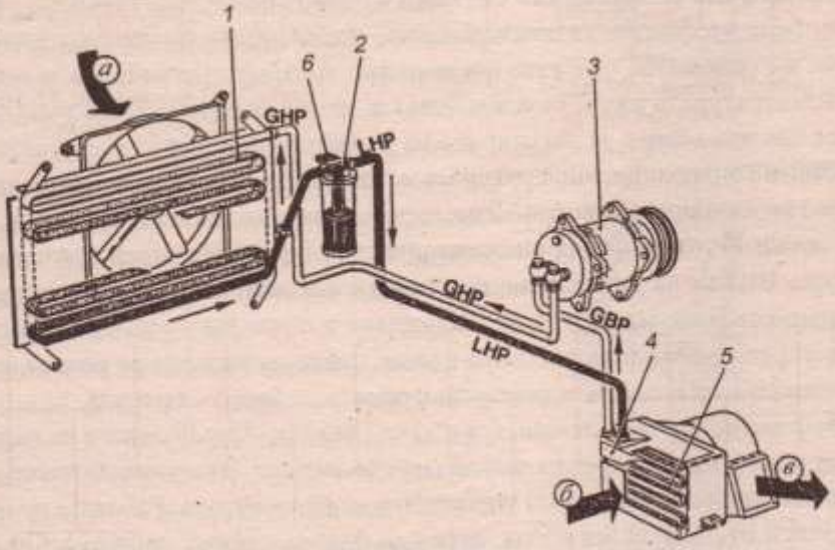
кочестотните трептения и трептенията от кормилната уредба. Тъй като с нея се уравновесяват напречните сили, системата допуска използване на пружини.

Регулируеми амортисьори. При тях водачът самостоятелно избира степента на демпфирането за всяка скорост, път и условия за движение. Обикновено са снабдени с един или два електромагнитни пропускателни клапана, които при отваряне или затваряне осигуряват два или три режима на работа. При два затворени клапана се осигурява най-твърд режим за работа на амортисьорите – „спортен". При един отворен клапан амортисьорът работи в „нормален" режим, а при отворени два клапана амортисьорът работи в най-мекия режим – „комфортен".

23.2. Климатична система

Климатичната система (климатикът) в купето на автомобила е *предназначена да осигури*:

- благоприятен микроклимат за всички пътници;
- благоприятна обстановка за минимални напрежение и умора на водача;
- отстраняване на твърди примеси от атмосферата (частици, прах) и даже на миризми чрез използване на специални филтри;
- достатъчна видимост през всички стъкла (отстраняване на запотяването).



Фиг. 24.4. Климатична система

а – постъпващ въздух; *б* – рециклиран и външен въздух; *в* – охладен и изсушен въздух; *GHP* – газ под високо налягане; *LHP* – течност под високо налягане; *GBP* – газ под ниско налягане; *1* – кондензатор; *2* – влагоотделител; *3* – компресор; *4* – разширител; *5* – изпарител; *6* – регулатор на налягането

Само отоплител не осигурява благоприятна обкръжаваща обстановка. Когато външната температура превишава 20 °C, въздухът трябва да се охлажда, за да се

достигне приемлива температура в купето. За тази цел се използват охлаждащи устройства, задействани от компресор, с охлаждащ агент.

Климатичната система *се монтира като допълнително обзавеждане* към автомобила, а при автомобилите от висок клас е задължителна. Заедно с отоплението тази система дава възможност температурата в купето да се изменя в широк интервал, да се намали влажността на влизащия въздух и да се избегне запотяването на стъклата.

В климатичната система (фиг. 24.4) компресорът *3* се задвижва чрез клинов ремък от ремъчната шайба на двигателя. Газообразният охлаждащ агент (фреон) се нагнетява към кондензатора *1*, където се охлажда от постъпващия въздух и кондензира. След като се отдели влагата от него във влагоотделител *6*, агентът постъпва в изпарителя *5*, където се изпарява. В резултат на това се отнема топлина от минаващия през изпарителя въздух, който отива охладен в купето. Изпареният охлаждащ агент се отвежда от компресора и цикълът се повтаря.

Системата е защитена от превишаване на температурата и налягането чрез спомагателни контролни уреди и преобразуватели. Честотата на въртене на празен ход на двигателя се повишава, за да се създаде допълнителна мощност за компресора. Охлаждащият агент в херметизираната система се намира под налягане и не се допускат действия, които водят до изтичането му. Попадналият върху кожата течен фреон причинява дълбоки рани от измръзване.

Автоматична климатична система Climatronic. Автоматичното регулиране е особено необходимо в автомобилите, снабдени едновременно с климатична система и с отоплител, тъй като постоянният контрол и регулиране за поддържане на температурата в купето усложняват задачата на водача. В центъра на системата се намира верига за регулиране на температурата. Блок за управление непрекъснато контролира температурата и всички изменения, които влияят на системата. Информацията се обработва, за да се изчисли температурата в предварително зададени точки, и получените стойности се сравняват с действителната температура. Блокът за управление по разликата между двете стойности определя необходимото ниво на нагряване, охлаждане и подаване на въздух. Друга функция на управлението е да регулира положението на клапите за разпределяне на въздушния поток в съответствие с програмата, избрана от водача.

Температурата на подавания въздух се регулира чрез подаване на охлаждаща течност или на въздух през радиатора на отоплителя. Въздушният поток се регулира плавно или степенно чрез управление на вентилатора. Работата на вентилатора зависи от въздушния поток, като при голяма скорост на автомобила честотата на въртенето му се намалява до нула. Когато потокът значително нараства, ограничителната клапа го дроселира.

Разпределението на въздуха в три нива – към стъклото, в горната част на купето и в зоната на краката, се управлява ръчно, с предварително избиране или по програма. Най-разпространени са бутонните системи за управление, при които всеки бутон осигурява конкретна схема за разпределяне на въздуха за трите нива.

За да се почистват по-бързо стъклата, необходимо е да се осигури максимална температура и да се подава въздух за обдухването им чрез дефлектори. След пускане на студен двигател през зимата въздухът от отоплителя се пропуска само към дефлекторите на стъклата.

Описаните устройства се използват в леки и в товарни автомобили. За автобусите са необходими по-сложни схеми на системата. Пътническият салон се разделя на няколко контролирани зони, в които температурата се регулира чрез индивидуални помпи за подаване на вода с електронноуправляем режим на работа.

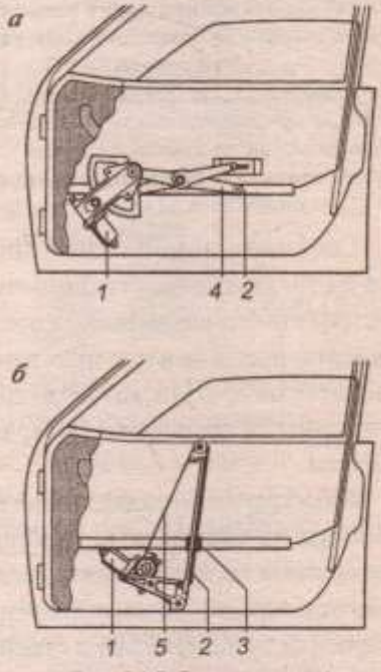
24.3. Стъклоподемници и огледала

Автоматичните стъклоподемници на стъклата на автомобилите обикновено се задвижват от електродвигател. Съществуват главно *две системи* за задвижване на стъклоподемника:

- система (фиг. 24.5 *а*) електродвигател – цилиндрично зъбно колело – стъклоподемник;
- система (фиг. 24.5 *б*) електродвигател – гъвкаво въже (жило и броня) – стъклоподемник.

Задвижващи устройства на стъклоподемника. Пространствените ограничения във вътрешността на автомобилната врата предполагат използването на задвижващи устройства с плоска конструкция. Червячната двойка, освен самоблокиране, трябва да осигурява и необходимото намаляване на предавателното число, предвидено за предпазване от случайно или принудително задействане. Гъвкав съединител с ограничител на хода осигурява плавно движение по време на работа.

Управление на задвижването. Ръчното управление се осъществява през клавишен превключвател. За удобство механизмът за преместване на стъклата може да се съчетава с отделните ключалки на вратите или с централната система за блокиране. Когато пътниците излизат от автомобила, допълнителни системи задействат автоматично или пълно затваряне на прозорците или на оставените отвори за вентилация.

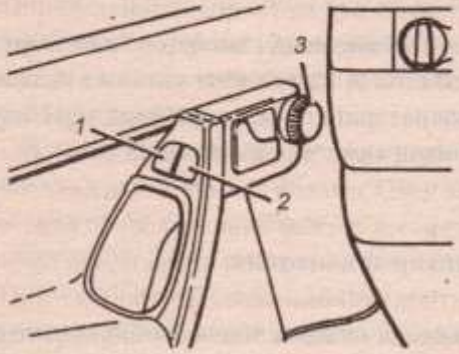


Фиг. 24.5. Задвижвания на стъклоподемниците

а – система със зъбно колело; *б* – система с гъвкаво въже; *1* – електродвигател със зъбен редуктор; *2* – направляващ жлеб; *3* – контролно стебло; *4* – подемен механизъм; *5* – гъвкаво задвижващо въже

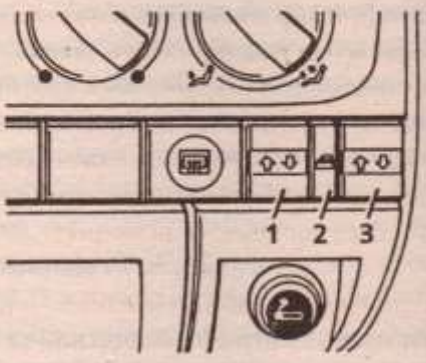
На фиг. 24.6 и 24.7 е показано разположението на бутоните за задвижване на стъклата на лек автомобил Volkswagen Golf 3.

Специално устройство предотвратява затискането на пръсти или на други части от тялото от затварящото се стъкло, като действа по време на движение на стъклото в посока нагоре.



Фиг. 24.6. Включватели за задвижване на стъклоподемниците на предните врати и на външните огледала на лек автомобил Volkswagen Golf 3

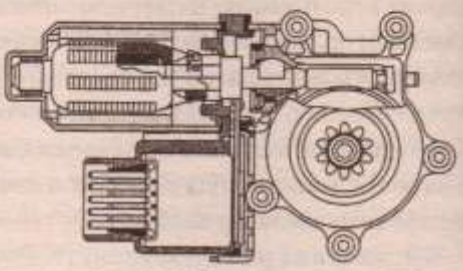
1 – включвател *L* за задвижване на стъклоподемника на предната лява врата; *2* – включвател *R* за задвижване на стъклоподемника на предната дясна врата; *3* – ръкохватка за управление на задвижването на външните огледала



Фиг. 24.7. Включватели за стъклоподемниците на задните врати на лек автомобил Volkswagen Golf 3

1 – включвател за стъклоподемника на задната лява врата; *2* – включвател за блокирането на стъклоподемниците на задните врати; *3* – включвател на задвижването на стъклоподемника на задната дясна врата

Системата може да изменя посоката на въртене на електродвигателя, ако силата на затваряне на стъклото надмине определени стойности (фиг. 24.8). Тогава устройството автоматично отключва защитата, преди да влезе стъклото в уплътнението на вратата, като електродвигателят се върти до пълното затваряне на прозореца.



Фиг. 24.8. Електродвигател на механизма на стъклоподемника с интегрални електронни средства за контрол на действащата сила

Електрическо задвижване на прибирането на огледалата. Прибирането на огледалата се препоръчва, за да се защитят от повреда при паркиране на автомобила или при движение в стеснени условия. Чрез едновременно натискане и задържане в натиснато положение на двата бутона *L* и *R* (фиг. 24.6) двете външни огледала се притискат към каросерията. Ако се натиснат отново бутоните *L* и *R*, огледалата отново се връщат в изходно положение.

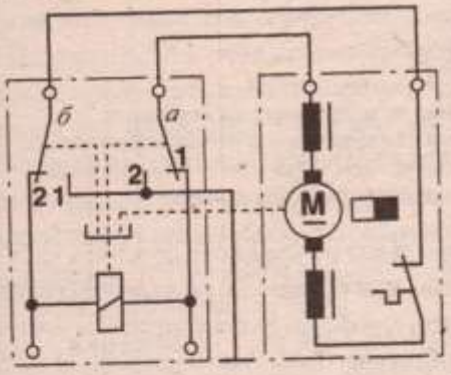
За регулиране на положението на външните огледала за обратно виждане с електрозадвижване е необходимо чрез бутоните *L* и *R* на включвателите да се избере съответното огледало и с натискане на края на ръкохватката *3* да се регулира неговото положение.

При неработещо електрозадвижване положението на всяко огледало може да се регулира ръчно, като се натиска краят му.

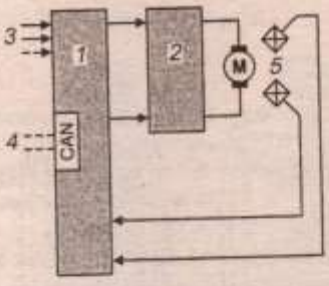
24.4. Управление и регулиране на люка на покрива, седалките и кормилната колонка

Механизъм за управление на люка на покрива на автомобил. Съвременните устройства за задвижване на люка на покрива на автомобил са конструкции, които съчетават наклоняване и плъзгане. Средствата за управление на тези механизми са електронни или електромеханични. При *електромеханичното управление* крайните изключватели *а* и *б* (фиг. 24.9) осигуряват отварянето или наклоняването на люка от първоначалното му затворено положение.

Електронната система за управление (фиг. 24.10) включва ЕБУ, способен да оценява постъпващите сигнали и да контролира положението на люка. Крайните положения за отваряне и затваряне на люка се контролират чрез микроизключватели. Стандартният блок за управление може да включва следните спомагателни функции: управление на предварително зададено положение; затваряне от преобразувател за контрол при дъжд; регулиране на честотата на въртене на електродвигателя; електронна защита на електродвигателя.



Фиг. 24.9. Задвижване на люк с електромеханично управление на отварянето, затварянето и наклоняването



Фиг. 24.10. Блок за управление на механизма за преместване на стъклото с електронно ограничаване на силовото въздействие

1 – ЕБУ; *2* – изходящ блок на релето; *3* – позиционни команди; *4* – куплунг с уплътнител; *5* – преобразуватели на Хол

Задвижването се извършва от гъвкаво въже (жило и броня). Задвижващият електродвигател обикновено се поставя на покрива или в задната част на автомобила (напр. в багажника). Използват се електродвигатели за постоянен ток с червячна предавка, с номинална мощност около 30 W и топлинен изключвател за защита от прегряване.

Предвидена е възможност за затваряне на люка чрез бордови механични средства при неизправност в електрическата верига.

регулиране. Комплект от работни колела за телескопично регулиране погл
ударните силови въздействия (напр. при произшествие). Регулирането се извър
с ръчен превключвател или чрез програмиран регулатор на седалката. Има въз
ност и за наклоняване на колонката с цел да се улеснят влизането и излизане
водача от автомобила.

24.5. Автоматична трансмисия

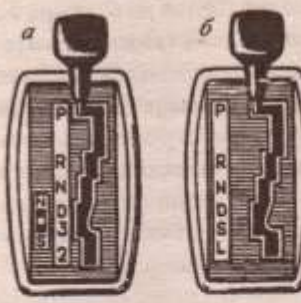
Предназначението на автоматичните трансмисии е да опрости и улесни
равлението на автомобила чрез автоматично превключване на предавките в з
симост от пътните условия, скоростта на движение и други фактори.

Развитието на автоматичните трансмисии върви в две направления – автом
зация на управлението на механични трансмисии, които включват степенна пр
вателна кутия и фрикционен съединител, т.е. каквито имат повечето произвеж
автомобили, и създаване на автоматични специализирани трансмисии, които
гуряват най-удобно, просто и леко управление, голям комфорт на автомобила

По степента на автоматизация на управлението трансмисиите са два вида

- полуавтоматични, които автоматизират управлението не на цялата тран
сия, а само на отделни нейни възли (напр. съединител);
- автоматични, които управляват без участието на водача.

На фиг. 24.12 е показан селектор за избиране на предавката в автоматичната трансмисия на лек автомобил Mersedes-Benz. Моментът на превключване на предавките зависи от положението на лоста на селектора, от скоростта на автомобила, натоварването на двигателя и от това, дали водачът плавно или рязко натиска педала за газта.



**Фиг. 24.12. Положение на лос
на селектора на Mersedes-Be**
а – нови модели; *б* – стари модел
паркиране; *R* – заден ход; *N* – неут
(изключено); *D* – движение (осн
режим); *S (3)* и *L (2)* – обхват на н
предавки; *N-S* – превключвател
режимите (нормален – спорте

P – паркиране. При това положение на лоста е включена трансмисионната спирачка, която задържа автомобила по време на паркиране на включена предавка, въпреки че двигателят може да работи на празен ход. Това е достатъчно на равно място, но ако автомобилът спира на наклон, отначало се затяга ръчната спирачка, след това се включва трансмисионната спирачка (положение *P*). По такъв начин се предпазва механизмът за блокиране в предавателната кутия положение на лоста *P* двигателят може да се пусне в ход.

R – заден ход. Това положение се включва само при пълно спиране на ав
била, в противен случай трансмисията се поврежда.

регулиране. Комплект от работни колела за телескопично регулиране поглъща ударните силови въздействия (напр. при произшествие). Регулирането се извършва с ръчен превключвател или чрез програмиран регулатор на седалката. Има възможност и за наклоняване на колонката с цел да се улеснят влизането и излизането на водача от автомобила.

24.5. Автоматична трансмисия

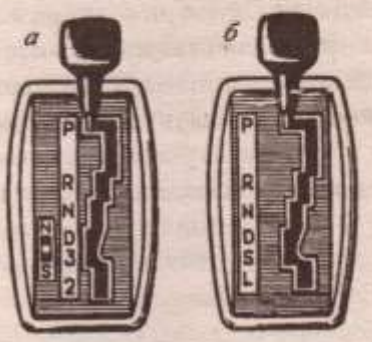
Предназначението на автоматичните трансмисии е да опрости и улесни управлението на автомобила чрез автоматично превключване на предавките в зависимост от пътните условия, скоростта на движение и други фактори.

Развитието на автоматичните трансмисии върви в две направления – автоматизация на управлението на механични трансмисии, които включват степенна предавателна кутия и фрикционен съединител, т.е. каквито имат повечето произвеждани автомобили, и създаване на автоматични специализирани трансмисии, които осигуряват най-удобно, просто и леко управление, голям комфорт на автомобила.

По степента на автоматизация на управлението трансмисиите са два вида:

- полуавтоматични, които автоматизират управлението не на цялата трансмисия, а само на отделни нейни възли (напр. съединител);
- автоматични, които управляват без участието на водача.

На фиг. 24.12 е показан селектор за избиране на предавката в автоматичната трансмисия на лек автомобил Mersedes-Benz. Моментът на превключване на предавките зависи от положението на лоста на селектора, от скоростта на автомобила, натоварването на двигателя и от това, дали водачът плавно или рязко натиска педала за газта.



Фиг. 24.12. Положение на лоста на селектора на Mersedes-Benz
а – нови модели; *б* – стари модели; *P* – паркиране; *R* – заден ход; *N* – неутрално (изключено); *D* – движение (основен режим); *S (3)* и *L (2)* – обхват на ниските предавки; *N-S* – превключвател на режимите (нормален – спортен)

Р – паркиране. При това положение на лоста е включена трансмисионната спирачка, която задържа автомобила по време на паркиране на включена предавка, въпреки че двигателят може да работи на празен ход. Това е достатъчно на равно място, но ако автомобилът спира на наклон, отначало се затяга ръчната спирачка, след това се включва трансмисионната спирачка (положение *P*). По такъв начин се предпазва механизмът за блокиране в предавателната кутия. При положение на лоста *P* двигателят може да се пусне в ход.

R – заден ход. Това положение се включва само при пълно спиране на автомобила, в противен случай трансмисията се повреждa.

N – неутрално положение. Задвижващият момент от двигателя не се предава към задвижващите колела и автомобилът без включена спирачка може свободно да се движи. В положение *N*, както и при *P*, двигателят може да се пусне в ход. Във всички останали положения, независимо от цифрата и означението, стартерът не се включва. Неутрално положение *N* не се включва при движение на автомобила. Ако обаче това се случи (по невнимание), намалява се газта и се включва необходимата предавка само след като честотата на въртене на двигателя се намали до честотата на празен ход.

D – движение. Това е основното положение за обикновено пътуване. Последователно автоматично се включват всички предавки (обикновено са четири, а в старите модели – три). Благодарение на особения механизъм на хидротрансформатора автомобилът потегля на втора предавка. Първата предавка при необходимост включва само „кик-даун" – устройство за принудително включване на ниската предавка, което позволява да се достигне най-голямо ускорение. Това устройство се задейства много лесно – водачът рязко натиска педала за газ докрай, след това рязко го отпуска. При това се включва по-ниската предавка и при следващото натискане на педала автомобилът получава максимално ускорение. Като достигне желаната скорост, водачът леко подава газ – отново се включва по-високата предавка, напр. четвърта, след това трета.

В положение *D* се осигуряват оптимални режими за работа на двигателя и за движение на автомобила при нормални условия – в град или по равен път без изкачвания. Може да се спира с двигателя, което е достатъчно ефективно.

S – първи обхват на ниските предавки. При това положение на лоста висока предавка става третата. Четвъртата не може да се включи. Първа се включва само чрез „кик-даун". Препоръчва се лостът да се поставя в това положение на път с малки изкачвания и не особено стръмни спускания. Тъй като обхватът на предавките е намален, спирането с двигател е по-ефективно отколкото в положение *D*. В автомобилите, произведени през последните години, това положение е отбелязано не с буква, а с цифрата 3 (фиг. 24.12 *а*).

L – втори обхват на ниските предавки. В това положение се включват само първа (при която автомобилът потегля) и втора предавка. Този режим е за пътуване в тежки условия, напр. в планините. Спирането с двигател е още по-ефективно отколкото в положение *S*. Ако се премести лостът в положение *S*, а след това – в *L*, при ускоряване втора предавка се включва по-рано.

Важно е да се отбележи, че лостът може да се премества от положение *D* в *3* и даже в *2* (съответно *S* и *L*) в движение, напр. при изпреварване. Но тъй като веднага се включва понижаваща предавка, има опасност да „се форсира" двигателят. За да не стане това, по белезите на скалата се контролира граничната скорост за дадена предавка или се следи честотата на въртене на коляновия вал на двигателя по оборотомера, ако има такъв.

Спиране. Когато е кратковременно (напр. при светофар), достатъчно е да се отпусне педалът за газта и да се задейства работната (крачната) спирачка. Лостът

на селектора се оставя в положение за движение (*D*, *S* или *L*). Задължително обаче автомобилът се задържа на място, като се натиска спирачният педал – в противен случай машината може да потегли, особено когато честотата на въртене на коляновия вал на празен ход е повишена (напр. в студено време). Това е особеност на автоматичната трансмисия – дори на празен ход предаването на въртящ момент към задвижващите колела не се изключва напълно. В никакъв случай не се натиска педалът за газ, когато е включена предавка и автомобилът е със задействана спирачка. Автомобилът може да потегли, като невинаги ще го задържи дори спирачката за паркиране. Това е особено важно да се спази, когато лостът се намира в положение *D*, тъй като при работа на празен ход може да се създаде впечатлението, че предавката въобще не е включена.

При по-продължително спиране с включен двигател лостът се премества в положение *N*. Когато се спира при изкачване, автомобилът се задържа със спирачката, без да се натиска педалът за газта. Това позволява да се избегне прегряване на предавателната кутия.

Когато се маневрира в ограничено пространство, напр. при влизане в гараж, скоростта се регулира, като се отпуска леко педалът на спирачката, в никакъв случай не се подава газ. Тук е уместно да се добави, че в автомобил с автоматична трансмисия педалът на спирачката и педалът за газта се управляват само с десния крак.

Теглене на автомобила. Неизправният автомобил може да се тегли само като се постави лостът на селектора в положение *N*, със скорост, не повече от 50 km/h, на разстояние, не повече от 120 km. Ако е необходимо автомобилът да се превози на по-голямо разстояние, налага се да се демонтира карданният вал или да се повдигнат задните колела (при заден задвижващ мост). Още по-добре е автомобилът да се превозва на товарна платформа.

24.6. Регулиране на фаровете и кормилната уредба

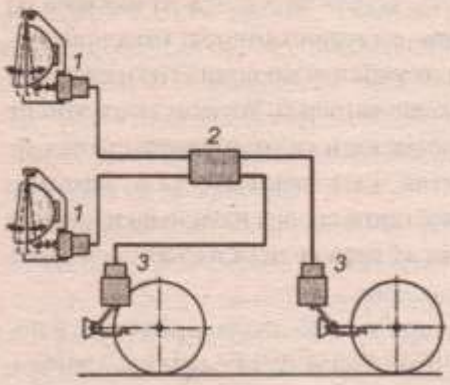
Автоматично регулиране на фаровете. Автоматичното регулиране на положението на фаровете във вертикалната равнина *компенсира изменението на натоварването* чрез понижаване или повишаване на проекцията на лъча на близката светлина между стойностите от 5 до 25 cm на разстояние 10 m (съответно 0,5 и 2,5%).

Регулирането на фаровете се извършва по една от следните системи (фиг. 24.13).

• Хидромеханична система, при която по свързващи маркучи между преобразувателя за ниво на каросерията и елементите на регулиране преминава течност. Степента на регулиране съответства на количеството на преминалата течност.

• Вакуумна система, при която преобразувателят за ниво на каросерията модулира стойностите на вакуума от пълнителния колектор и го предава към устройствата за регулиране, като по този начин се променя степента на регулиране.

• Електрическа система, при която се използва електродвигател със зъбен редуктор за задвижване на регулирането. Тази система се управлява чрез съответни превключватели в автомобила или от преобразуватели на осите на колелата.

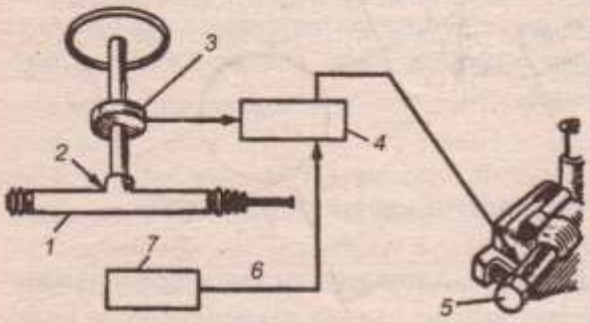


Фиг. 24.13. Автоматично регулиране на фаровете във вертикална равнина
1 – изпълнителни механизми; *2* – устройство за обработване на данните; *3* – преобразуватели за ниво

Автоматичните регулатори получават информация от преобразувателите за разположение на осите на колелата и степента на свиване на окачването, след което предават съответните сигнали към изпълнителните механизми.

Електронно регулиране на кормилната уредба. Хидравличният усилвател на кормилната уредба с електронно регулиране е *предназначен за изменение на усилието*, прилагано върху кормилното колело, в зависимост от скоростта на движение на автомобила.

Усилвателите без електроника обикновено имат постоянен *коефициент на усилване*, което се отразява неблагоприятно при твърде голяма и твърде малка скорост на движение на автомобила. При малка скорост е необходимо да се прилагат големи усилия върху кормилното колело, а при голяма скорост – малки. Ефективността на кормилната уредба се повишава при използване на електроника чрез:



Фиг. 24.14. Принципна схема на системата за регулиране на усилвател EVO
1 – кормилен механизъм; *2* – специален клапан; *3* – преобразувател за ъгловото преместване на кормилното колело; *4* – ЕБУ; *5* – изпълнителен механизъм; *6, 7* – съответно сигнал и преобразувател за скоростта на движение на автомобила

1) управление, което реагира на скоростта на движение на автомобила;

2) управление, което реагира на честотата на въртене на коляновия вал на двигателя.

На фиг. 24.14 е показана принципната схема на усилвател на кормилна уредба с електронно регулиране EVO (Electronic Variable Orifice). В конструкцията е заложена възможност за управление от самия водач.

Особеност в конструкцията на този усилвател е това, че изпълнителният механизъм може да бъде поставен в помпата на усилвателя или в рейковия кормилен механизъм. В изпълнителния механизъм има регулиращ плунжер, при чието преместване спрямо жигльора се изменя дебитът на течността от

помпата на усилвателя. Електронният блок за управление получава сигнала *6* за скоростта на движение на автомобила от преобразувателя *7* и управлява преместването на плунжера.

При увеличаване на скоростта на движение на автомобила дебитът на течността, подавана от помпата на усилвателя, се намалява. Така се осигурява малко усилие от водача върху кормилното колело при малка скорост на движение (при паркиране на автомобила) и по-голямо усилие – при голяма скорост на движение. Това позволява по-точно да се управлява автомобилът. Контролерът на регулиращия плунжер допуска степенно изменение на положението му спрямо жигльора, като по този начин осигурява постепенно увеличаване на усилието в кормилното колело с увеличаване на скоростта на движение.

ЕБУ *4* получава също сигнали от преобразувателя *3*, поставен на кормилната колонка, за ъгловото завъртане на кормилното колело. Този преобразувател определя бързите изменения в ъгъла на завиване. По време на бързите завъртания на кормилното колело усилвателят осигурява максимално намаляване на усилието на водача върху кормилното колело, като го улеснява при маневриране. Тази система работи при определени параметри, заложени в конструкцията.

Свойство на новия усилвател е, че запазва работоспособност при липса на електронен сигнал. В този случай регулиращият плунжер веднага се изтласква от жигльора от налягането на маслото и усилвателят работи в режим на пълна мощност при всички скорости на движение на автомобила.

При тази конструкция водачът самостоятелно може да регулира зависимостта на усилието върху кормилното колело от скоростта на движение на автомобила в съответствие с индивидуалните си изисквания за чувствителността на кормилната уредба.

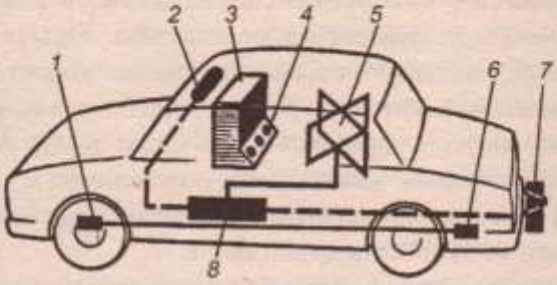
24.7. Навигационни системи

Автомобилните навигационни системи *са предназначени* за обработка на информацията за местоположението на автомобила спрямо крайния пункт или всеки друг зададен (избран) пункт на маршрута.

Основните типове навигационни системи са автономна, с едностранна връзка и с двустранна връзка.

Най-прости за изпълнение са *автономните навигационни системи* (маршрутните компютри) (фиг. 24.15). В тях се включват преобразувателите за изминатия път *1*, за горивото *6* и за азимута *5*; антената *2* за приемане на информация и антената *7* на радиочестота 6 kHz; микропроцесорът *8*, който обработва информацията в реално време; дисплеят *3* за визуализацията и клавиатурата *4* за управлението, поместена в арматурното табло. Пътят, изминат от автомобила по посока на целта, се определя като векторна сума на отделните негови отсечки, т.е. с отчитане на дължината и посоката им. Средната скорост на движение и разходът

на гориво, моментните стойности на тези параметри, пътят, който може да се измине с останалото гориво, и други необходими на водача данни се изчисляват по същия принцип.



Фиг. 24.15. Схема на автономна навигационна система

Навигационните системи с едностранна връзка, или радиоинформаторите, са по-сложни и по-скъпи от автономните, но възприемат повече пътна информация, тъй като имат канал за връзка (обикновено радиовръзка) с център за управление. В един от вариантите за изпълнение система от поставени на улиците радиопредаватели информира водачите чрез обикновени автомобилни радиоприемници за пътните условия, за пътно-транспортни произшествия, за ограничение на скоростта на отделни магистрали и др.

Системите с двустранна връзка засега са най-съвършените. При тях е възможна обмяната на информация между всички водачи, чийто автомобил е снабден с такава система, и център за управление. Водачът трябва само да съобщи обекта на пътуването (обикновено в кодиран вид). След това при движение в града той ще получава преки команди от центъра за управление за избиране на посоката на движение практически на всички кръстовища.

РАЗДЕЛ VII

ТЕОРИЯ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

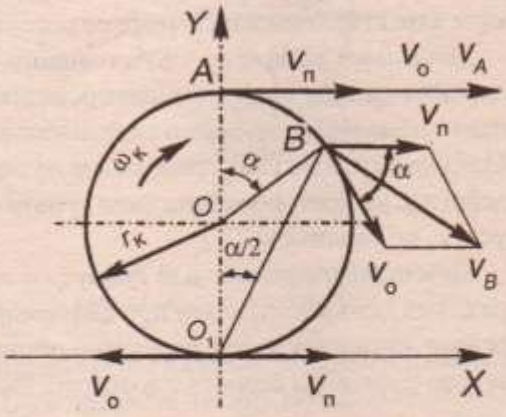
25. ТЕГЛИТЕЛНО-СКОРОСТНИ СВОЙСТВА НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

25.1. Общи положения

Теглително-скоростните свойства на автомобила определят скоростите и ускоренията при движение, движещите и теглителните сили при работа в теглителен режим при различни пътни условия. *Теглителен режим* е този, при който от двигателя към ходовия движител на автомобила се подвежда мощност, достатъчна за преодоляване на съпротивленията при движение на машината.

Теглително-скоростните свойства на автомобила най-често се характеризират с показателите *максимална* и *минимална устойчива скорост*, *максимално ускорение*, *време* и *път*, *необходими за ускоряване до определена скорост*, *максимално преодоляван наклон* и *теглителна сила на машината*.

Сили и моменти. Движението на колесните транспортни машини зависи от движението (търкалянето) на отделните ходови колела. Условията на търкаляне на колелото се определят от взаимодействието му както с корпуса (рамата) и трансмисията на машината, така и от взаимодействието му с пътя. При търкаляне на твърдо колело по недеформируем път (фиг. 25.1) моментният център на въртене O_1 заема различни положения. При чисто търкаляне O_1 се намира в точката на контакта, при плъзгане O_1 е под линията на контакта, а при буксуване O_1 е разположен върху колелото над линията на контакта.



Фиг. 25.1. Схема на скоростите при търкаляне на колело

Търкалянето на колелото с радиус $r_к$ около моментния център O_1 с ъглова скорост $\omega_к$ може да се разложи на *преносно постъпателно движение* със скорост

$v_п = \omega_к r_к$ и *относително въртеливо движение* спрямо оста със скорост $v_о = \omega_к r_к$. Векторът на скоростта $v_п$ е насочен по посока на движението, успоредно на пътя, докато векторът на скоростта $v_о$ е насочен по тангентата на окръжността.

Абсолютната скорост на всяка точка от колелото е векторна сума от относителната скорост $v_о$ и преносната скорост $v_п$. Големината на абсолютната скорост се определя по израза

$$v = \sqrt{v_о^2 + v_п^2 + 2v_о v_п \cos\alpha}\,. \qquad (25.1)$$

Тази скорост за точката A е $v_A = 2\,\omega_к r_к$, за точката B – $v_B = \omega_к r_к \cos\alpha/2$, а за точката O_1 – $v_{o1} = 0$, тъй като $\alpha = 180°$.

Теоретичната скорост $v_т$ на движение (без буксуване или плъзгане) е

$$v_т = \omega_к r_к = \frac{\omega_c r_к}{i_{тр}}\,. \qquad (25.2)$$

През време на движението пневматичната гума се намира под действието на различни сили и изпитва различни деформации и поради това радиусът на еластичното колело се изменя. В теорията на колесния движител се различават следните видове ***радиуси на колелото.***

Свободен радиус $r_{св}$ – радиусът на най-голямото сечение на пневматичната гума в свободно състояние.

Номинален радиус $r_н$ – радиусът, изчислен по параметрите, означени върху гумата.

Статичен радиус $r_с$ – разстоянието от центъра на неподвижно колело, натоварено само с вертикална сила, до опорната повърхнина. Обикновено в техническите характеристики на гумите се посочват стойностите на $r_с$.

Динамичен радиус $r_д$ – разстоянието от центъра на въртящото се колело до директрисата на тангенциалната реакция на пътя. Динамичният радиус се увеличава с намаляване на вертикалното натоварване и с повишаване на налягането на въздуха в гумата. При увеличаване на скоростта на движение на автомобила под действие на центробежните сили гумата се разтяга радиално, поради което радиусът $r_д$ се увеличава.

Кинематичен радиус или *радиус на търкаляне* $r_к$ – радиусът на такава въображаема окръжност, която при деформиране, буксуване или приплъзване на колелото извършва чисто търкаляне по права, успоредна на пътя, и има еднаква ъглова и линейна скорост с колелото. Радиусът $r_к$ се определя от израза

$$r_к = \frac{L}{2\pi n_к}\,,$$

където L е пътят, изминат от колелото;

$n_к$ – броят на оборотите на колелото за изминатия път L.

При действието на вертикална сила пневматичната гума се деформира, като деформацията се изразява в разликата между свободния радиус $r_{св}$ и статичния

радиус r_c. Тази деформация се нарича *нормална* и зависи от вертикалното натоварване, налягането на въздуха, размерите, конструкцията и материала на гумата, а също и от контактната площ.

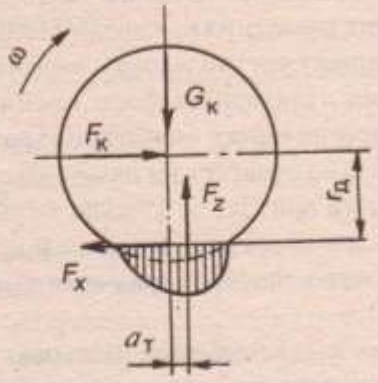
Ходовите колела в зависимост от действащите сили и моменти са задвижвани и задвижващи. За опростяване на анализа се приема, че ходовото колело извършва движение с постоянна скорост и не се отчитат инерционните сили и моменти. Освен това въздушното съпротивление от въртенето на колелото и триенето в лагерите му поради малките им стойности се пренебрегват.

При задвижвано колело (фиг. 25.2) движението се извършва под действието на силата $F_к$, наричана *бутаща*, приложена в оста на колелото.

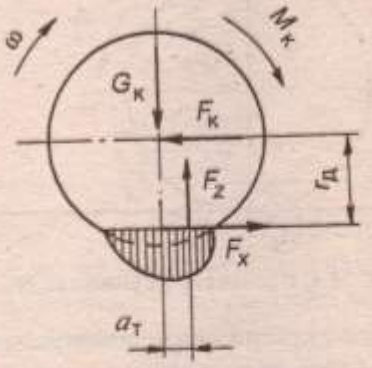
При задвижващо колело (фиг. 25.3) движението се извършва под действието на въртящия момент $M_к$, наричан *задвижващ*, приложен в оста на колелото. В този случай $F_к$ е съпротивителна сила от рамата на машината.

В контактната зона на колелото с пътя действат тангенциални реакции, насочени по посока на движението. Равнодействащата на тези реакции е означена с F_x и се нарича *движеща сила*. При задвижвано колело тази равнодействаща се създава под действието на бутащата сила $F_к$ и е *съпротивителна сила* с посока, обратна на движението.

При движение на колелото под действие на силата $F_к$ (фиг. 25.2) или момента $M_к$ (фиг. 25.3) между гумата и пътя се появява триене и се отделя топлина, която



Фиг. 25.2. Схема на силите при търкаляне на задвижвано колело



Фиг. 25.3. Схема на силите при търкаляне на задвижващо колело

се разсейва в пространството, а това води до загуба на енергия. При търкаляне на колело, натоварено с вертикална сила $G_к$, в предната част на контакта нормалните реакции са по-големи от тези в задната част. Равнодействащата на нормалните реакции F_z е изместена напред спрямо колелата на разстояние $a_т$. Разстоянието $a_т$ се нарича рамо на триене при придвижване.

При изместване на приложната точка на нормалната реакция F_z се създава съпротивителен момент $F_z a_т$. За *уравновесяване на този момент* е необходимо към колелото да бъде приложен равен задвижващ момент или бутаща сила $F_к$,

която заедно с тангенциалната реакция F_x на пътя образува двоица от сили. Следователно върху колелото действат две двоици сили, равни помежду си

$$F_к r_д = F_z a_т .$$

Отношението $\frac{a_т}{r_д}$ се нарича *коефициент на съпротивление при придвижване* f, или

$$f = \frac{a_т}{r_д} = \frac{F_к}{F_z} . \qquad (25.3)$$

Вижда се, че коефициентът f е равен на отношението между силата, която предизвиква равномерно търкаляне на колелото, и нормалната реакция на пътя.

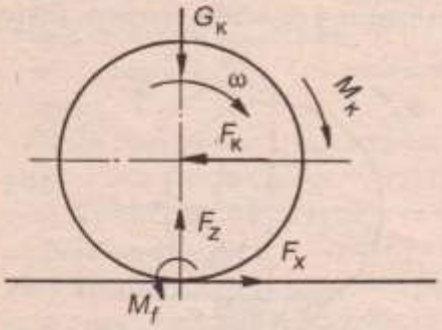
Оттук силата на съпротивление при придвижване

$$F_x = F_к = f.F_z . \qquad (25.4)$$

Съпротивителният момент на придвижване M_f е

$$M_f = F_z a_т . \qquad (25.5)$$

На фиг. 25.4 нормалната реакция е изместена върху вертикалната ос на задвижващото колело и е показан моментът M_f.



Фиг. 25.4. Създаване на момента M_f

За задвижващите колела силата на съпротивление при придвижване се обуславя от загубите на енергия при предаване на въртящия момент чрез колелото и от деформирането на пътя при тяхното преминаване. Обикновено всички загуби при търкаляне на колелата се отнасят към цялата колесна машина и се приемат за външни загуби. Това допускане опростява изводите и не оказва съществено влияние върху крайните резултати.

При движение на ходовото колело по мек път деформации настъпват освен в самото колело, но и върху пътя. Поради пластичните свойства на почвата след преминаване на колелото остават следи. В случая равнодействащата тангенциална реакция F_x включва както загубите от деформация на гумата, така и загубите от вертикална деформация на почвата.

Коефициент на съпротивление при придвижване. Общата съпротивителна сила за придвижване на автомобила представлява сума от съпротивленията на придвижване на всяко едно от колелата. Условията на придвижване на предните и задните колела са различни. При движение по мек път предните колела, като образуват следата, възприемат основната част от съпротивителната сила на придвижване. Различно е съпротивлението на придвижване при задвижваните и при задвижващите колела.

В случай че приемем коефициента f еднакъв за всички колела, а вертикалното натоварване $G_к$ – равно на теглото на автомобила, означено с G, ще получим общата съпротивителна сила на придвижване F_f

$$F_f = fG. \tag{25.6}$$

Коефициентът на съпротивление при придвижване f зависи от много фактори и точни аналитични зависимости за неговото определяне няма. Зависимостта му от *вида и състоянието на пътното покритие* е отразена в табл. 25.1.

Таблица 25.1. Зависимост на коефициента f от пътното покритие

Пътно покритие	Коефициент f
Асфалтобетон Паваж	0,007–0,015 0,020–0,030
Черен път сух мокър	 0,025–0,030 0,050–0,150
Пясък сух влажен	 0,100–0,300 0,060–0,150
Разорано поле Лед	0,120–0,180 0,015–0,030
Сняг утъпкан неутъпкан	 0,030–0,050 0,100–0,300

Коефициентът f зависи също от *скоростта на движение*, като с нейното увеличаване се увеличава и стойността му. Това се дължи на нарастването на сумарните хистерезисни загуби за единица време вследствие на по-голямата честота на деформациите и вследствие на задържането на деформираната част на гумата в свито положение, дори и след излизането ѝ от контактната зона. При голяма скорост деформираният участък, без да има опора, започва да трепти. Тези трептения са особено силни при резонансни явления, когато честотата на собствените трептения съвпада или е кратна на честотата на въртене на колелото.

При номинално натоварване на колелото и налягане на въздуха в гумите значителното нарастване на коефициента f започва при скорост на движение 20–30 m/s. За отчитане влиянието на скоростта на движение v върху коефициента f най-често се използва уравнението

$$f = f_0 + k_f v^2, \tag{25.7}$$

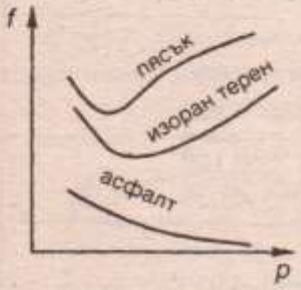
където f_0 е коефициентът на съпротивление при придвижване при малка скорост;
k_f – коефициент, който обикновено се приема 7.10^{-6}.

С увеличаване на скоростта на движение над определена стойност, наречена *критична*, рязко се увеличава съпротивлението на придвижване. При движение с критична или по-голяма скорост трайността на гумата е много малка, от порядъка на няколко минути. Критичната скорост трябва да бъде най-малко с 10–12 % по-голяма от максималната скорост на автомобила. За да се увеличи критичната скорост, повишава се налягането на въздуха в гумата, намалява се масата ѝ и се увеличава широчината на джантата.

Коефициентът f зависи от температурата на гумата. С повишаването ѝ коефициентът f се намалява вследствие на намаляване на хистерезисните загуби.

Налягането на въздуха в гумите също влияе върху коефициента, като зависимостта за различните пътни условия е различна. При движение по твърд път с повишаване на налягането до определени стойности коефициентът f се намалява. При по-големи стойности от препоръчваните за дадена гума са възможни ударни натоварвания, при които се увеличава f.

При движение по мек път опитно е определена оптимална стойност на налягането (фиг. 25.5), при която коефициентът f е минимален.



Фиг. 25.5. Влияние на налягането на въздуха в гумите върху f в зависимост от пътя

Като оказва голямо влияние върху коефициента f, налягането на въздуха в гумата влияе и върху разхода на гориво. Ниското налягане е причина за голяма деформация на гумата, повишено триене, нагряване и износване на краищата на протектора.При високото налягане се намалява триенето, но контактната зона е по-малка, а налягането върху пътя – по-високо, което води до увеличено износване на централната част на протектора.

Коефициентът f зависи от *вертикалното натоварване* върху колелото. С неговото увеличаване се увеличава и коефициентът f, което особено силно е изразено при движение по мек път.

Параметрите на гумата също са от значение. С увеличаване на дебелината на протектора коефициентът f се увеличава, особено за диагоналните гуми. При напълно износени гуми съпротивлението на придвижване се намалява с 20–25% в сравнение с това на нови гуми. Коефициентът f се намалява при увеличаване на отношението b/B и намаляване на H/B. При радиалните гуми за скорости на движение, по-малки от 30–35 m/s, коефициентът f е с 15– 20 % по-малък от този при диагоналните гуми. При по-големи скорости предимство имат диагоналните гуми.

Върху коефициента f влияние оказва широчината на профила на гумата. При еднакво натоварване на тясна и широка гума техните контактни петна са еднакви. При широката гума обаче контактното петно е с големия размер по широчина, докато при тясната гума големият размер на петното е по дължина. Това води до по-голямо потъване на тясната гума при движение по мек път и по-голям преден ъгъл на деформация при твърд и съответно по-голям коефициент f.

Качеството на материала на гумата, неравномерното натоварване, наличието на напречен наклон на пътя и др. също са влияещи фактори. Установено е, че различните подобрения в конструкцията водят до намаляване на съпротивлението на придвижване на колелото 2–3 пъти.

Най-малко съпротивление имат гумите с гладък протектор без рисунка, изработен от тънък гумен слой. Такъв протектор се използва в гумите за състезателните автомобили, но за обикновена експлоатация (особено при движение по мокър път) тези гуми са непригодни.

25.2. Сцепление и буксуване на колесния движител

Максималната периферна сила $F_{\text{п max}}$ се определя при максимален въртящ момент $M_{\text{e max}}$ и най-голямо предавателно число на трансмисията $i_{\text{тр max}}$, или

$$F_{\text{п max}} = \frac{M_{\text{e max}} i_{\text{тр max}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{д}}}. \qquad (25.8)$$

Но тази периферна сила много често е ограничена от сцеплението на ходовия движител с пътя, поради което невинаги движещата сила F_x може да достигне максималната периферна сила. Това се дължи на факта, че тангенциалните напрежения в контактната зона на ходовия движител с пътя не може да надвишават определени гранични стойности. За твърд път това са максимално възможните сили на триене, зависещи от коефициента на триене между ходовия движител и пътя. При движение по мек път тангенциалните напрежения се ограничават от механичната якост на почвата.

В случай че между ходовия движител и пътя се стигне до относително преместване, може да има буксуване и намаляване на скоростта на постъпателното движение на ходовия движител или приплъзване (отрицателно буксуване), когато скоростта на движение е по-голяма от теоретичната.

Буксуването на ходовия движител се характеризира с *коефициента на буксуването* δ, който се определя като

$$\delta = \frac{v_{\text{т}} - v}{v_{\text{т}}}, \qquad (25.9)$$

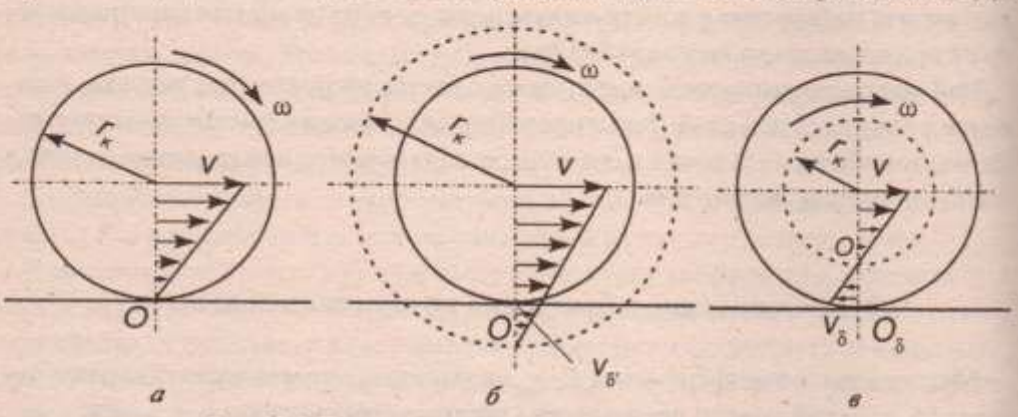
където $v_{\text{т}}$ и v са съответно теоретичната и действителната скорост на движение.

Приплъзването на ходовия движител се характеризира с *коефициента на приплъзване* δ', който се определя от отношението

$$\delta' = \frac{v - v_{\text{т}}}{v}. \qquad (25.10)$$

В зависимост от разликата между теоретичната и действителната скорост коефициентите δ и δ' се изменят от нула до единица или от нула до 100 %. На фиг.

25.6 са показани схемите на изменение на скоростите на задвижващото колело при чисто придвижване (*а*), частично буксуване (*в*) и частично приплъзване (*б*).



Фиг. 25.6. Схема на скоростите на задвижващо колело

Буксуването δ на автомобила зависи от конструкцията на ходовия движител, неговото техническо състояние и особено от пътните условия (пътно покритие, влажност, плътност и др.).

Сцеплението на ходовия движител с пътя може да се разглежда като сума от два вида сили – сили на триене и сили на зацепване, или

$$F_x = \mu F_z + \sigma S\,, \tag{25.11}$$

където μ е коефициентът на триене на ходовия движител с пътя;

σ – хоризонталното напрежение от уплътняване на почвата;

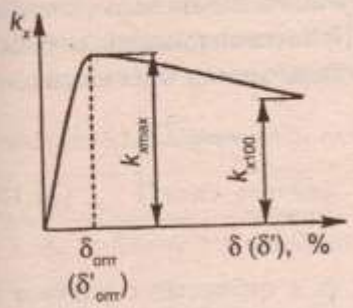
S – сумата от вертикалните проекции на задните повърхнини на грайферите, забити в почвата.

При движение на автомобила по твърд път основно значение имат силите на триене, или

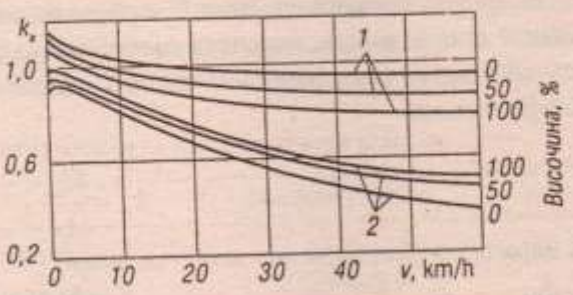
$$F_x = \mu F_z\,. \tag{25.12}$$

Отношението F_x / F_z се нарича *коефициент на надлъжната сила* k_x. Опитно е доказано, че зависимостта между коефициентите k_x и δ (или δ′), независимо от конструкцията на ходовия движител и пътните условия, има вида, показан на фиг. 25.7. От кривата се вижда, че коефициентът k_x се увеличава от нула при $\delta = 0$ ($\delta' = 0$) до своята максимална стойност, съответстваща на определено $\delta_{опт}$ ($\delta'_{опт}$). При по-нататъшно увеличаване на буксуването (приплъзването) коефициентът k_x се намалява и при 100 % буксуване (приплъзване) е с по-малка стойност. Максималната стойност на коефициента k_x при движение на колесни машини върху сух твърд път съответства на 15–25 % буксуване (приплъзване). Тази стойност на k_x е 1,05–1,15 пъти по-голяма от стойността на k_x при 100 % буксуване (приплъзване). При мокър твърд път k_x има максимална стойност при 30–50 % буксуване (приплъзване), която е 1,3–1,5 пъти по-голяма от стойността при 100 % буксуване (приплъзване).

Коефициентът на движещата сила k_x също зависи от скоростта на движение, височината на грайферите и състоянието на пътя (фиг. 25.8).



Фиг. 25.7. Зависимост на k_x от коефициента на буксуване



Фиг. 25.8. Коефициент на движещата сила k_x в зависимост от скоростта
1 – сух път; *2* – мокър път

При сух път гладката гума има по-голям коефициент k_x отколкото гумата с рисунка (шарка) върху протектора, докато при мокър път е точно обратното.

Ходовият движител може да бъде подложен и на действието на *странична сила*. В контактната зона на движителя и пътя се създават странични (напречни) реакции, като тяхната равнодействаща е насочена перпендикулярно на равнината на движителя и зависи от сцеплението на движителя с пътя в странично направление. В случая силата на сцепление се използва не само за създаване на движеща или спирачна сила, а и за странична сила, осигуряваща устойчивостта на машината против странично плъзгане.

Отношението $F_y / F_z = k_y$ се нарича *коефициент на страничната сила*.

На фиг. 25.9 са показани опитни зависимости на коефициентите на надлъжна k_x и на странична сила k_y от коефициента на приплъзване δ'. От кривите се вижда, че при определена стойност на относителното приплъзване δ' коефициентът k_x има максимум. Коефициентът k_x при тези условия има и достатъчно големи стойности, което осигурява устойчиво движение на автомобила при действие на странична сила в процеса на спиране.

При блокиране на спирачните колела (чисто плъзгане $\delta' = 1$) коефициентите k_x и k_y значително се намаляват, което води до намаляване на спирачната ефективност и до влошаване на устойчивостта и управляемостта на автомобила при спиране.

Максималната движеща сила $F_{x\max}$, получена при създаване на максимално възможни тангенциални напрежения в контактната зона, се нарича *сила на сцепление* $F_{x\varphi}$, или

$$F_{x\max} = F_{x\varphi} = \mu F_z + \sigma_{\max} S . \qquad (25.13)$$

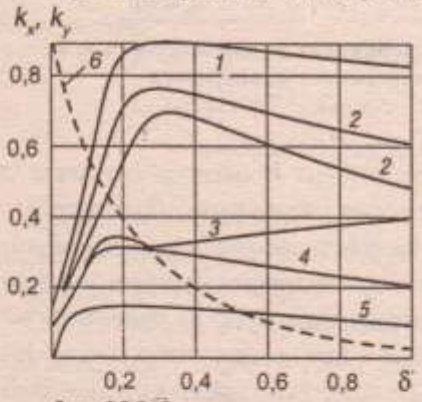
Отношението на силата на сцепление $F_{x\varphi}$ към нормалната реакция на пътя F_z се нарича *коефициент на сцепление* φ_x, или

$$\varphi_x = \frac{F_{xp}}{F_z}. \qquad (25.14)$$

Нормалната реакция на пътя F_z е равна на теглото на машината върху задвижващите ходови колела, наречено *сцепно тегло* $G_{сц}$. При колесни машини с всички задвижващи колела сцепното тегло $G_{сц}$ е равно на общото тегло G на машината. Коефициентът

$$k_\varphi = \frac{G_{сц}}{G}, \qquad (25.15)$$

се нарича *коефициент на сцепното тегло*.



Фиг. 25.9. Зависимост между коефициентите k_x, k_y и коефициента на приплъзване

1 – движение по сух асфалт; *2* – по мокър асфалт; *3* – по мек сняг; *4* – по утъпкан сняг; *5* – по лед; *6* – изменение на коефициента k_y

Коефициентът φ_x е отбелязан с индекса x поради това, че характеризира *сцеплението на ходовия движител в надлъжно направление* по оста X. Аналогично k_y и φ_y *характеризират сцеплението на ходовия движител в напречно (странично) направление* по оста $У$.

Коефициентът на сцепление φ_x зависи от конструкцията на ходовия движител и от пътните условия. Поради голямото разнообразие в конструкциите и пътните условия коефициентът на сцепление се изменя от 0,1 – при движение на колесна машина върху заледен път, до 1,1 – при движение върху специален път. За всеки отделен случай коефициентът φ_x има различна стойност, определена по опитен път.

Между коефициента на сцепление φ_x и коефициента на съпротивление при придвижване f има определена зависимост. Колкото по-добро е качеството и състоянието на пътното покритие, толкова по-голям е коефициентът φ_x и по-малък коефициентът f. Движението на колесна машина е невъзможно или много опасно, когато $f < \varphi_x$, напр. върху лед $f = 0{,}05$, а $\varphi_x = 0{,}10–0{,}15$.

Коефициентът на сцепление φ_y в *странично направление* е равен на отношението на максималната странична реакция $F_{y\,max}$ към вертикалното натоварване F_z, т.е.

$$\varphi_y = \frac{F_{y\,max}}{F_z}. \qquad (25.16)$$

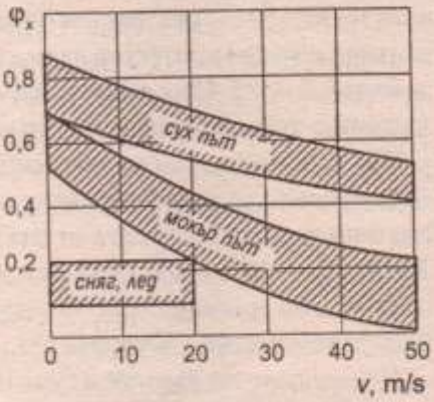
Основните фактори, от които зависи коефициентът на сцепление φ_x, са: типът и състоянието на пътя; скоростта на движение на автомобила; наляганието на въздуха в гумите; износването на гумите; размерите на колелата; нормалното натоварване върху колелото; конструктивните и технологичните особености на пневматичната гума и др.

Най-големи стойности коефициентът φ_x има на *сух и твърд път*, докато на влажен и кален път със същото покритие се намалява с 1,5–2 пъти. В табл. 25.2 са посочени стойностите на коефициента на сцепление φ_x на колесни машини за определени пътни условия. Коефициентът φ_x за един и същи път може да се намали почти два пъти в зависимост от степента на износване на пътната настилка.

Таблица 25.2. Коефициент φ_x за колесни машини за различни пътни условия

Пътни условия	Коефициент φ_x
Асфалт, паваж или чакълена настилка суха мокра	 0,6–0,8 0,3–0,4
Черен път сух мокър	 0,5–0,6 0,2–0,4
Целина, пътна почва Разорано поле	0,6–0,9 0,5–0,7
Пясък сух мокър	 0,3 0,4
Сняг Лед	0,2–0,3 0,1–0,2

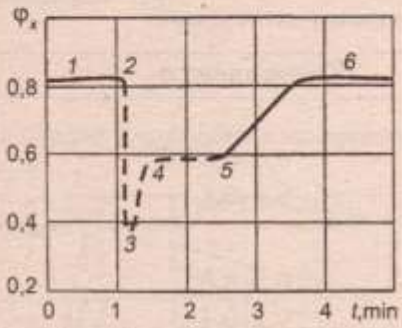
Скоростта на движение оказва голямо влияние върху коефициента φ_x (фиг. 25.10), особено при движение по мокър път. Рязка промяна на коефициента се наблюдава при промяна на атмосферните условия (фиг. 25.11).



Фиг. 25.10. Влияние на скоростта върху коефициента на сцепление

При движение на колесна машина на *мокър път* с дебелина на водния слой даже 0,2 mm коефициентът φ_x се намалява. При наличие на воден слой в предния участък на гумата се създава хидродинамична сила, която намалява контактната площ на гумата. Хидродинамичната сила се увеличава с увеличаване на дебелината на водния слой, а още повече при наличието на кален слой върху пътя поради по-голямата му плътност. Намаляването на контактната площ води до намаляване на коефициента на триене, а оттам и на коефициента φ_x. От особено значение за големината на хидродинамичната

сила е наличието на канали в протектора или между протектора и пътя за свободно изтласкване на водата. Силата е толкова по-малка, колкото по-лесно водата може да се отдели от контактната зона. На фиг. 25.12 е показано изменението на коефициента φ_x на радиална гума с 95 % стандартна рисунка на протектора в зависимост от скоростта на движение при различна дебелина на водния слой.



Фиг. 25.11. Изменение на φ_x по време на движение

1 – сух път; *2* – начало на дъжда; *3* – намокрен прах; *4* – мокър път; *5* – край на дъжда; *6* – сух път



Фиг. 25.12. Коефициент на сцепление при различни скорост и дебелина на водния слой

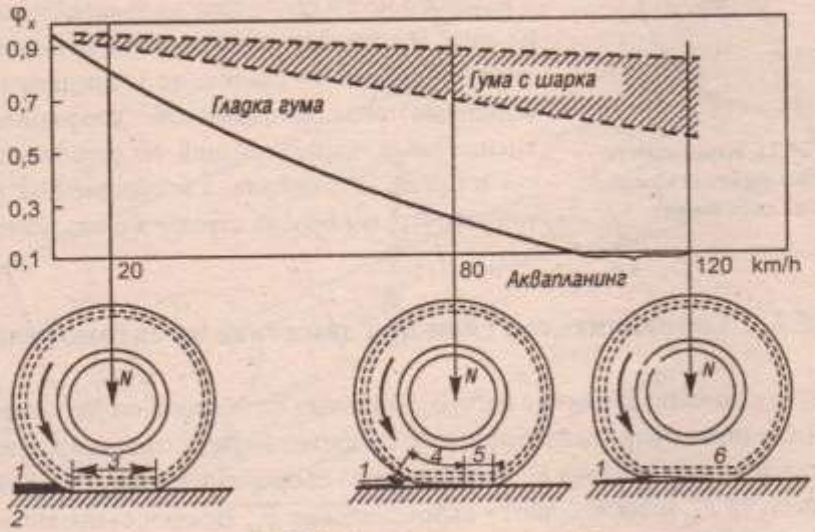
Рисунката на протектора трябва да осигурява изтичане на водата встрани, чрез което се възпрепятства образуването на воден слой. Значително влияние върху коефициента на сцепление оказва износването на гумата поради промяна в сечението на каналите в протектора, с което се затруднява изтичането на водата.

Изобщо степента на износване на протектора на гумата, особено при износването му над 50 %, оказва голямо влияние върху коефициента на сцепление. При напълно износен протектор на мокър път с малка грапавост коефициентът φ_x може да бъде 0,2–0,25. Поради тези причини е забранено използването на транспортни машини с дълбочина на шарките на гумите, по-малка от 1,6 mm.

При голяма скорост на движение по мокър път и с износени гуми хидродинамичните сили се разпространяват върху цялата контактна площ и водната емулсия напълно отделя гумата от пътя. Наблюдава се явлението *аквапланинг* (фиг. 25.13), при което гумата не може да се съпротивлява на никакви надлъжни и напречни сили и машината губи управляемост. При коефициент φ_x, по-малък от 0,05, автомобилът е неуправляем.

Налягането на въздуха в гумите различно влияе върху коефициента на сцепление. При сух и чист път с твърдо покритие повишаването на налягането на въздуха в гумите води до малко намаляване на коефициента φ_x. На мокър и кален път с твърдо покритие повишаването му до определена стойност е благоприятно, тъй като при по-високото налягане водата и калта се изтласкват от контактната зона. На мек път понижаването на налягането обикновено води до увеличаване на коефициента φ_x.

В някои автомобили с голяма проходимост има централна система за регулиране на налягането на въздуха в гумите в зависимост от пътните условия на движение. При тях налягането може да се изменя в широки граници: от 0,05 MPa – при движение по мек път, до 0,3 MPa – по път с твърдо покритие.



Фиг. 25.13. Поява на аквапланинг

1 – воден слой над 1 mm; *2* – път; *3* – пълна контактна площ; *4* – воден клин; *5* – намалена контактна площ; *6* – липса на контакт

За понижаване на специфичното налягане върху пътя и за увеличаване на сцеплението се използват широкопрофилни гуми с ниско налягане на въздуха в тях. Сцеплението зависи и от шарката на протектора. При сух път с твърдо покритие коефициентът φ_x се увеличава с увеличаване на отношението на контактната площ на грайферите на протектора към общата контактна зона. При мек път коефициентът на странично сцепление φ_y е най-голям, когато грайферите на протектора осигуряват най-голяма странична площ на срязване на почвата и много добро самопочистване след излизането им от контакта. Това са обикновено големи и широко разтворени грайфери, което особено добре е изразено при тракторните гуми за задвижващите колела.

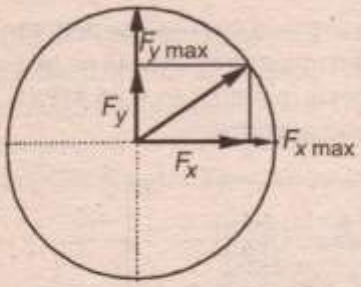
Коефициентът φ_x се увеличава с *увеличаване на диаметъра на колелото* незначително при движение по твърд път и съществено при движение по мек път.

Опитно е доказано за голяма част от ходовите колела, че в покой максималната движеща (спирачна) сила $F_{x\max}$ и максималната странична сила $F_{y\max}$, които действат върху даден път, са равни помежду си, т.е.

$$F_{x\max} = F_{y\max} = \varphi F_z, \qquad (25.17)$$

където φ е *общият коефициент на сцепление*.

Следователно, в каквато и посока да се приложи силата към колелото, нейната максимална стойност по сцепление е равна на φF_z (фиг. 25.14).



Фиг. 25.14. Компоненти на максималната сила на сцепление

От фиг. 25.14 се вижда, че колкото е по-голяма движещата (спирачната) сила, толкова по-малка е възможността за реализиране на напречна сила. При $F_x = F_{x\,max}$ напречни реакции в контактната зона няма и колелото не е в състояние да възприема странична сила. В случай че едно колело е натоварено със сила $F_{y\,max}$, то не е в състояние да предава движеща (спирачна) сила. Следователно коефициентът на сцепление φ_x характеризира теглително-сцепните свойства на автомобила, а коефициентът φ_y – устойчивостта им против странично плъзгане.

25.3. Съпротивителни сили при движение на автомобила

При праволинейно движение нагоре, надлъжно на наклона, върху автомобила действат следните съпротивителни сили: съпротивлението от придвижването F_f, съпротивлението от наклона F_i, инерционното съпротивление F_a, съпротивлението на въздуха F_w и теглителното съпротивление $F_т$. Всички съпротивления се преодоляват от периферната сила $F_п$, създадена от задвижващия момент $M_к$, приложен към задвижващите колела.

На фиг. 25.15 са показани действащите сили и моменти при колесна машина.

Съпротивление от придвижване F_f. От уравнения (25.6) се вижда, че общата съпротивителна сила F_f за придвижване на колесна машина приема различни стойности в зависимост от конструкцията на ходовия движител и условията на движение.

Съпротивлението от придвижване F_f е пропорционално на вертикалното натоварване върху ходовия движител. Вертикалното натоварване зависи от теглото на автомобила. Силата на тежестта G е приложена в масовия център на машината. При движение по наклон силата G може да се разложи на две компоненти – $G\cos\alpha$ и $G\sin\alpha$. Компонентата $G\cos\alpha$ е перпендикулярна на пътя и определя големината на реакциите F_z. При колесните машини нормалните реакции F_{z1} и F_{z2} са съответно сума от реакциите на двете предни и двете задни колела, а F_z е тяхната обща сума.

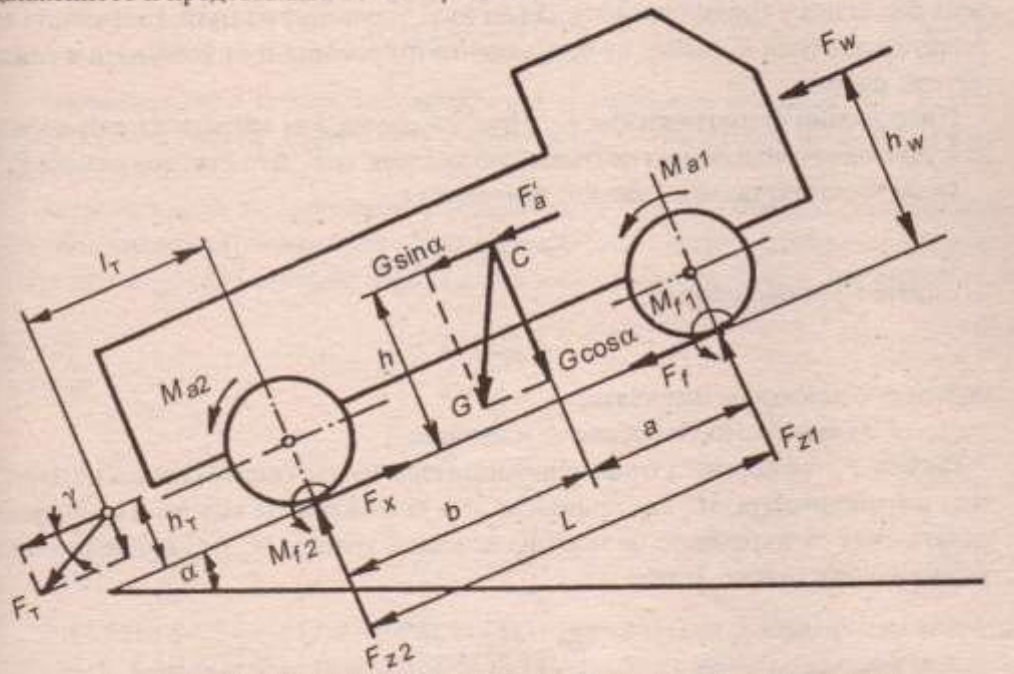
Общото съпротивление от придвижване на автомобила по наклон е

$$F_f = f\,G\cos\alpha\,. \qquad (25.18)$$

Съпротивление от наклона F_i. Компонентата $G\sin\alpha$ е успоредна на пътя и при изкачване на наклон е насочена срещу движението и се нарича съпротивление от наклона

$$F_i = G\sin\alpha\,. \qquad (25.19)$$

При движение на автомобила надолу по наклон F_i е насочена по посока на движението и представлява *движеща сила*.



Фиг. 25.15. Действащи сили и моменти при колесна транспортна машина

Съпротивление на пътя F_ψ. Сумата от съпротивленията от придвижване F_f и от наклона F_i определя общото съпротивление на пътя F_ψ, или

$$F_\psi = F_f \pm F_i = f G\cos\alpha \pm G\sin\alpha = \psi G\,, \qquad (25.20)$$

където

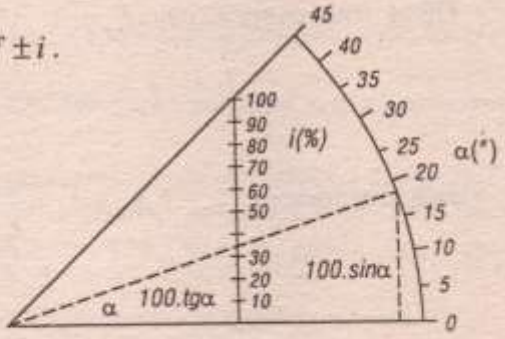
$$\psi = f\cos\alpha \pm \sin\alpha \qquad (25.21)$$

е коефициентът на съпротивление на пътя; знакът плюс е за движение при изкачване, а знакът минус – при слизане по наклон.

Когато наклонът на пътя не е голям, $\cos\alpha \approx 1$, а $\sin\alpha \approx \operatorname{tg}\alpha \approx i$, където i е наклонът на пътя, тогава

$$\psi = f \pm i\,.$$

Между α и i съществува зависимостта, показана на фиг. 25.16.



Фиг. 25.16

Теглително съпротивление $F_т$. При теглене на ремарке от автомобила в теглича е приложена теглителната сила $F_т$ на височина $h_т$. Силата може да бъде насочена под ъгъла γ спрямо наклона или да бъде успоредна на пътя. Големината на теглителната сила $F_т$ зависи от присъединеното ремарке и от условията и режимите на работа.

Инерционно съпротивление $F_а$. При ускоряване или спиране на автомобила действат инерционни сили от постъпателно движещи се $F_а'$ и от въртящи се маси $F_а''$.

Общата съпротивителна сила от инерцията е

$$F_а = F_а' + F_а''.$$

Силата $F_а'$ се определя от

$$F_а' = ma, \qquad (25.22)$$

където m е масата на машината;

a – линейното ускорение на машината.

Силата $F_а''$ се определя от инерционната сила на въртящите се маси на двигателя и трансмисията $M_а' / r_д$, приведена към задвижващите колела, и от инерционната сила от въртящите се маси на ходовите колела $M_а'' / r_д$, приведена към задвижващите колела. Тогава

$$F_а'' = \frac{M_а'}{r_д} + \frac{M_а''}{r_д},$$

където $M_а' + M_а'' = M_{а1} + M_{а2}$ (вж. фиг. 25.15).

Моментът $M_а'$ се определя главно от инерционния момент на двигателя $J_д$, докато детайлите на трансмисията оказват по-малко влияние. Или

$$M_а' = J_д i_{тр} \varepsilon_е \eta_{тр},$$

където $\varepsilon_е$ е ъгловото ускорение на двигателя.

Моментът $M_а''$ зависи от инерционния момент на ходовите колела $J_к$ и техния брой z. Или

$$M_а'' = z J_к \varepsilon_к,$$

където $\varepsilon_к$ е ъгловото ускорение на ходовите колела.

Общата инерционна сила $F_а$ е

$$F_а = ma + \frac{J_д i_{тр} \varepsilon_е \eta_{тр}}{r_д} + \frac{z J_к \varepsilon_к}{r_д}$$

и след заместване на $\varepsilon_е = \varepsilon_к i_{тр}$ и $\varepsilon_к = \frac{a}{r_к}$ и съответни преобразувания се получава

$$F_а = \delta_а ma, \qquad (25.23)$$

където

$$\delta_a = 1 + \frac{J_д i_{тр}^2 \eta_{тр} + z J_к}{m r_к r_д}. \qquad (25.24)$$

Коефициентът δ_a се нарича *коефициент на влияние на въртящите се части* и чрез него тези части условно се привеждат като допълнителна маса, движеща се постъпателно.

За дадена машина величините в уравнение (25.24), с изключение на предавателното число на трансмисията $i_{тр}$, на предавателната кутия $i_{пк}$ и на разпределителната кутия $i_{рк}$, са постоянни, поради което това уравнение може да се запише така

$$\delta_a = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 i_{пк}^2, \qquad (25.25)$$

където

$$\sigma_1 = \frac{z J_к}{m r_к r_д}, \qquad (25.26)$$

$$\sigma_2 = \frac{J_д i_{рк}^2 i_о^2 \eta_{тр}}{m r_к r_д}. \qquad (25.27)$$

Това показва, че върху коефициента δ_a голямо влияние оказва предавателното число $i_{пк}$. С намаляване на предавката предавателното число се увеличава и коефициентът δ_a се увеличава, което води до увеличаване на инерционната сила.

Общата инерционна сила F_a при ускоряване на автомобила е насочена срещу посоката на движението и е *инерционно съпротивление*, а при закъснително движение F_a е насочена по посока на движението и е *движеща сила*.

Въздушно съпротивление F_w. При движение на автомобила действа въздушно съпротивление, което включва челно съпротивление от разместването на пластовете въздух пред машината, съпротивление от разреждането на въздуха след и около машината и съпротивление от триенето на въздуха по повърхността на машината.

Силата на съпротивление от въздуха F_w се определя от израза

$$F_w = 0{,}5 c_x \rho S v^2, \qquad (25.28)$$

където c_x е безразмерен коефициент на съпротивление от въздуха (фиг. 25.17);

ρ – плътността на въздуха;

S – площта на проекцията на машината върху равнина, перпендикулярна на движението;

v – скоростта на движение на машината спрямо въздушната среда, m/s.

Силата F_w е приложена в точка, наречена *център на въздушното налягане* (аеродинамичен център), с вертикална координата h_w, която се определя по опитен път.

Челната площ S на машината може да бъде определена приблизително:

– за леки автомобили $S = 0{,}78\, B_г H_г$, m²;

– за товарни автомобили $S = BH_г$, m²,

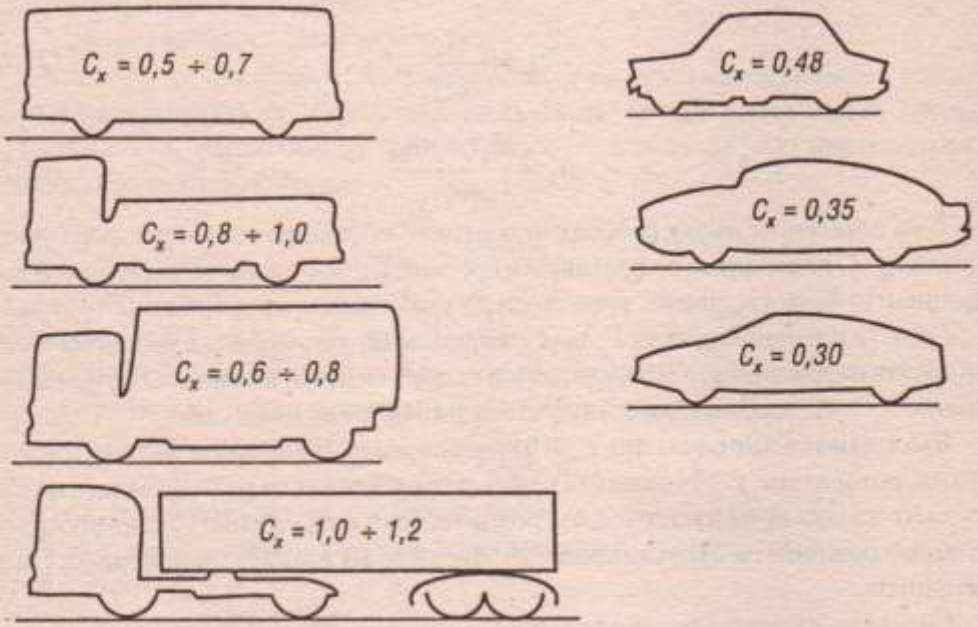
където B е напречната база, m;

$B_г$ – габаритната широчина, m;

$H_г$ – габаритната височина, m.

При движение на автомобила с ремарке се създава допълнително съпротивление на въздуха от завихрянето му между тях и от увеличената площ на триене.

При взаимодействие на автомобила и въздуха също действа вертикална сила, която при обикновените автомобили е насочена нагоре, но поради малката скорост на движение и нейната стойност е малка и не се отчита. При спортните автомобили благодарение на специалната форма на каросерията тази сила е насочена надолу и спомага за увеличаване на сцеплението на ходовия движител с пътя.



Фиг. 25.17. Коефициент на съпротивление от въздуха в зависимост от формата на машината

Общата съпротивителна сила F_c се определя като сума от всички съпротивителни сили

$$F_c = F_f \pm F_i + F_т \pm F_a + F_w \qquad (25.29)$$

или

$$F_c = F_ψ + F_w + F_т \pm F_a . \qquad (25.30)$$

В уравнение (25.29) знакът плюс пред силата F_i се отнася за изкачване по наклон, а знакът минус – за слизане по наклон. Знакът плюс пред инерционната

сила F_a се отнася за ускорително, а знакът минус – за закъснително движение на автомобила. Силата $F_т$ действа успоредно на пътя.

25.4. Силов баланс на автомобила

Общата съпротивителна сила $F_с$ се преодолява от периферната сила $F_п$, като при различните случаи на движение на машината ще бъдат записани следните неравенства:

$F_с < F_п < F_{хф}$ – машината се ускорява;

$F_с = F_п < F_{хф}$ – машината се движи равномерно;

$F_с > F_п < F_{хф}$ – машината не може да потегли или движението е закъснително;

$F_с < F_п > F_{хф}$ – ходовият движител буксува.

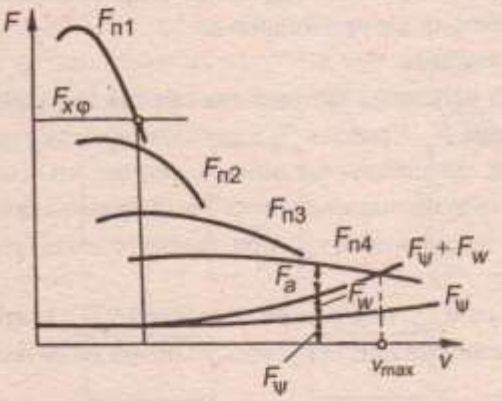
Уравнение (25.30) се преобразува във

$$F_п = F_ψ + F_w + F_т \pm F_a \qquad (25.31)$$

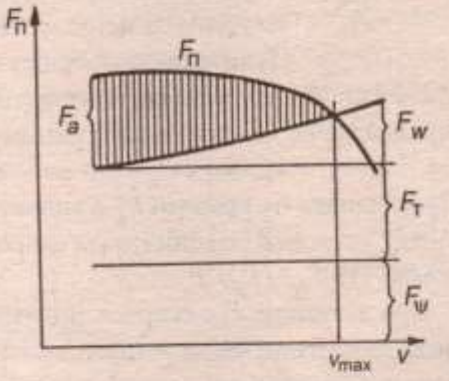
и се нарича *силов баланс на автомобила*. Използва се за оценка на теглително-скоростните свойства.

Силовият баланс може да се представи графично (фиг. 25.18), като по абсцисната ос се нанася скоростта на движение v, а по ординатната ос – периферната сила $F_п$.

Кривата $F_ψ$ на фиг. 25.18 се построява за определена стойност на коефициента ψ. Съпротивлението на въздуха F_w се отчита нагоре от съответната стойност на $F_ψ$. Общото съпротивление $F_ψ + F_w$ определя необходимата периферна сила $F_п$ за движение на автомобила с постоянна скорост. Ако кривата на периферната сила



Фиг. 25.18. Силов баланс на автомобила



Фиг. 25.19.Силов баланс за една предавка

$F_п$ е над кривата $F_ψ + F_w$, отрязъкът F_a е неизползвана периферна сила, която може да се оползотвори за преодоляване на теглително съпротивление $F_т$ и за ускоряване на машината.

Максималната скорост на движение v_{max} се определя по абсцисната ос от пресичането на кривите $F_п$ и $F_ψ+F_w$, когато няма резерв от периферна сила (ускорението е равно на нула). Ако кривата $F_п$ е по-ниско от тази на $F_ψ + F_w$, движението ще бъде закъснително.

Проверката за възможно движение по сцепление се извършва върху същата графика, като се нанася силата на сцепление $F_{хφ}$ като хоризонтална линия. В участъците, разположени под тази линия, е спазено условието $F_п < F_{хφ}$ и е възможно движение на автомобила, докато за участъците над тази линия движението не е осигурено по сцепление. На фиг. 25.19 е показан силовият баланс за една предавка при движение на машината с теглителна сила $F_т$.

25.5. Мощностен баланс на автомобила

Мощностният баланс на автомобила е уравнение, което показва за какво се изразходва мощността на двигателя P_e. При общ случай на движение на автомобила *уравнението на мощностния баланс* е

$$P_e = P_{тр} + P_f + P_б \pm P_i + P_w \pm P_a + P_т, \qquad (25.32)$$

където $P_{тр}$ са загубите на мощност в трансмисията от двигателя до задвижващите колела;

P_f – загубите на мощност за преодоляване на съпротивлението от придвижване на машината;

$P_б$ – загубите на мощност поради буксуване на ходовия движител;

P_i – загубите на мощност за преодоляване на наклона на пътя;

P_w – загубите на мощност за преодоляване на въздушното съпротивление;

P_a – загубите на мощност за ускоряване на машината;

$P_т$ е теглителната мощност на теглича.

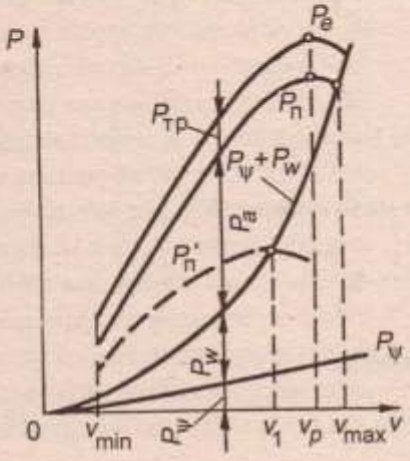
На фиг. 25.20 е показан мощностният баланс на автомобила за една предавка при движение без теглително натоварване $F_т$. Кривата P_e е *характеристика на двигателя*, а кривата $P_п$ – *мощността, предадена на задвижващите колела*. Пресичането на кривата $P_п$ с кривата на сумарната мощност на съпротивление $P_ψ+P_w$ определя максималната скорост на движение v_{max} при дадените пътни условия. Тук $P_ψ = P_f + P_i$.

При движение със скорост, по-малка от v_{max}, има резерв от мощност P_a, която може да се използва за ускоряване на машината или за преодоляване на теглителното съпротивление.

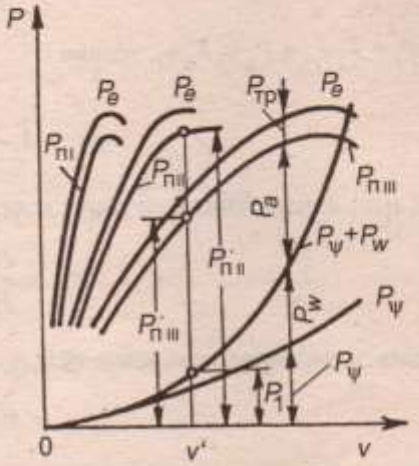
При равномерно движение на автомобила и без натоварване мощността $P_п$ се изразходва само за преодоляване на $P_ψ+P_w$. Така например при движение със скорост v_1 е необходимо двигателят да работи по частичната характеристика $P_п$, показана с прекъсната линия на фиг. 25.20.

Графиката на мощностния баланс за всички предавки се построява по аналоги-

чен начин, като броят на кривите на P_e и $P_п$ е в зависимост от броя на предавките в предавателната кутия. При изменение на предавателното число се изменя само скоростта на движение, докато мощностите при приет еднакъв коефициент $\eta_{тр}$ са без изменение. На фиг. 25.21 е показана графиката на мощностен баланс на автомобил с три предавки. При скорост на движение v' сумарната съпротивителна мощност от пътя и въздуха е P_1, а периферната мощност на II предавка – $P'_{пII}$, докато на III предавка е $P'_{пIII}$. В случая степента на използване на мощността е различна, което води до различна ефективност при работа – по-висока при III отколкото при II предавка.

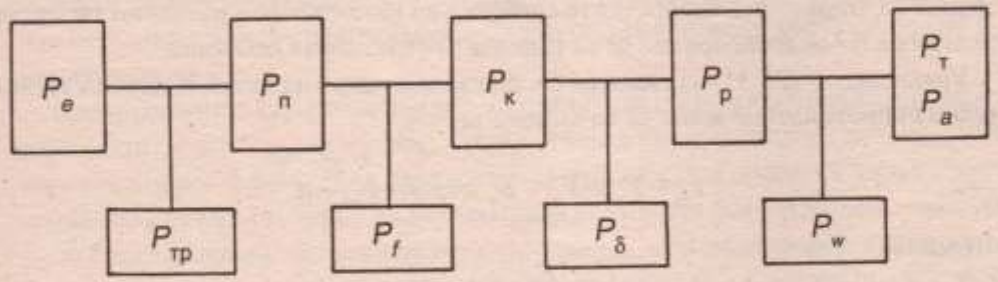


Фиг. 25.20. Мощностен баланс за една предавка



Фиг. 25.21. Мощностен баланс за три предавки

Мощностният баланс на автомобила може да бъде представен с блокова схема (фиг. 25.22). Схемата показва разпределението на потока на мощност от двигателя до теглича и на загубите при реализирането на движението. Мощността на двигателя се предава през трансмисията към задвижващите колела, при което са



Фиг. 25.22.Блокова схема на мощностен баланс

налице загубите $P_{тр}$. Мощността $P_п$ от задвижващите колела се предава към рамата на машината, като част от нея се изразходва за придвижване на машината, за преодоляване на загубите от буксуване и тези от въздушното съпротивление.

Остатъкът от мощността е полезната теглителна мощност $P_т$ и мощността за ускоряване P_a. Отделните загуби на мощност се отчитат с различни к.п.д.

К.п.д. на трансмисията

$$\eta_{тр} = \frac{P_п}{P_e}. \tag{25.33}$$

К.п.д., който отчита загубите от придвижване на машината, е

$$\eta_f = \frac{P_п - P_f}{P_п} = 1 - \frac{P_f}{P_п},$$

но $P_f = F_f v_т$, а $P_п = F_п v_т$, тогава

$$\eta_f = 1 - \frac{F_f v_т}{F_п v_т} = 1 - \frac{F_f}{F_п}. \tag{25.34}$$

К.п.д., който отчита загубите вследствие на буксуването, е

$$\eta_б = \frac{P_б}{P_к} = \frac{F_к v}{F_к v_т} = \frac{v}{v_т} \tag{25.35}$$

и като се използва уравнение (25.9), се получава

$$\eta_б = 1 - \delta. \tag{25.36}$$

25.6. Динамичен фактор и динамична характеристика на автомобила

Силовият и мощностният баланс дават възможност да се решават редица задачи по определянето на параметрите на движение, но не са удобни за сравнителна оценка на теглително-скоростните свойства на автомобили с различно тегло. За тази цел е по-целесъобразно да се използва безразмерна величина.

Уравнението (25.31) за силовия баланс за движение на автомобила без теглително съпротивление може да се запише така

$$F_п - F_w = F_ψ + F_a = ψG + \delta_a \frac{G}{g} a,$$

откъдето

$$\frac{F_п - F_w}{G} = ψ + \frac{\delta_a}{g} a,$$

където g е земното ускорение;

a – ускорението на машината.

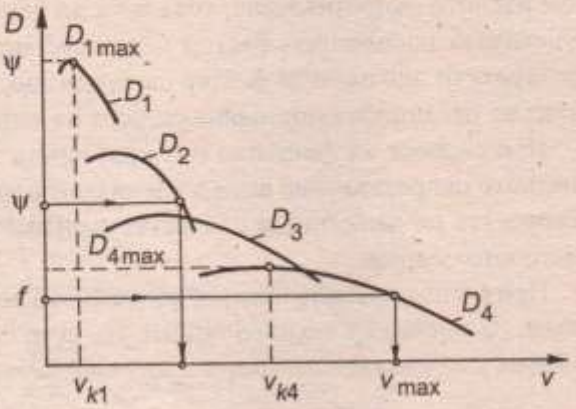
Безразмерната величина

$$D = \frac{F_п - F_w}{G} \tag{25.37}$$

се нарича *динамичен фактор на транспортната машина*. Тази величина е свързана с параметрите, които характеризират условията на движение чрез зависимостта

$$D = \psi + \frac{\delta_п}{g} a\,. \tag{25.38}$$

Графичната зависимост на динамичния фактор D от скоростта на движение v за различните предавки в предавателната кутия се нарича *динамична характеристика на автомобила* (фиг. 25.23).



Фиг. 25.23. Динамична характеристика

За построяване на динамичната характеристика се използва скоростната характеристика на двигателя и не се отчита буксуването на машината. Построяването започва със задаване на произволни стойности на скоростта v и за дадена предавка в предавателната кутия се определя ъгловата скорост ω_e на двигателя, или

$$\omega_e = \frac{v}{r_к} i_{тр}\,, \tag{25.39}$$

откъдето по характеристиката на двигателя се отчита моментът на двигателя M_e, а от уравнение (25.8) се изчислява $F_п$. За същата скорост v се определя съпротивлението на въздуха F_w. Стойностите на $F_п$ и F_w се заместват в уравнение (25.37) и се изчислява динамичният фактор D за зададената скорост v. Така се постъпва и за други стойности на скоростта v, и за други предавки в предавателната кутия. С намаляване на номера на предавката се увеличава D поради увеличаване на $F_п$ и намаляване на F_w.

По динамичната характеристика се определят следните основни показатели: максималната скорост v_{max} при равномерно движение на хоризонтален път; максималният динамичен фактор D_{1max} на първа и на най-високата предавка; скоростите на движение $v_к$, съответстващи на максималния динамичен фактор на всяка предавка.

За определяне на *максималната скорост* v_{max} при *равномерно движение на хоризонтален път* ($i = 0$) от уравнение (25.38) следва $D = f$. Тогава по ординатната ос на динамичната характеристика се отчита коефициентът f, като с хоризонтална права се пресича кривата на динамичния фактор за съответната предавка. От пресечната точка се спуска перпендикуляр към абсцисната ос и се определя максималната скорост v_{max}.

При *равномерно движение по наклон* $D = \psi$ и по ординатната ос се отчита коефициентът ψ и аналогично се определя максималната скорост v_{max} за зададените пътни условия.

Определената скорост на движение при максимален динамичен фактор за всяка предавка се нарича *критична скорост* $v_{кр}$, която характеризира устойчивото движение на автомобила при работа на двигателя с максимално подаване на гориво. При движение с постоянна скорост, по-голяма от критичната, ако се повиши пътното съпротивление, това води до намаляване па скоростта. В случая се увеличава динамичният фактор. След възстановяване на пътното съпротивление резервът от динамичния фактор ще предизвика ускоряване на машината и достигане на предишната постоянна скорост на движение.

При скорост на движение под критичната $v_{кр}$ всякакво малко увеличение на пътното съпротивление води до намаляване на динамичния фактор, а оттам и на скоростта на движение и съответно на ъгловата скорост на двигателя, вкл. до неговото спиране.

При експлоатацията автомобилите много често се движат с различно натоварване. За оценка на техните теглително-скоростни свойства в този случай се използва *универсална динамична характеристика*.

25.7. Теглителна характеристика

Теглителните и икономическите показатели на влекачите (вкл. трактори) за всички работни режими се изясняват чрез построяването на теоретичната теглителна характеристика. Това е *графична зависимост* на буксуването δ, действителната скорост v, теглителната мощност $P_т$, часовият разход на гориво G_e и теглителният специфичен разход на гориво $g_т$ от теглителната сила $F_т$.

За построяване на теоретичната теглителна характеристика се използват:

а) регулаторната характеристика на двигателя по въртящия момент, т.е. зависимостта на ефективната мощност P_e, часовият разход G_e и ъгловата скорост ω от въртящия момент M_e на двигателя;

б) зависимостта на буксуването δ от теглителната сила $F_т$.

Регулаторната характеристика на двигателя се определя чрез стендово изпитване при използването на съществуващите двигатели или по изчислителен път при новопроектирани двигатели.

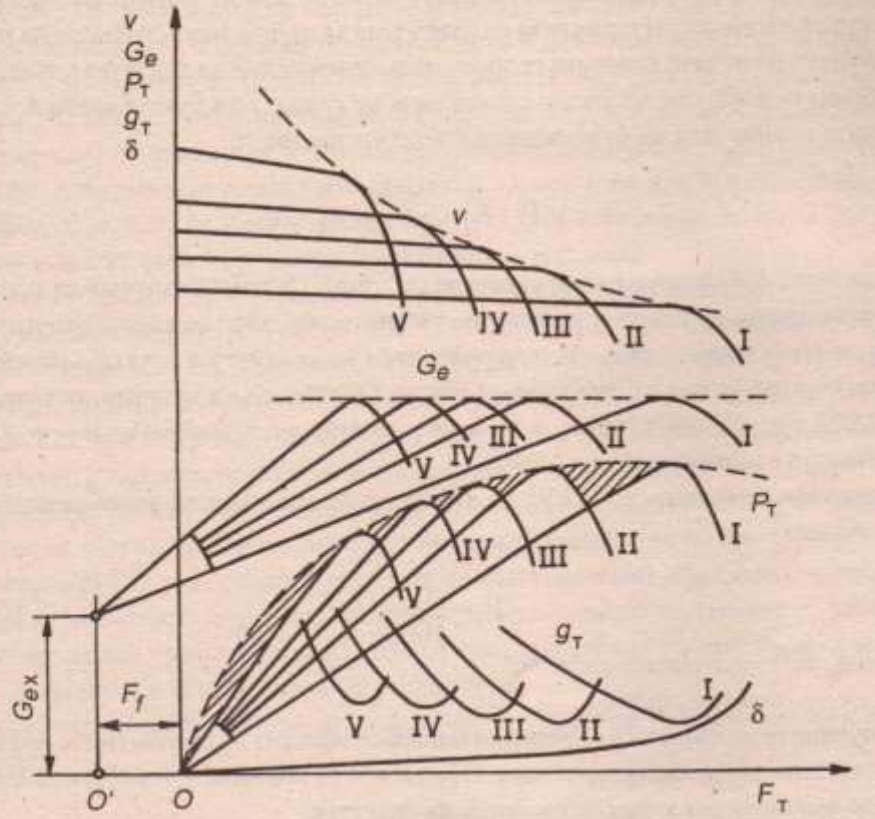
Зависимостта $\delta = f(F_т)$ се построява по подобие на опитните криви, установени при теглителни изпитвания на трактори от същия клас и тип, и то при близки на зададените почвени (пътни) условия. Освен това може да се използват и редица емпирични зависимости.

Построяването на теоретичната характеристика е показано на фиг. 25.24. По абсцисната ос от началото на координатната система O в определен мащаб се нанася теглителната сила $F_т$. При равномерно движение по хоризонтален терен

периферната сила $F_п$ е сума от теглителната сила $F_т$ на теглича и силата на съпротивление F_f на движение. Силата F_f се определя от уравнението

$$F_f = fG, \tag{25.40}$$

където f е коефициентът на съпротивление на придвижване, който се взема в зависимост от свойствата на почвата и конструкцията на ходовия движител на машината.



Фиг. 25.24. Теоретична теглителна характеристика

Получената стойност на силата F_f се нанася в приетия силов мащаб по абсцисната ос, вляво от координатното начало O. Получената точка O' представлява ново начало в координатната система.

От зависимостите на теглителната характеристика най-напред се построява *кривата на буксуването*. В случай че не се разполага с опитна крива $\delta = f(F_т)$, получена от изпитването на подобна машина, необходимо е да се използват усреднени характеристики на буксуването. За разлика от другите криви кривата на буксуването е обща за цялата характеристика, тъй като буксуването на задвижващите колела не зависи от предавката в предавателната кутия.

От уравнението на теглителния баланс за теглителната сила се получава

$$F_т = F_п - F_f = \frac{M_e i_{тр} \eta_{тр}}{r_д} - fG, \qquad (25.41)$$

където $i_{тр}$ е предавателното число на трансмисията;

$\eta_{тр}$ – к.п.д. на трансмисията и на работния участък на веригите; приема се в зависимост от кинематичната схема на трансмисията.

От уравнение (25.41) за произволна стойност на теглителната сила и за дадена предавка в предавателната кутия се изчислява въртящият момент на двигателя. От регулаторната характеристика на двигателя за получената стойност на въртящия момент се отчита ъгловата скорост на коляновия вал на двигателя. След това за избраната стойност на теглителната сила от кривата на буксуването $\delta = f(F_т)$ се отчита стойността на буксуването δ и по уравнението

$$v = v_т(1-\delta) = 3{,}6\frac{\omega r_д}{i_{тр}}(1-\delta) \qquad (25.42)$$

се изчислява *действителната скорост* (в km/h). Останалите точки за построяването на цялата крива се определят по същия начин, като се задават други стойности на теглителната сила. За построяването на кривите на $v = f(F_т)$ на другите предавки се постъпва по аналогичен начин. Обвивката на кривите, показана на фиг. 25.24 с прекъсната линия, е *кривата на действителната скорост* v в потенциалната характеристика.

Теглителната мощност $P_т$, kW, на трактора се определя за всяка предавка от уравнението

$$P_т = \frac{F_т v}{1000}, \qquad (25.43)$$

където $F_т$ е теглителната сила, N;

v – скорост, m/s.

Получените стойности в определен мащаб се нанасят на съответните ординати върху теглителната характеристика. Обвивката на кривите $P_т = f(F_т)$ е *потенциалната теглителна характеристика* на трактора.

За да се построят кривите на часовия разход $G_e = f(F_т)$, необходимо е за избраната стойност на теглителната сила $F_т$ и съответстващата стойност на въртящия момент M_e на двигателя да се определи от регулаторната характеристика часовият разход на гориво G_e, kg/h, и в приетия мащаб да се нанесе на теглителната характеристика. Кривите на часовия разход на гориво от теглителната характеристика имат една и съща пресечна точка, която е *часовият разход на гориво* G_e при празен ход на двигателя и е разположена вляво от ординатната ос на разстояние, равно на съпротивлението от придвижване F_f.

Горивната икономичност се определя по специфичния теглителен разход на гориво $g_т$, g/kW.h, който е отношение на часовия разход на гориво G_e към полезната теглителна мощност $P_т$,

$$g_т = \frac{G_e}{P_т} \cdot 10^3 . \qquad (25.44)$$

За да се построят кривите на специфичния разход на гориво, необходимо е да се определи часовият разход на гориво, който съответства на избраната стойност на теглителната сила.

Построената теоретична теглителна характеристика трябва да се анализира по отношение на получените криви, да се изследва характерът на тяхното изменение в зависимост от теглителното натоварване и различните други фактори и условия. С увеличаване на теглителната сила мощността $P_т$ на всяка предавка отначало расте, достига своя максимум, а след това започва да се намалява поради претоварване на двигателя и поради увеличаване на буксуването, което оказва по-силно влияние при по-ниските предавки. Освен това при буксуване на колесен трактор над 20 % и на верижен над 7 % структурата на почвата силно се повреждa и ходовата част на трактора бързо се износва.

По теглителната характеристика, която е основна характеристика при тракторите, за всяка предавка и за всеки почвен фон се преценяват максималните теглителни възможности на машината, ограничени от двигателя и от сцеплението с почвата, и до какво теглително съпротивление може да се натоварва тя.

В случай че е известно теглителното съпротивление на работната машина, по теглителната характеристика може да се определи на коя предавка тракторът е в състояние да работи и на кои предавки работата му е невъзможна поради претоварване на двигателя или поради недостатъчно сцепление с почвата. Може също да се определи на коя предавка работата на трактора е най-ефективна. Необходимо е да се предвижда определен резерв от мощност за преодоляване на случайни кратковременни съпротивления, като се осигури работа на тракторния агрегат по възходящия клон на кривата на мощността.

От теглителната характеристика може да се определи *теглителният к.п.д.* на трактора

$$\eta_{тег} = \frac{P_т}{P_e}, \qquad (25.45)$$

като стойността на P_e се отчита от регулаторната характеристика на двигателя. Номиналните стойности на теглителния к.п.д. за работа върху стърнище са в границите 0,64–0,75, като ниските стойности са за колесни трактори 4 × 2, а високите – за верижни.

25.8. Ускоряемост на автомобила

Динамичната и теглителната характеристика определят теглително-скоростните свойства на автомобила при равномерно движение, което частично отразява работата на машината. През голяма част от времето машината се ускорява,

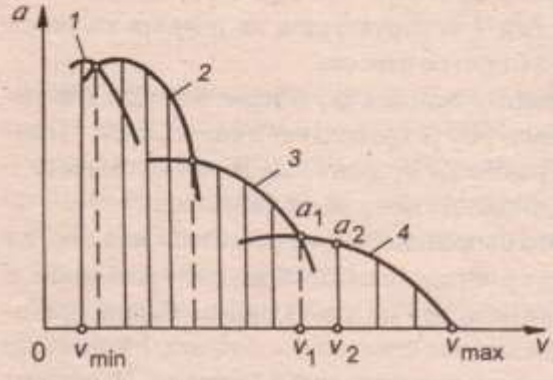
движи се по инерция или има спиране. Това е неравномерно движение и теглително-скоростните свойства на автомобила в процеса на ускоряване се характеризират с ускорението a, времето t_y, необходимо за ускоряване до определена скорост, и пътя S_y, необходим за ускоряване до определена скорост.

Ускорението се определя от уравнение (25.38)

$$a = \frac{D - \psi}{\delta_a} g, \tag{25.46}$$

като разликата $D - \psi$ се определя от динамичната характеристика, а коефициентът δ_a се изчислява по уравнение (25.25) или се взема от справочната литература.

Характерът на кривите на ускорението (фиг. 25.25) е подобен на този на кривите в динамичната характеристика. Минималната скорост v_{min} съответства на минималната устойчива скорост на движение, като не се отчита процесът на буксуване на съединителя.



Фиг. 25.25. Ускорение на различни предавки
1, 2, 3, 4 – предавки

Най-голямо ускорение при леките автомобили е на първа предавка, докато за някои товарни автомобили, при които предавателното число на първа предавка е значително по-голямо от това на втора, най-голямото ускорение се достига на втора предавка.

Времето за ускоряване обикновено се определя по графоаналитичен начин. Кривата на ускорението за директна предавка се разделя на интервали, като се смята, че във всеки интервал от скорости машината има постоянно ускорение $a_{cpi} = 0{,}5(a_1 + a_2)$, където a_1 и a_2 са ускоренията съответно в началото и края на скоростния интервал. Времето за ускоряване в разглежданията интервал е

$$t_i = \frac{v_2 - v_1}{a_{cpi}} = \frac{\Delta v_i}{a_{cpi}}.$$

Общото време за ускоряване от скорост v_{min} до скорост v_{max} се определя като сума от времената за ускоряване във всеки скоростен интервал, или

$$t_y = \sum \frac{\Delta v_i}{a_{cpi}}. \tag{25.47}$$

Пътят за ускоряване се определя, като се приема, че в границите на всеки интервал машината се движи с постоянна средна скорост

$$v_{cpi} = 0{,}5(v_1 + v_2)$$

за интервала от v_1 до v_2. Тогава пътят S_i е

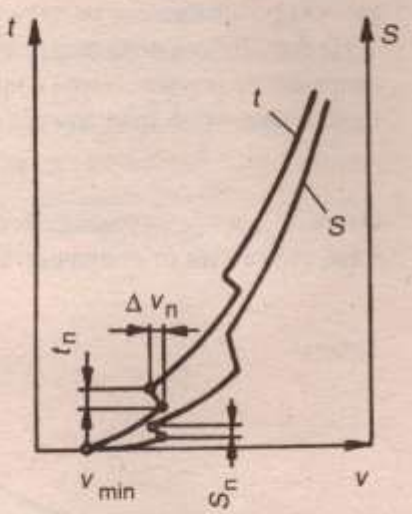
$$S_1 = v_{ср1} t_1 .$$

Общият път за ускоряване от скорост v_{min} до скорост v_{max} се определи като

$$S_y = \sum v_{ср.i} t_i . \qquad (25.48)$$

За да се постигне максимална бързина при ускоряването, необходимо е при скоростта на движение, при която се пресичат кривите на ускорението на отделните предавки, да се превключва от по-ниска към по-висока предавка. Например при скорост v_1 е целесъобразно от III предавка да се премине на IV предавка (фиг. 25.25).

По получените стойности за времето и пътя за ускоряване се построява графичната зависимост на t_y и S_y от скоростта на движение (фиг. 25.26). Кривите започват от минималната устойчива скорост v_{min}, където $t_y = 0$ и $S_y = 0$. При превключване на предавките в предавателната кутия машината през времето $t_п$ се движи по инерция и скоростта ѝ се намалява с $\Delta v_п$, а пътят се увеличава с $S_п$. Времето $t_п$ зависи от конструкцията на трансмисията, типа на двигателя и квалификацията на водача.



Фиг. 25.26. Зависимост на времето и пътя от скоростта

26. СПИРАЧНИ СВОЙСТВА НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

Спирачни са съвкупността от свойства, които определят спирачното закъснение на автомобила при движение при различни пътни условия в спирачен режим за намаляване на скоростта или за спиране на машината. Освен това определят и условията, при които е възможно задържането на машината на място или в движение с минимална скорост при спускане по наклонен път. Тези свойства имат важно значение за повишаването на активната безопасност в автомобила.

Спирането може да бъде работно, аварийно и за паркиране.

Работното (служебното) спиране трябва да дава възможност за контрол на движението на колесната машина така, че сигурно, бързо и ефективно да бъде спряна независимо от скоростта на движение, натоварването и наклона на пътя.

Аварийното (внезапното) спиране трябва да осигурява максимално спиране на колесната машина на достатъчно късо разстояние, за да се предотврати автотранспортно произшествие. Процесът на работното и аварийното спиране трябва да бъде регулируем.

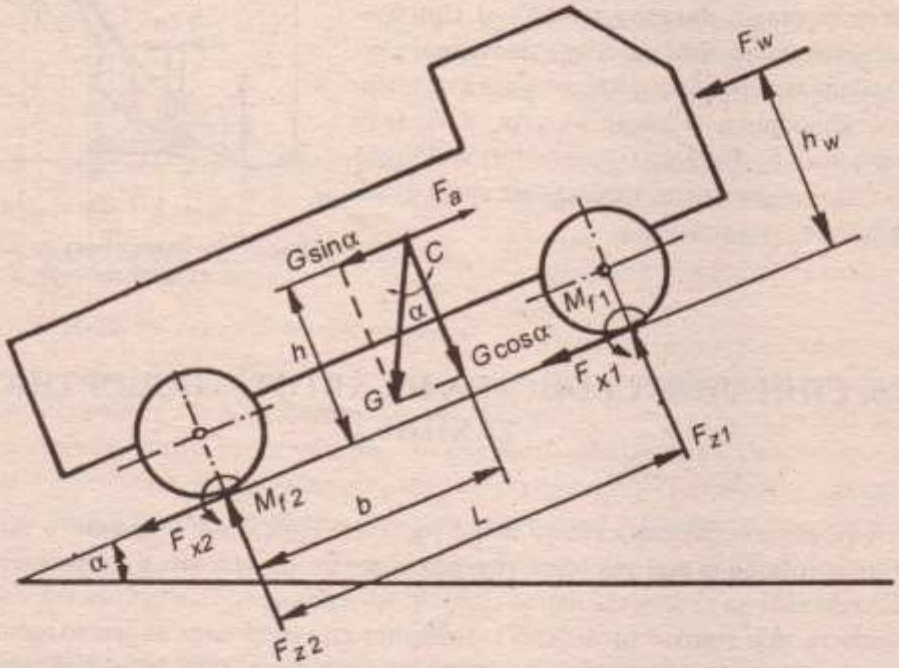
Спирането за паркиране трябва да осигурява неподвижност както при изкачване, така и при спускане на колесната машина, даже и когато водачът не се намира в кабината ѝ.

Спирането на автомобила *се осъществява* основно чрез създаване на спирачен момент от спирачките върху колелата. За спиране може да се използва съпротивителният момент на двигателя, а също и съпротивителните сили на движението – съпротивлението на пътя и съпротивлението на въздуха.

На фиг. 26.1 са показани действащите сили при спиране на колесна машина със спирачки на всички колела и при движение по наклон. Уравнението на движението на машината в този случай се записва в следния вид:

$$F_a = F_{x1} + F_{x2} + F_w + F_i, \qquad (26.1)$$

където F_{x1} и F_{x2} са равнодействащите на тангенциалните реакции в контактната зона, създадени от спирачните моменти на предните и задните колела.



Фиг. 26.1. Схема на силите при спиране на колесна машина

Спирачните свойства на автомобила *се оценяват* по максималното спирачно (линейно) закъснение $a_{c\,max}$, което може да се реализира в пътни условия; максималният спирачен път $S_{c\,min}$, който машината изминава при спирането; времето за спиране $t_{c\,min}$, през което машината изминава пътя $S_{c\,min}$.

Максималното спирачно закъснение $a_{c\,max}$ се определя, като не се отчита въздушното съпротивление ($F_w = 0$), когато ходовите колела не се търкалят ($M_f = 0$), а върху тях действа максималната спирачна сила $F_{x\,max} = F_{x1\,max} + F_{x2\,max}$. Тогава

от уравнение (26.1) и (25.23) следва

$$a_{c\max} = \frac{g}{\delta_a G}(F_{x\max} \pm F_i). \tag{26.2}$$

Максималната спирачна сила $F_{x\max}$ е равна на силата на сцепление $F_{x\varphi}$

$$F_{x\max} = F_{x\varphi} = \varphi_x F_z,$$

където $F_z = F_{z1} + F_{z2}$ е нормалната реакция на пътя върху спирачните колела на машината.

Нормалната реакция на F_z е равна на спирачното тегло G_c, т.е теглото на машината върху спирачните колела. При спирачки, поставени на всички ходови колела, цялото тегло G участва в създаването на спирачната сила. Тогава

$$F_{x\max} = \varphi_x G_c = \varphi_x G\cos\alpha,$$

и уравнение (26.2) приема вида

$$a_{c\max} = \frac{g}{\delta_a}(\varphi_x\cos\alpha \pm \sin\alpha). \tag{26.3}$$

За хоризонтален път

$$a_{c\max} = \frac{g}{\delta_a}\varphi_x. \tag{26.4}$$

При спиране със спирачки обикновено съединителят се изключва, което води до значително намаляване на коефициента δ_a, а при блокиране на колелата $\delta_a = 1$. Тогава за хоризонтален път

$$a_{c\max} = \varphi_x g. \tag{26.5}$$

Това уравнение показва, че максималната стойност на спирачното закъснение по сух хоризонтален път (φ_x = 0,7– 0,8) може да достигне 7–8 m/s^2. За други пътни условия това закъснение е значително по-малко.

При пълното им блокиране спирачните ходови колела започват да се плъзгат и коефициентът φ_x се намалява с около 20 %. Това води до намаляване на максималната спирачна сила $F_{x\max}$, увеличаване на загряването и износването на гумите и нарушаване на устойчивото движение на машината. Обикновено спирането трябва да се извършва със спирачно закъснение при спиране 1,5–2,0 m/s^2.

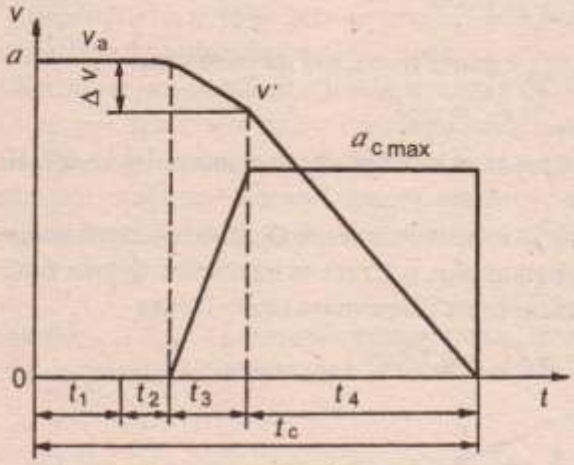
На фиг. 26.2 е показана *спирачната диаграма* за изменение на скоростта на движение и спирачното закъснение при спиране.

Пълното време за спиране t_c на машината от скорост v_a до $v = 0$ е

$$t_c = t_1 + t_2 + t_3 + t_4. \tag{26.6}$$

Времето t_1 включва времето за реакция на водача за вземане на решение за спиране и преместване на крака върху спирачния педал. Това време зависи от индивидуалните способности и квалификацията на водача и се приема от 0,4 до 1,5 s.

Времето t_2 обхваща интервала от момента на притискане на спирачния педал до началото на спиране. През това време се обират всички хлабини в спирачното задвижване и спирачките. Времето t_2 зависи от типа на задвижването и от техническото му състояние. Стойността му е 0,2–0,4 s за хидравлично, 0,6–0,8 s за пневматично задвижване на автомобили и 1–2 s за автовлакове.



Фиг. 26.2. Спирачна диаграма

Времето t_3 е за увеличаване на спирачното закъснение от нула до $a_{c\,max}$. Това време зависи от интензивността на спиране, натоварването на машината и от пътните условия и се изменя в широки граници – от 0,5 до 1,5 s.

Времето t_4 е времето за спиране с пълна сила.

През времето t_1 и t_2 машината се движи равномерно със скорост v_0, през времето t_3 скоростта се намалява, а през времето t_4 спирачното закъснение е постоянно.

За да се определи скоростта на движението през времето t_3, приема се, че спирачното закъснение се изменя линейно и приблизително е равно на 0,5 $a_{c\,max}$. Тогава

$$\Delta v = v_0 - v' = 0{,}5 a_{c\,max} t_3 , \tag{26.7}$$

откъдето

$$v' = v_0 - 0{,}5 a_{c\,max} t_3 .$$

През времето t_4 скоростта на машината се изменя от v' до 0, или

$$t_4 = \frac{v'}{a_{c\,max}} = \frac{v_o}{a_{c\,max}} - 0{,}5 t_3 .$$

Общото време за спиране t_c е

$$t_c = t_1 + t_2 + 0{,}5 t_3 + \frac{v_0}{a_{c\,max}} . \tag{26.8}$$

Когато всички ходови колела достигнат максимални спирачни сили, при $\delta_a \approx 1$

$$t_c = t_1 + t_2 + 0{,}5 t_3 + \frac{v_0}{\varphi_x g} . \tag{26.9}$$

Спирачният път S_c се определя от сумата

$$S_c = S_1 + S_2 + S_3 + S_4, \tag{26.10}$$

където S_1, S_2, S_3 и S_4 са изминатите дължини от пътя съответно за времето t_1, t_2, t_3 и t_4.

През времето $t_1 + t_2$ скоростта е постоянна и равна на първоначалната v_0, тогава

$$S_1 + S_2 = (t_1 + t_2)v_0. \tag{26.11}$$

Изминатият път S_3 през времето t_3 се определя, като се използва уравнение (26.7)

$$S_3 = v_0 t_3 - \frac{t_3^2}{2} a_{c\,max} = v_0 t_3 - \frac{t_3^2}{2} g\varphi_x. \tag{26.12}$$

Спирачният път S_4 се определя от условието за равенство между кинетичната енергия на машината и работата на спирачната сила с максимално спирачно закъснение

$$\delta_a \frac{G(v')^2}{g \cdot 2} = (F_{x\,max} \pm G\sin\alpha)S_4.$$

Спирачният път S_4 оттук е

$$S_4 = \frac{\delta_a (v')^2}{2g(\varphi_x \cos\alpha \pm \sin\alpha)}, \tag{26.13}$$

а за хоризонтален път и при $\delta_a = 1$

$$S_4 = \frac{(v')^2}{2g\varphi_x}. \tag{26.14}$$

Ако се замести v' от уравнение (26.7), получава се

$$S_4 = \frac{\left(v_o - \frac{a_{c\,max} t_3}{2}\right)^2}{2g\varphi_x}$$

и $a_{c\,max}$ от уравнение (26.5), съответно

$$S_4 = \frac{v_0^2}{2g\varphi_x} - \frac{v_0 t_3}{2} + \frac{g\varphi_x t_3^2}{8}. \tag{26.15}$$

Общият спирачен път S_c след пренебрегване поради малките им стойности на последните членове в S_3 и S_4, които съдържат t_3^2, окончателно е

$$S_c = \left(t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2}\right)v_o + \frac{v_0^2}{2g\varphi_x}. \tag{26.16}$$

Много често в практиката се налага да се намалява скоростта на движение на колесната машина, особено при слизане по наклон, чрез двигателя. При спирането с двигателя поради това, че спирачната му сила се разпределя по-плавно и

равномерно върху колелата, устойчивостта на автомобила значително се подобрява при спиране в завой, на мокър или заледен път.

Спирачният път *зависи* от техническото състояние на спирачките, началната скорост на движение и от коефициента на сцепление. При това спирачният път е правопропорционален на квадрата на скоростта, при която е започнало спирането, и обратнопропорционален на коефициента на сцепление. В табл. 26.1 са посочени изчислителните стойности на спирачния и на общия спирачен път в зависимост от v_0 и φ_x (като стойностите са закръглени). От табл. 26.1 се вижда, че увеличаване на началната скорост два пъти предизвиква увеличаване на спирачния път четири пъти, а при спиране върху лед спирачният път е 5–6 пъти по-голям, отколкото при спиране на сух асфалтобетонен път.

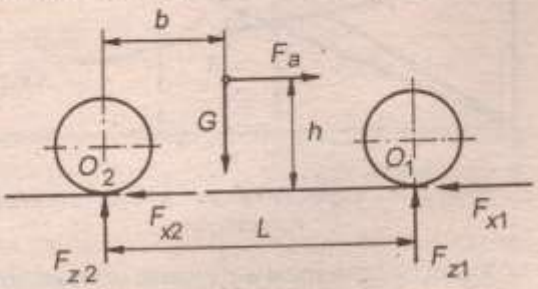
Таблица 26.1. Спирачен път в зависимост от скоростта

Скорост, km/h	Регламентиран спирачен и общ спирачен път, m, при φ_x						
	0,7	**0,6**	**0,5**	**0,4**	**0,3**	**0,2**	**0,1**
30	7	8	10	13	17	25	51
	16	19	21	24	28	36	62
40	13	15	18	23	30	45	90
	25	27	30	35	42	57	103
50	20	24	28	36	47	71	140
	35	39	43	50	62	86	160
60	29	34	41	51	68	102	205
	47	52	59	70	86	120	220
70	40	46	56	70	93	140	280
	60	67	77	90	115	160	300
80	52	60	73	91	121	180	360
	76	64	97	115	145	205	390
90	66	75	92	115	153	230	460
	93	103	120	140	180	260	490

Спирачният път и максималното спирачно закъснение са *регламентирани* в Правилника за прилагане на Закона за движение по пътищата. Изискванията са моторните превозни средства при еднократно натискане на педала на работната спирачка, без товар и при скорост 30 km/h на сух хоризонтален път с твърдо покритие и коефициент на сцепление, не по-малък от 0,6, да имат при леките

автомобили спирачен път, не по-голям от 7,2 m, и максимално закъснение, не по-малко от 5,8 m/s^2. За товарните автомобили с максимална маса до 8 t и автобусите с дължина до 7,5 m тези стойности са съответно 9,5 m и 5,0 m/s^2, докато при маса над 8t и дължина над 7,5 m стойностите са 11,0 m и 4,2 m/s^2.

При максимално спирачно закъснение $a_{c\,max}$ и минимален спирачен път $S_{c\,min}$ спирачната сила на всяко колело трябва да е пропорционална на нормалната реакция. Това означава, че спирачните сили на предните и на задните колела едновременно трябва да достигнат максималните си стойности по сцепление с пътя. При спиране обаче инерционната сила F_a, действаща на рамо h (фиг. 26.3), предизвиква *преразпределяне на вертикалното натоварване* между предния и задния мост. При тази схема съпротивлението на въздуха F_w, съпротивлението от придвижване на колелата F_f и влиянието на въртящите се маси се пренебрегват и движението се разглежда на хоризонтален път без теглително натоварване F_T.



Фиг. 26.3. Преразпределяне на натоварването на мостовете при спиране

Нормалните реакции F_{z1} и F_{z2} се определят от условието за равновесие на моментите спрямо точките на контакта O_1 и O_2

$$F_{z1} = \frac{Gb}{L} + \frac{G}{g} a_c \frac{h}{L}, \tag{26.17}$$

$$F_{z2} = \frac{G(L-b)}{L} - \frac{G}{g} a_c \frac{h}{L}, \tag{26.18}$$

където a_c е спирачното закъснение.

От уравнения (26.17)и (26.18) се вижда, че предният мост се донатоварва, а задният се разтоварва при спиране.

Изискването за пропорционалност на спирачните сили на колелата и нормалните реакции може да се запише във вида

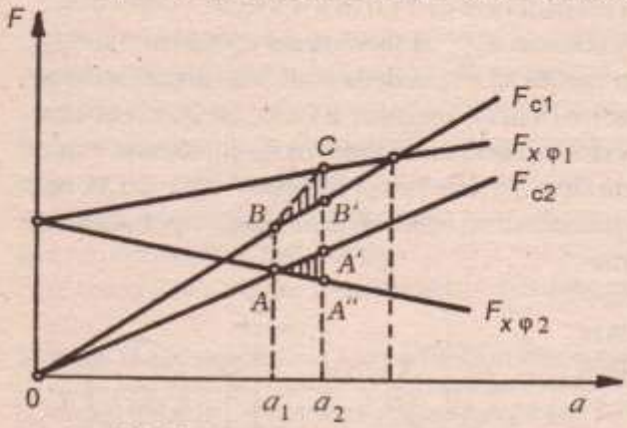
$$\frac{F_{x1}}{F_{x2}} = \frac{F_{z1}}{F_{z2}} = \frac{bg + a_c h}{(L-b)g - a_c h} \tag{26.19}$$

От уравнение (26.19) се вижда, че тази пропорционалност може да бъде спазена само при определена стойност на спирачното закъснение a_c. При всички други режими на спиране силата на сцепление $F_{x\varphi}$ се използва непълно или само от предния мост, или само от задния мост.

На фиг. 26.4 е показано изменението на спирачните сили F_c на спирачките и силите на сцепление $F_{x\varphi}$ на ходовите колела с пътя при спиране на автомобила.

При определена стойност на спирачното закъснение a_1 спирачната сила на зад-

ния мост F_{c2} става равна на силата на сцепление на задния мост $F_{x\varphi 2}$ (т. А). В случая задните колела ще се плъзгат по пътя, а предните колела ще продължават да се търкалят (т. В). При спиране с по-голямо спирачно закъснение, напр. a_2, силата на сцепление $F_{x\varphi 2}$ се намалява и реализираната спирачна сила на задния мост ще бъде по-малка, което налага увеличаване на спирачната сила на предния мост. В случая отсечката А′А″ трябва да бъде равна на отсечката В′С. Ако т. С е върху правата $F_{x\varphi 1}$, сцеплението и на предните колела се използва напълно и те също ще започнат да се плъзгат.



Фиг. 26.4.Спирачни сили и сили на сцепление при спиране

При леките автомобили статичното натоварване на двата моста е почти еднакво, поради което при спиране $F_{z1} > F_{z2}$. Това налага спирачките в двата моста да бъдат конструирани така, че $F_{c1} > F_{c2}$.

При товарните автомобили и автобусите обикновено $F_{z2} > F_{z1}$, което налага да се спазва изискването $F_{c2} > F_{c1}$.

При автовлаковете е необходимо ремаркето и полуремаркето да не създават бутаща сила в теглича на влекача. Това условие е изпълнено, ако спирачното закъснение a на влекача е по-малко или равно на спирачното закъснение a_{cp} на ремаркето. Освен това спирането на ремаркето трябва да започва малко по-рано, а изключването на спирачките му да завършва малко по-късно, отколкото на влекача.

27. ГОРИВНА ИКОНОМИЧНОСТ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

Горивната икономичност на автомобилите *се оценява* по разхода на гориво Q в литри на 100 km изминат път при равномерно движение с постоянна скорост при определени пътни условия.

Разходът на гориво се определя по израза

$$Q = \frac{g_e P_e'}{1000\rho} \cdot \frac{100}{v} = \frac{g_e P_e'}{10\rho v}, \text{ l/100 km}, \qquad (27.1)$$

където g_e е специфичният разход на гориво на двигателя, g/kWh;

ρ – плътността на горивото, kg/l;

v – скоростта на автомобила, km/h;

P_e' – мощността на двигателя, kW.

Необходимата мощност на двигателя за равномерно движение на автомобила с определена скорост и при изкачване на наклон (вж. формули 25.20 и 25.28) е

$$P_e' = \frac{P_п}{\eta_{тр}} = \frac{F_п v}{\eta_{тр}} = \frac{\psi G + 0{,}5 c_x \rho S v^2}{\eta_{тр}} v, \qquad (27.2)$$

откъдето

$$Q = \frac{g_e(\psi G + 0{,}5 c_x \rho S v^2)}{10 \rho \eta_{тр}}. \qquad (27.3)$$

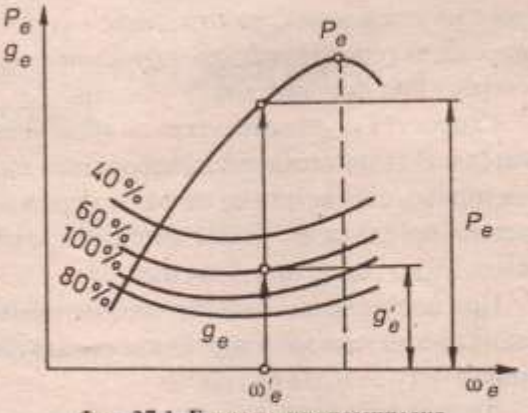
От уравнение (27.3) се вижда, че горивната икономичност на даден автомобил зависи от специфичния разход на гориво на двигателя g_e, пътните условия ψ и скоростта на движение v.

Аналитичното определяне на разхода на гориво е затруднено поради това, че специфичният разход на гориво на двигателя g_e е променлива величина и зависи от скоростния и товарния режим на двигателя. Зависимостта на g_e от P_e и v (или ω_e) се установява по опитен път, като получената характеристика се нарича *горивно-икономическа характеристика на двигателя* (фиг. 27.1). При нея отделните криви за g_e са получени при различно натоварване на двигателя

$$\chi = \frac{P_e'}{P_e}, \%, \qquad (27.4)$$

където P_e е мощността на двигателя от неговата скоростна характеристика при същата ъглова скорост.

Горивно-икономическата характеристика на автомобила представлява графична зависимост на разхода на гориво за 100 km изминат път от скоростта на движение при различни пътни условия. Тази характеристика на автомобила (фиг. 27.2) може да се снеме опитно при пътни изпитвания или да се построи аналитично, като се използват уравнение (27.3) и опитно получена горивно-икономическа характеристика на двигателя.

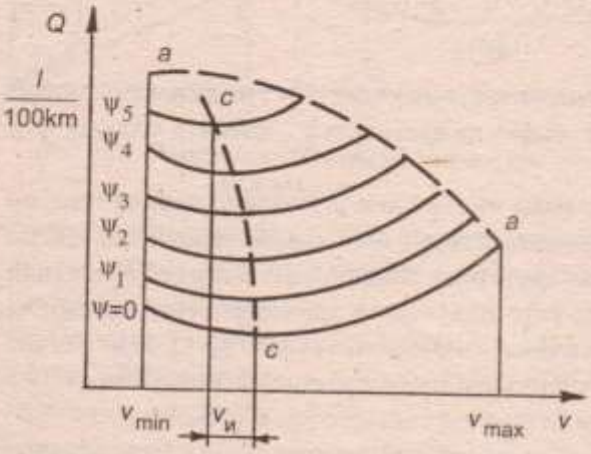


Фиг. 27.1. Горивно-икономическа характеристика на двигателя

При теоретичното построяване на горивно-икономическата характеристика на автомобила за произволно избрана скорост на движение v' за даден постоянен коефициент на съпротивлението на

пътя ψ_1 по уравнение (27.2) се изчислява необходимата мощност на двигателя P_e' за осигуряване на зададеното движение. По уравнение (25.39) в зависимост от включената предавка в предавателната кутия се определя ъгловата скорост ω_e' на двигателя и от фиг. 27.1 за тази ъглова скорост ω_e' се отчита мощността P_e от скоростната характеристика (при пълно натоварване на двигателя). След определяне на коефициента ψ (вж. уравнение 25.21) от фиг. 27.2 в зависимост от неговата стойност се отчита специфичният разход на гориво. По уравнение (27.3) се изчислява разходът на гориво Q' за зададените v' и ψ_1.

По аналогичен начин и за други стойности на v и ψ се определя съответният разход на гориво, след което се построяват кривите на характеристиката (фиг. 27.2).



Фиг. 27.2.Горивно-икономическа характеристика на автомобила

Анализът на кривите на характеристиката показва, че *горивната икономичност се изменя в зависимост от скоростта на движение и пътните условия.* На всяка крива може да бъде определен минималният разход на гориво при определена скорост на движение, наречена *икономична скорост.* Освен това може да бъде определена максималната скорост на движение v_{max}, която съответства на разхода на гориво при пълно натоварване на двигателя.

Кривата *c–c* съответства на минималния разход на гориво и икономичната скорост на движение $v_и$ за отделните пътни съпротивления. Кривата *a–a* определя разхода на гориво при пълното натоварване на двигателя и максималната възможна скорост при дадените пътни условия.

Скоростта v_{min} съответства на минималната устойчива ъглова скорост на двигателя. В техническата характеристика на автомобила се дава контролен разход на гориво, съответстващ на равномерно движение с икономична скорост на директна предавка и с пълно натоварване по сух асфалтиран хоризонтален (с наклон, не по-голям от 1,5 %) път.

При построяването на горивно-икономическата характеристика на автомобила не са отчетени многобройните *експлоатационни фактори*, които оказват влияние върху разхода на гориво.

Характеристиката е построена за равномерно движение, а през време на работа автомобилът се ускорява, движи се по инерция, има спиране. При ускоряване разходът на гориво се увеличава поради нарастването на съпротивителните сили. При движение по инерция и при спиране на автомобила двигателят работи на

празен ход. При лоши пътни условия движението се извършва на ниските предавки и се увеличава разходът на гориво. Режимите на движение и смяната на предавките се извършват от водача в зависимост от неговия опит, което може да доведе до значителни разлики в разхода на гориво.

Нарушаването на оптималните регулировки в горивната и запалителната уредба и в газоразпределителния механизъм също води до голямо увеличаване на разхода на гориво. При понижаване на температурата на охлаждащата течност от 95 на 75 °С разходът на гориво се увеличава с 6–7 %, а при понижаването ѝ до 65 °С – почти с 25 %.

Техническото състояние на автомобила оказва съществено влияние върху разхода на гориво. При една неработеща запалителна свещ в шестцилиндров двигател разходът на гориво се увеличава с 20–25 %, а при две неизправни свещи – до 50–60 %. Неправилната регулировка на зъбните колела в главното предаване, на лагерите на колелата, на спирачките, на ъглите на стабилизация на управляемите колела, ниското налягане на въздуха в гумите водят до увеличаване на разхода на гориво с 10–20 %.

Върху разхода на гориво оказва влияние и качеството на използваните горива и масла. При използване на бензин с по-малко октаново число разходът на гориво може да се увеличи с 15–20 %.

В практиката много често мощността на двигателя на автомобила не се използва напълно, което води до увеличаване на разходите. Ефективен начин за увеличаване на натоварването на автомобила е използването на автовлаковете. Независимо от това, че при автовлаковете разходът на гориво нараства поради по-големите съпротивления на движение в сравнение с единичния автомобил, специфичните разходи се намаляват.

28. УПРАВЛЯЕМОСТ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

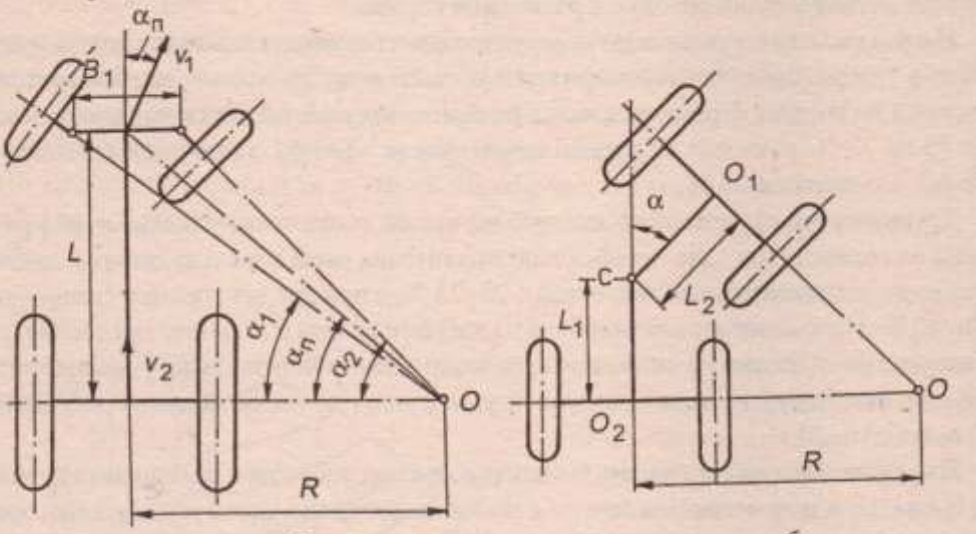
28.1. Управляемост на колесна машина

Управлението на автомобила може *да бъде осъществено*:

- чрез завъртане на управляемите колела;
- чрез шарнирна рама.

Най-широко разпространено при автомобилите е управлението чрез завъртане на управляемите колела. Шарнирната рама за управление се използва при колесна машина с четири задвижващи колела с еднакви размери, като едната част на машината се завърта спрямо другата на определен ъгъл.

Кинематика на завоя. На фиг. 28.1 са показани схемите на четириколесна машина, която извършва завой с *постоянен радиус R* на хоризонтален път и не се отчита страничната еластичност на гумите.



а *б*

Фиг. 28.1. Схема на колесна машина при завой
а – чрез управляеми колела; *б* – чрез шарнирна рама;
$\alpha_п$ – среден ъгъл на завиване; v_1, v_2 – скорост на предна, задна ос

Чисто търкаляне на ходовите колела (без странично плъзгане и странична деформация) при движение в завой може да бъде осигурено само в случай, че осите им се пресичат в една точка O, наречена *център на завоя*.

Предните управляеми колела (фиг. 28.1 *а*) се отклоняват от неутралното си положение на различни ъгли α_1 и α_2, като $\alpha_1 < \alpha_2$. Между двата ъгъла съществува определена зависимост, която е

$$\operatorname{ctg}\alpha_1 = \frac{R + \frac{B_1}{2}}{L},$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_2 = \frac{R - \frac{B_1}{2}}{L},$$

откъдето

$$\operatorname{ctg}\alpha_1 - \operatorname{ctg}\alpha_2 = \frac{B_1}{L}. \qquad (28.1)$$

Уравнение (28.1) показва, че връзката между ъглите α_1 и α_2 е постоянна величина и зависи от разстоянието между осите на шенкелните болтове B_1 и от надлъжната база L на машината. Това изискване се осъществява чрез свързване на управляемите колела с вече разгледания кормилен трапец. При малки ъгли на

завоя (до 15°) може да се приеме, че двете колела се завъртат на еднакви ъгли, което позволява при изчисленията да се използва средният ъгъл на завиване $\alpha_п$.

Когато не е в сила уравнение (28.1), при завой на машината се стига до странично приплъзване на управляемите колела, интензивно износване на гумите, увеличава се разходът на гориво и се затруднява управлението на машината.

За осигуряване на възможност задвижващите ходови колела да се въртят с различна ъглова скорост при завой или при движение по неравен път служи вграденият в задвижващия мост диференциал. Чрез него се избягва буксуването или приплъзването на колелата и се намалява износването на гумите.

Диференциалът (фиг. 28.2) е планетен механизъм, при който е характерна следната кинематична зависимост:

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_0. \tag{28.2}$$

При праволинейно движение $\omega_1 = \omega_2 = \omega_к$, а при $\omega_1 = 0, \omega_2 = 2\omega_0$, т.е. ако въртенето на единия полувал спре, другият полувал удвоява ъгловата си скорост. Средната скорост на задния мост v_2 (фиг. 28.1) в завой е равна на скоростта на колесната машина при праволинейно движение.

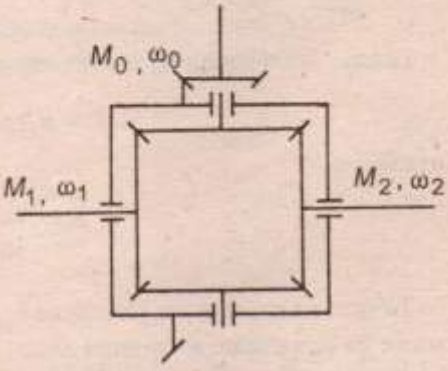
Радиусът на завоя R на *машина с управляеми колела* се определя по израза

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\alpha_п}. \tag{28.3}$$

Минималният радиус на завоя R_{min} зависи от максимално възможното завъртане на управляемите колела α_{max} и характеризира *маневреността* на колесната машина.

При колесните машини с висока маневреност управляеми са всички колела, като при завъртането им на същия ъгъл при еднаква надлъжна база L осигурява два пъти по-малък радиус на завоя.

При *колесните машини с шарнирна рама* (фиг. 28.1 *б*) радиусът на завоя за движение на хоризонтален терен е

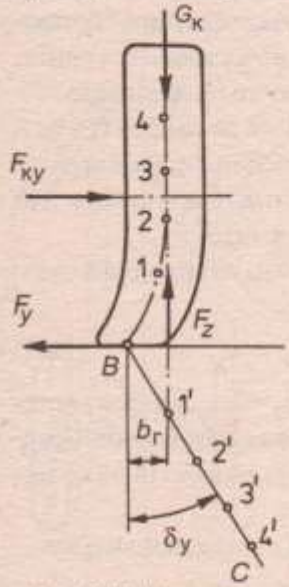


Фиг. 28.2.Схема на диференциал

$$R = \frac{L_1 + \dfrac{L_2}{\cos\alpha_п}}{\operatorname{tg}\alpha_п}. \tag{28.4}$$

Завиване с еластични колела. Известно е, че пневматичните гуми поради своята еластичност имат странична деформация при действие на странична сила. На фиг. 28.3. е показана схемата на търкаляне на еластично колело при наличие на странична сила $F_{ку}$. Под действието на $F_{ку}$ се наблюдава деформация на гумата, при която средната равнина на колелото се измества на разстояние $b_г$. Следователно при движение колелото се търкаля под някакъв ъгъл $\delta_у$ спрямо средната

равнина. Точките *1*, *2*, *3* и *4*, отбелязани върху надлъжната равнина на колелото, през време на търкалянето се изместват надясно, като оставят следи по линията *B*, *1'*, *2'*, *3'*, *4'*.



Фиг. 28.3. Търкаляне на еластично колело при действие на странична сила

Явлението, при което направлението на движение на колелото не съвпада с равнината на неговото търкаляне, се нарича *странично увличане на колелото*, а ъгълът δ_y – *ъгъл на страничното увличане*. Големината на ъгъла δ_y се увеличава с увеличаване на страничната сила $F_{ку}$ и е различна за различните конструкции пневматични гуми и режим и условия на движение.

На фиг. 28.4 е показана схемата на колесна машина при движение в завой със странично увличане на гумите. При движение в завой под действието на странична сила в най-общ случай предните и задните колела имат различни средни ъгли δ_1 и δ_2 на странично увличане.

Предната ос на машината ще се движи по направлението на вектора на скоростта v_1 (под ъгъл $\alpha_п - \delta_1$ спрямо надлъжната ос на машината), а задната ос – на вектора v_2 (под ъгъл δ_2 спрямо надлъжната ос на машината).

Моментният център на завоя на машината от т. *O* ще се премести в т. O_δ, пресечна точка на перпендикулярите към векторите на скоростите v_1 и v_2.

Радиусът на завоя R_δ в този случай се определя от уравнението

$$L = R_\delta \operatorname{tg}(\alpha_п - \delta_1) + R_\delta \operatorname{tg}\delta_2,$$

откъдето

$$R_\delta = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha_п - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2}. \qquad (28.5)$$

Ъглите на странично увличане δ_1 и δ_2 са малки (5–7°) и тогава уравнение (28.5) може да се запише в следния вид:

$$R_\delta \approx \frac{L}{\operatorname{tg}\alpha_п - \operatorname{tg}\delta_1 + \operatorname{tg}\delta_2}. \qquad (28.6)$$

Анализът на уравнение (28.3) и (28.6) показва, че в зависимост от големината на ъглите на странично увличане δ_1 и δ_2 са възможни следните три случая:

а) ако $\delta_1 = \delta_2$, тогава $R = R_\delta$, страничното увличане не оказва влияние върху радиуса на завоя и колесната машина има нормална склонност към завиване;

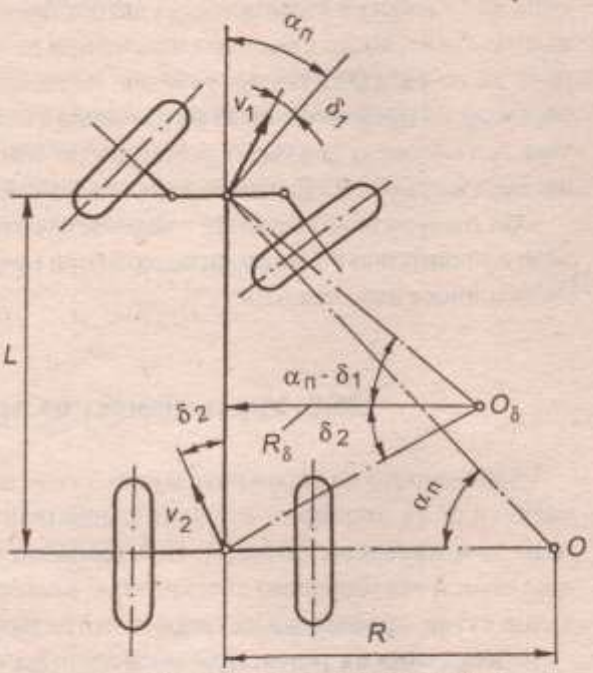
б) ако $\delta_1 > \delta_2$ тогава $R < R_\delta$ и колесната машина има намалена склонност към завиване;

в) ако $\delta_1 < \delta_2$, тогава $R > R_\delta$ и машината има увеличена склонност към завиване.

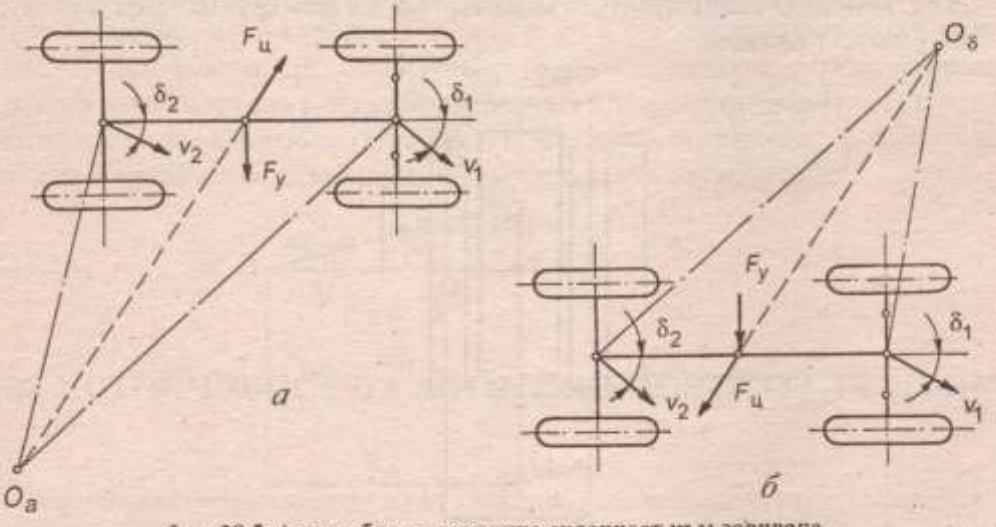
Върху *устойчивостта на движението* оказват влияние вторият и третият

случай ($\delta_1 \neq \delta_2$). При праволинейно движение на автомобил с намалена склонност на завиване ($\delta_1 > \delta_2$) (фиг. 28.5 *а*) под действието на страничната сила F_y (непрекъснат страничен вятър) машината извършва самопроизволен завой с център O_a. Създадената от завоя центробежна сила $F_ц$ противодейства на силата F_y. Това противодействие води до намаляване на страничното увличане на гумите и автомобил с намалена склонност към завиване автоматично поддържа устойчиво праволинейно движение.

При автомобили с увеличена склонност към завиване ($\delta_1 < \delta_2$) (фиг. 28.5 *б*) посоката на центробежната сила $F_ц$ съвпада с посоката на силата F_y. Сумирането на двете сили е причина за допълнително напречно увличане и радиусът на завоя се намалява. С намаляването на радиуса на завоя още повече се увеличава центробежната сила, която от своя страна предизвиква ново увеличаване на страничното увличане и т.н. В случая автомобилът ще се движи в самопроизволен завой с постоянно намаляване на радиуса на завоя. За да се намали увличането,



Фиг. 28.4.Схема на движение в завой със странично увличане



Фиг. 28.5. Автомобили с различна склонност към завиване

необходимо е управляемите колела да се завъртат чрез кормилното управление обратно на самопроизволния завой, т. е. по посока на увличането на колелата.

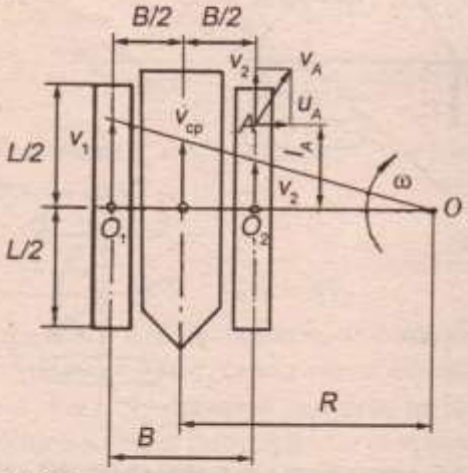
За да се избегне възможността автомобилите да бъдат с увеличена склонност към завиване, което е особено опасно при движение с голяма скорост, необходимо е да се създадат такива условия, които да осигуряват по-голямо странично увличане на предните колела в сравнение със задните. При леките автомобили за тази цел масовият център се разполага по-близо до предния мост и налягането на въздуха в гумите на предните колела е по-ниско от това на задните.

При товарните автомобили и автобусите страничното увличане на задните колела е значително по-малко отколкото при предните, което им осигурява понижена склонност към завиване.

28.2. Управляемост на верижна машина

Управлението на верижните машини *се осъществява* чрез изменяне на движещите сили на отделните верижни движители и създаването на отклоняващ момент за извършване на завой. Във верижните машини *за управление се използват* странични (бордови) съединители, планетни механизми, специални предавателни кутии с разделяне на силовия поток и др.

Кинематика на завоя. При завой двете вериги имат различна скорост на постъпателно движение. Външната верига, наречена *изпреварваща*, се движи с по-голяма скорост v_1 от скоростта v_2 на вътрешната верига, наречена *изоставаща* (фиг. 28.6). Точката O е моментен център на въртене и е центърът на завоя, а радиусът R – радиусът на завоя.



Фиг. 28.6. Схема на завиване на верижна машина

От схемата на скоростите (фиг. 28.6) може да бъдат определени

$$v_1 = \omega(R + 0{,}5B), \qquad (28.7)$$

$$v_2 = \omega.(R - 0{,}5B), \tag{28.8}$$

$$v_{ср} = \frac{v_1 + v_2}{2} = \omega R. \tag{28.9}$$

Скоростите v_1 и v_2 на постъпателното движение на веригите при отсъствие на буксуване или приплъзване се определят от ъгловите скорости ω_1 и ω_2 на съответните задвижващи ходови колела или $v_1 = \omega_1 r_к$ и $v_2 = \omega_2 r_к$.

Отношението на ъгловите скорости ω_1 и ω_2 е предавателното число i на механизмите за управление на верижната машина. Тогава

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{R + 0{,}5B}{R - 0{,}5B}. \tag{28.10}$$

Радиусът на завоя е

$$R = \frac{B}{2} \cdot \frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_1 - \omega_2}. \tag{28.11}$$

Отношението

$$\frac{R}{0{,}5B} = \rho \tag{28.12}$$

се нарича *относителен радиус на завоя*.

След заместване на R от уравнение (28.11) за ρ се получава

$$\rho = \frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_1 - \omega_2} = \frac{i + 1}{i - 1}. \tag{28.13}$$

Движението на веригите при завой е сума от две движения – преносно праволинейно движение и относително движение. Всички точки от надлъжните оси на веригите, които минават през полюсите O_1 и O_2, имат еднакви скорости на преносното движение, съответно v_1 и v_2. Скоростите на относителното движение са различни и зависят от разстоянието l_A до полюса. Абсолютната скорост v_A на произволна т. A от надлъжната ос на веригата е геометрична сума от скоростите

$$v_2 = \omega(R - 0{,}5B) \text{ и } u_A = \omega l_A.$$

29. УСТОЙЧИВОСТ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

Устойчивостта е съвкупност от свойства, които определят критичните показатели за устойчиво движение и положение на автомобила. *Устойчиво движение* е това, при което след временно отклонение, предизвикано под действието на различни сили, показателите на автомобила приемат първоначалните си стойности. *Показателите*, които определят границата между устойчивото и неустой-

чивото движене, се наричат *критични*. В редица случаи граничните условия на устойчивостта и неустойчивостта се определят не от показателите на движението, а от положението на автомобила. Критичните условия при това се определят от надлъжните и напречните ъгли на наклона на пътя спрямо хоризонталната равнина.

29.1. Курсова устойчивост на автомобила

Основни параметри. Под *курсова устойчивост* на автомобила се разбира способността на машината да следва зададеното ѝ направление на движение. Управлението на транспортната машина се заключава в ориентиране в пространството на нейната надлъжна ос, т.е. изменение на курсовия ъгъл. *Курсовият ъгъл* се определя като ъгъл между проекцията на надлъжната ос на автомобила върху равнината на пътя и неподвижна права от същата равнина.

Курсовата устойчивост на транспортната машина *характеризира стабилността* на направлението на движение при различни въздействия, като страничен вятър, неравности на пътя, незначително завъртане на кормилното колело и др.

Устойчивостта на движението на автомобила е свързана с неговата *управляемост*. В редица случаи е желателно постоянно запазване на параметрите на управление за определен участък от пътя. При транспортна машина, която има добра устойчивост, запазването на тези параметри и приближаването им до оптималните стойности, без намесата на водача, е в значително по-широк интервал отколкото при машини с лоша устойчивост. Поради това съвпадането на действителните параметри с желателните при еднакви експлоатационни условия е толкова по-голямо, колкото по-добра е устойчивостта на движението на автомобила.

Транспортна машина с лоша курсова устойчивост заема лента от пътното платно, значително по-голяма от габаритната широчина на машината поради неустойчивото си движение. Това налага непрекъснато въздействие на водача върху органите за управление.

Устойчивостта на движението се отнася към тези експлоатационни свойства на автомобила, които нямат строги ограничения, показатели и методи за оценка. В теорията има различни преки и косвени показатели и зависимости за устойчивостта на движението. Най-често се използва определянето на критичната скорост на устойчиво праволинейно движение.

Критична скорост $v_{кр}$ на *устойчиво праволинейно движение* се нарича тази скорост, при чието достигане транспортната машина е неустойчива по отношение на ъглова скорост, т.е. при въздействие върху машината се предизвиква криволинейно движение с увеличаваща се кривина, което може да доведе до преобръщане или плъзгане. Необходимо е критичната скорост $v_{кр}$ да бъде по-голяма от максималната скорост v_{max} на движение на машината.

Върху курсовата устойчивост на автомобила най-голямо влияние оказват

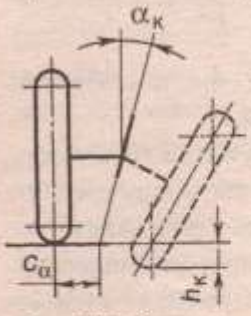
страничните сили, които най-често са резултат от действието на центробежната сила при движение на машината в завой. Страничните сили са толкова по-големи, колкото е по-голяма скоростта на движение и по-малък радиусът на завоя. Странични сили се появяват и при спиране, когато отделните ходови колела имат различни сили на сцепление с пътя, когато съпротивленията от придвижване на колелата са различни, когато управляемият мост не е правилно регулиран. Освен това странични сили действат и при движение на път с напречен наклон, при преодоляване на препятствия, при страничен вятър и пр.

Под действието на странични сили се стига до странично увличане на гумите и съответно отклонение на автомобила от зададеното от водача направление на движение. Страничното увличане на гумите оказва съществено влияние върху курсовата устойчивост на автомобила. Ъглите на странично увличане δ_1 и δ_2 и съотношенията между тях обуславят склонността на автомобила към завиване, а като следствие и курсовата устойчивост (вж. фиг. 28.5).

Скоростта на движение оказва влияние върху курсовата устойчивост. При критичната скорост транспортната машина при незавъртяни управляеми колела под действието на независимо колко голяма странична сила започва да се движи по крива с непрекъснато намаляващ се радиус, което води до загуба на управляемост. Това е границата между устойчиво и неустойчиво движение.

Критичната скорост може да има определена стойност и колесната машина да загуби управляемост. Това се отнася за транспортни машини с увеличена склонност към завиване и за осигуряване на тяхната управляемост и устойчивост е необходимо максималната им скорост на движение да бъде по-малка от критичната.

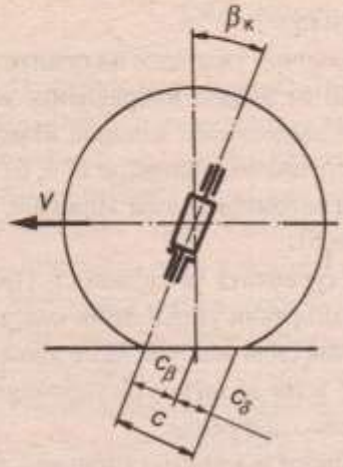
Стабилизация на управляемите колела. Управляемите колела трябва да имат способността да запазват праволинейно движение независимо от действието на случайни сили (пориви на вятъра, тласъци от преминаване на неравности на пътя и др.), стремящи се да отклонят колелото от неутралното положение. Способността на колелата да запазват неутрално положение и автоматично да се връщат към него след излизане от завоя, без прилагане на усилие към кормилното колело, се нарича *стабилизация* на управляемите колела. Стабилизацията подобрява курсовата устойчивост на автомобила. Осигурява се от напречния и надлъжния наклон на шенкелния болт, от страничната еластичност на пневматичните гуми и от триенето в кормилния механизъм.



Фиг. 29.1. Схема на напречния наклон на шенкелния болт

Напречният наклон на шенкелния болт $\alpha_к$ (фиг. 29.1) предизвиква повдигане на масовия център на машината при завиване на управляемите колела. При условно завиване на колелото на 180° вследствие на наклона на шенкелния болт колелото слиза до височина $h_к$. В действителност завиващото колело, като се опира на пътя, предизвиква съответно повдигане на предния мост и на масовия център на машината.

Когато се отпусне кормилното колело, предната част на автомобила се отпуска надолу и предните колела се връщат в положение, съответстващо на праволинейно движение. Благодарение на напречния наклон на шенкелния болт се намалява рамото c_α, а оттам и усилието, необходимо за завиване на колелата. Наклонът α се движи в границите от 4 до 8°. Стабилизиращият момент, действащ на управляемите колела, нараства с увеличаване на ъгъла на наклона на шенкелния болт и на натоварването на предния мост.



Фиг. 29.2. Схема на надлъжния наклон на шенкелния болт
c_β – стабилизиращо рамо от ъгъла $\beta_к$; c_δ – стабилизиращо рамо от ъгъла δ

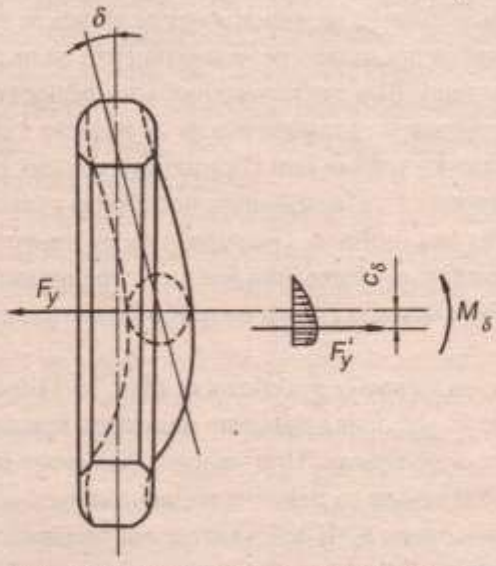
Надлъжният наклон на шенкелния болт $\beta_к$ (фиг. 29.2) при завиване на колелата от праволинейно движение или при движение в завой създава странични сили, които се стремят да завъртят колелото в неутрално положение и увеличават радиуса на завиване. Ъгълът на наклона на шенкелния болт в надлъжната равнина е 0–5°. Вследствие на това точката на пресичане на шенкелния болт с пътя е разположена на разстояние c_β, наречено стабилизиращо рамо, пред центъра на контактната площ на колелото с пътя.

При еластични колела страничната сила F_y завърта контактната повърхност на гумата на ъгъл δ спрямо равнината на въртене на колелото (фиг. 29.3).

Резултантната на елементарните странични реакции F'_y е изместена назад на разстояние c_δ, тъй като страничната деформация в задната зона на контакта е по-голяма. В резултат на това се създава стабилизиращ момент M_δ. Сумарният стабилизиращ момент при надлъжен наклон на шенкелния болт и странично увличане е

$$M_\delta = F_y c,$$

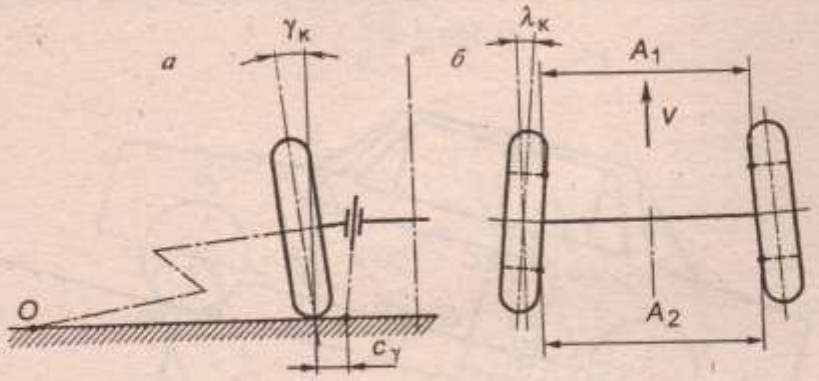
където $c = c_\beta + c_\delta$ е общото стабилизиращо рамо (фиг. 29.2).



Фиг. 29.3. Поява на стабилизиращ момент при завиване на еластично колело

Напречният наклон на колелото $\gamma_к$ (фиг. 29.4 *а*) е ъгълът между средната равнина на колелото и надлъжната равнина, перпендикулярна на повърхността на пътя. Предназначен е да намали силите на съпротивление при завиване на колелата около шенкелните бол-

тове и да компенсира влиянието на износването на шенкелните болтове върху положението на колелата. Големината на ъгъла $\gamma_к$ е в интервала 0–4°.



Фиг. 29.4. Напречен наклон (*а*) и ъгъл на събиране на управляемите колела (*б*)

Ъгълът на събиране на колелата $\lambda_к$ (фиг. 29.4 *б*) се определя от разликата между размерите A_2 и A_1, измерени между вътрешните страни на колелата в хоризонтална равнина, минаваща през центровете на двете колела, установени в неутрално положение. Ъгълът е положителен, ако разстоянието между колелата отпред е по-малко отколкото отзад. Чрез събирането на управляемите колела се предотвратява търкалянето им от автомобила по разходящи дъги при наличие на напречен наклон между тях. Оптималният ъгъл δ за различните видове гуми е от 12 до 18 % от ъгъла γ. Събирането на колелата се дава от производителите на автомобили и като разликата $A_2 - A_1$ (в mm).

29.2. Устойчивост на автомобила срещу преобръщане и плъзгане

Устойчивостта на автомобила се характеризира с граничния ъгъл на наклона, на който машината може да стои спряна със спирачки, без да се преобръща или плъзга. Този ъгъл се нарича *статичен ъгъл на устойчивост* съответно *срещу преобръщане* (за надлъжен наклон α_{lim}, за напречен наклон β_{lim}) и *плъзгане* (за надлъжен наклон α_φ, за напречен наклон β_φ).

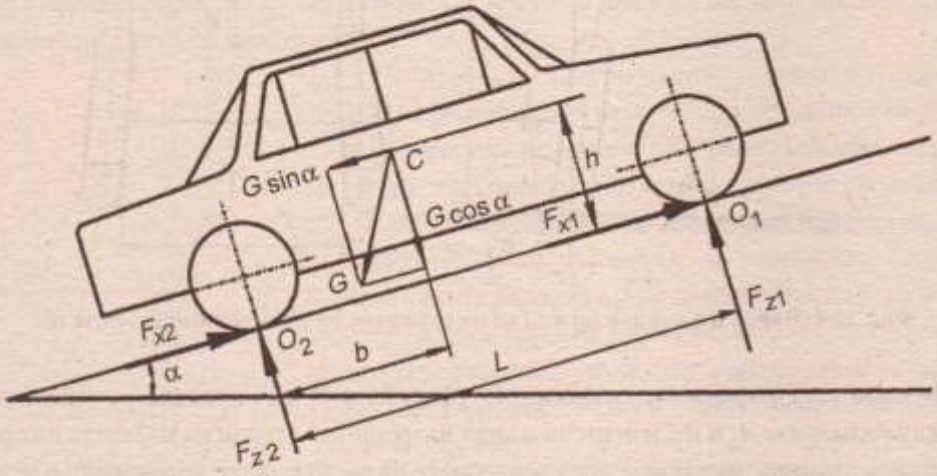
Надлъжна устойчивост. На фиг. 29.5 е показана схемата на колесна машина, спряна на надлъжен наклон в положение на изкачване.

Преобръщането на машината може да стане около допирните точки на задните колела с пътя, когато нормалната реакция на пътя върху горните колела е равна на нула. Компонентата на теглото $G\cos\alpha$ създава стабилизиращ момент, а компонентата $G\sin\alpha$ – преобръщащ момент. От условието за равновесие на машината около оста O_2 при $F_{z1} = 0$ се получава

$$G\cos\alpha b = G\sin\alpha h,$$

или

$$\mathrm{tg}\alpha_{\lim} = \frac{b}{h}. \tag{29.1}$$



Фиг. 29.5. Схема на колесна машина, спряла на наклон

Аналогично от условието за равновесие на машината в положение на слизане около оста O_1 при $F_{z2} = 0$ за граничния статичен ъгъл на надлъжна устойчивост $\alpha'_{\lim}$ се получава

$$\mathrm{tg}\alpha'_{\lim} = \frac{L-b}{h}. \tag{29.2}$$

От уравнения (29.1) и (29.2) се вижда, че надлъжната устойчивост срещу преобръщане зависи от разположението на масовия център. Ъглите $\alpha_{\lim}$ и $\alpha'_{\lim}$ за различните конструкции автомобили имат различни стойности и са в границите от 20 до 70°.

Надлъжната статична устойчивост на автомобила срещу плъзгане надолу по наклона зависи от компонентата $G\sin\alpha$. На тази сила противодейства силата F_x, чиято максимална стойност е ограничена от сцеплението на ходовия движител с пътя и е равна на силата на сцепление $F_{x\varphi}$

$$G\sin\alpha_\varphi = F_{x\varphi}.$$

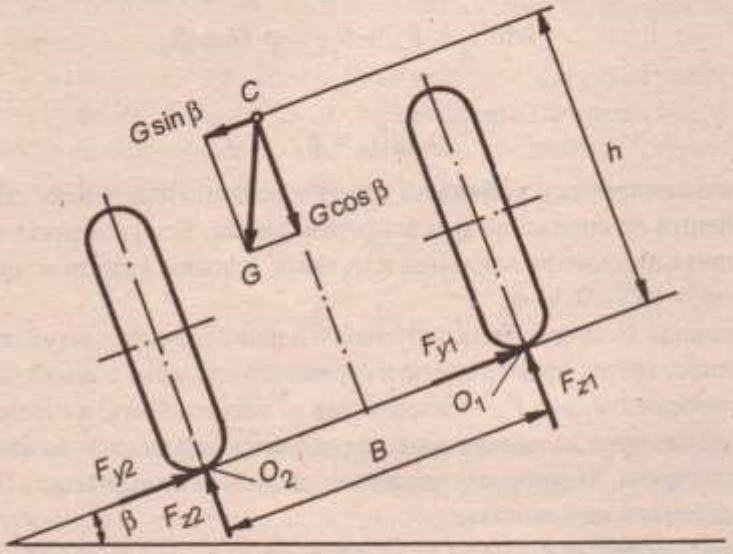
При автомобил със спирачки във всички колела (независимо при изкачване или слизане) силата $F_{x\varphi}$ се определя от уравнение (25.14), тогава

$$G\sin\alpha_\varphi = \varphi_x G\cos\alpha_\varphi$$

или

$$\mathrm{tg}\alpha_\varphi = \varphi_x. \tag{29.3}$$

Напречна устойчивост. На фиг. 29.6 е показана схемата на машина, спряна на напречен наклон β. Приема се, че преобръщането на машината се извършва около линията, която минава през средата на контактната площ на долните колела при $F_{z1} = 0$.



Фиг. 29.6. Схема на машина, спряна на напречен наклон

Условието за равновесие на машината спрямо O_2 при $F_{z1} = 0$ е

$$G\cos\beta\frac{B}{2} = G\sin\beta h,$$

откъдето

$$\mathrm{tg}\beta_{\lim} = \frac{\frac{B}{2}}{h}. \qquad (29.4)$$

При известен масов център напречно на разстояние e от надлъжната равнина на симетрия на машината статичният ъгъл на напречна устойчивост срещу преобръщане се определя от

$$\mathrm{tg}\beta_{\lim} = \frac{\frac{B}{2} \pm e}{h}, \qquad (29.5)$$

като знакът плюс се взема при напречно изместване на масовия център нагоре, а знакът минус – при изместване надолу.

От уравнения (29.4) и (29.5) се вижда, че *статичната напречна устойчивост срещу преобръщане* зависи от разположението на масовия център и от напречната база B на машината. Ъгълът $\beta_{\lim}$ зависи от конструкцията и предназначението на автомобила и е в границите от 30 до 60°.

Статичната напречна устойчивост на автомобила срещу плъзгане надолу по наклона зависи от компонентата $G\sin\beta$. На тази сила противодействат напречните реакции на пътя върху ходовия движител F_{y1} и F_{y2}. Максималната стойност на тези реакции се ограничава от силата на сцепление $F_{y\varphi}$ в напречна посока, или

$$G\sin\beta_{\varphi} = F_{y1} + F_{y2} = \varphi_y G\cos\beta_{\varphi},$$

откъдето

$$\mathrm{tg}\beta_{\varphi} = \varphi_y . \qquad (29.6)$$

Статичната напречна устойчивост срещу странично плъзгане се определя само от коефициента на сцепление φ_y в напречна посока. Коефициентът φ_y зависи от конструкцията на ходовия движител и пътните условия, като за колесни машини се приема $\varphi_y = (0{,}7 – 0{,}8)\,\varphi_x$

При движение на автомобила най-опасна и най-вероятна е загубата на напречна устойчивост срещу преобръщане и странично плъзгане в завой под действието на центробежната сила $F_ц$, компонентата от теглото $G\sin\beta$ и страничния вятър F_{wy}. Като *показател за оценка на напречната устойчивост* на автомобила се приема максимално възможната скорост на движение по окръжност без преобръщане или плъзгане на машината.

Критичната скорост при завой зависи преди всичко от основните параметри на автомобила и условията на движение. При движение в завой с радиус 50 m автомобилът се преобръща при скорост 70–75 km/h (19–20 m/s). При автомобили с високо разположен масов център опасната скорост при такъв завой е 1,5–2 пъти по-малка. При радиус на завоя 30 m и заледен път страничното плъзгане започва при скорост на движение около 25 km/h (7 m/s), при радиус 65 m – при скорост 40 km/h (7 m/s) и т.н.

За да се увеличи допустимата скорост на движение, завоите на съвременните пътища се правят с много големи радиуси (1000 m) и напречен наклон до 15–20 % към центъра на завоя (виража), чрез което се уравновесява действието на центробежната сила.

Върху напречната устойчивост на автомобила оказват влияние и други конструкционни и експлоатационни фактори. Така например под действие на страничната сила пневматичните гуми и еластичните елементи на окачването от едната страна на машината се натоварват допълнително, а от другата страна се разтоварват. В резултат на това корпусът на машината се наклонява и се завърта в напречна посока. С цел да се отчете влиянието на наклоняване на машината, критичната ѝ скорост $v_{кр}$ трябва да се намали с 10– 15 %.

Устойчивостта на машината зависи и от разпределението на спирачните сили между колелата. При неизправна спирачка на едно от колелата машината се отклонява при спиране от праволинейно движение. Това налага непрекъснато поддържане и контролиране на техническото състояние на спирачките.

29.3. Поднасяне на автомобила

Поява. При движение страничното плъзгане на предните и задните колела най-често не започва едновременно. Тогава настъпва самопроизволен завой, а това явление се нарича *поднасяне*.

В случай че в контактната зона на едно колело действат едновременно два вида хоризонтални реакции, F_x (фиг. 25.14) е надлъжната (движеща или спирачна), а F_y – напречната равнодействаща. Максималната стойност на тяхната обща равнодействаща F е ограничена от силата на сцепление F_φ, или

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \le F_\varphi ,$$

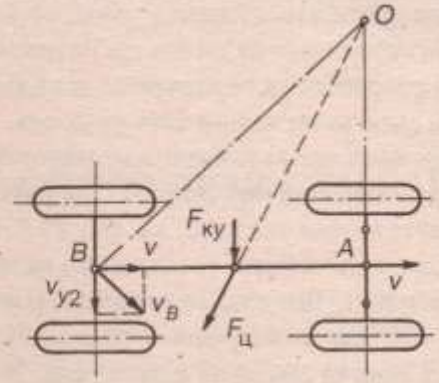
но

$$F_\varphi = \varphi F_z ,$$

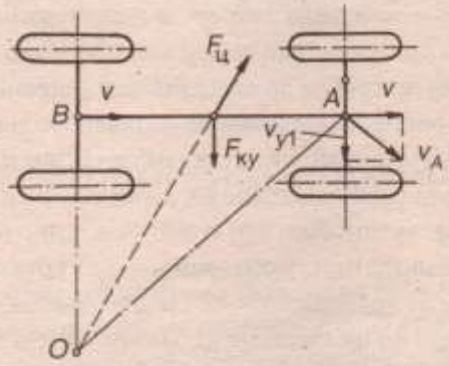
откъдето

$$F_y = \sqrt{(\varphi F_z)^2 - F_x^2} . \qquad (29.7)$$

От уравнението се вижда, че колкото е по-голяма надлъжната реакция F_x на колелото, толкова по-малка е неговата странична реакция F_y, а оттук и по-голяма е склонността му към странично плъзгане. Когато реакцията F_x достигне максималната си стойност по сцепление с пътя ($F_{x\,max} = F_{x\varphi}$), страничната реакция $F_y = 0$ и колелата под действие на минимални странични сили започват да се плъзгат.



Фиг. 29.7. Странично плъзгане на заден мост



Фиг. 29.8. Странично плъзгане на преден мост

На фиг. 29.7 е показана схемата на колесна машина при праволинейно движение на хоризонтален терен, когато под действието на страничната сила $F_{ку}$ *започва странично плъзгане на задния мост*. Абсолютната скорост на задния мост v_B е сума от скоростта на движение v и скоростта на страничното плъзгане v_{y2}. Поради страничното плъзгане на задния мост става самопроизволен завой, центърът O на който се намира върху оста на предните колела независимо от това, че същите са в неутрално положение. Напречната компонента на действащата центробежна сила $F_ц$ е насочена по посока на плъзгането и спомага за неговото увеличаване,

като води до увеличаване на скоростта v_{y2}. Това от своя страна предизвиква по-нататъшното увеличаване на центробежната сила $F_ц$, поради което плъзгането прогресивно нараства. По тази причина страничното плъзгане на задния мост е много по-опасно отколкото на предния. При започнало плъзгане на *предния мост* (фиг. 29.8) също става самопроизволен завой с център, който се намира върху оста на задните колела. В този случай напречната компонента на центробежната сила $F_ц$ е насочена обратно на страничната сила $F_{ку}$ и спомага за прекратяване на страничното плъзгане и поднасянето на машината, без да се вземат други мерки.

Предотвратяване. За да се прекрати страничното плъзгане на задния мост на машината, необходимо е да се намали надлъжната реакция F_x на задвижващите колела, като се прекрати спирането или се намали подаването на гориво. Освен това предните колела трябва да се завъртят по посока на поднасянето, за да се увеличи радиусът на завоя и да се намали центробежната сила. Завъртането на управляемите колела на по-голям ъгъл може да предизвика плъзгане на задните колела и поднасяне на машината в обратна посока. Затова веднага след спиране на поднасянето управляемите колела трябва да се върнат в неутрално положение.

В случай че заедно със страничното плъзгане на задния мост започне странично плъзгане и на предния мост, завъртането на управляемите колела вече не може да противодейства на общото плъзгане.

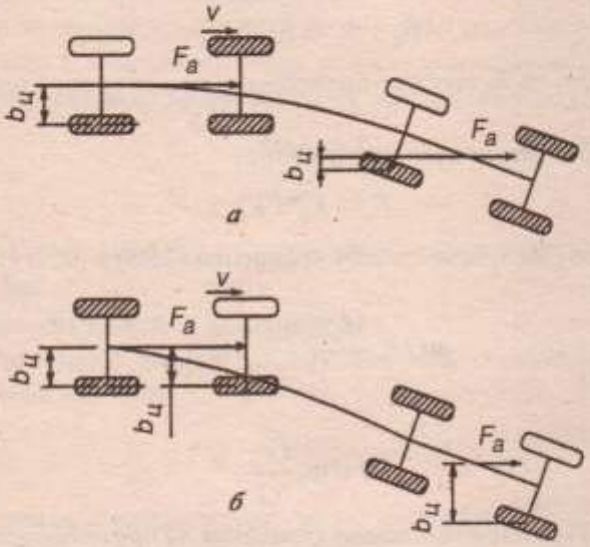
Опасността за поднасяне на машината, най-вече при движение в завой, се *ограничава*, като скоростта плавно се намалява преди навлизането в завоя, особено при движение по влажен и хлъзгав път. За намаляване на скоростта на движение не трябва да се използват спирачките, а спирането да се извършва чрез двигателя с намаляване на подаваното гориво и включване на по-ниска предавка.

Върху устойчивостта на движение на автомобила оказва влияние и неравномерното разпределение на спирачните сили между колелата при спиране. Например при автомобил, ако спира само едно от задните колела (дясното, вж. фиг 29.9 *а*), а лявото (незащрихованото) се върти свободно, автомобилът се отклонява надясно от праволинейното си движение. Разстоянието $b_ц$ при това се намалява, което води до намаляване на завъртащия момент, създаден от инерционната сила $F_в$. В случай че има неизправност в спирачката на едно от предните колела (фиг. 29.9 *б*), рамото $b_ц$ на момента при спиране се увеличава, което води до по-нататъшно отклоняване на автомобила. Това показва, че повредите в предните спирачки са по-опасни от тези в задните. Процесите са аналогични и при спукване на предна или задна гума на ходовите колела.

Върху устойчивостта на движението оказва влияние страничната аеродинамична сила F_{wy}. Тази сила се определя съгласно с уравнение (25.28), като вместо c_x се използва c_y. Коефициентът c_y за леки автомобили и автобуси е 0,04–0,05, а за товарни автомобили – 0,07–0,08.

Формата на каросерията трябва да осигурява минимално въздушно съпротивление, но в същото време и достатъчна аеродинамична устойчивост. Необходимо

е равнодействащата на аеродинамичните сили, действащи върху каросерията, да бъде разположена възможно по-близко до масовия център или по ос на автомобила, която преминава през този център. При действието на странична сила по тази ос автомобилът само леко се премества, без да се завърта.



Фиг. 29.9. Спиране при неравномерно разпределение на спирачните сили
а – спира само едно от задните колела; *б* – спира само едно от предните колела

30. ПРОХОДИМОСТ НА АВТОТРАНСПОРТНАТА ТЕХНИКА

Под *проходимост* на автомобила се разбира способността му да се движи по лош път (вкл. и без път) и да преодолява различни пътни неравности и препятствия. Единен критерий за оценката ѝ няма, тъй като проходимостта зависи от много фактори, основни от които са теглително-сцепните свойства при движение по мек път и геометричните параметри на машината, а така също и от кинематичната и конструктивната схема на трансмисията и окачването.

Проходимостта на АТТ е теглително-сцепна и профилна. *Теглително-сцепната* определя възможността за движение при различни пътни условия, вкл. и движение без път. *Профилната проходимост* характеризира възможността на АТТ да преодолява различни неравности на пътя, препятствия и движение при определени ограничителни условия (височина, широчина, радиуси на завиване и др.).

30.1. Теглително-сцепна проходимост

Необходимо условие за движение на АТТ е периферната сила $F_п$ на задвижващите колела да бъде по-голяма от сумата на силата на съпротивление на пътя $F_ψ$ и теглителното съпротивление $F_т$ и по-малка от силата на сцепление $F_φ$, или

$$F_ψ + F_т \le F_п \le F_{хφ}. \tag{30.1}$$

Съпротивлението на въздуха се пренебрегва при движение в тежки пътни условия.

При движение без теглително натоварване

$$F_ψ \le F_п \le F_{хφ}. \tag{30.2}$$

Ако в уравнение (30.2) заместим от уравнения (25.8) и (25.14) техните равенства, получава се

$$ψG \le \frac{M_e i_{тр} η_{тр}}{r_к} \le ψG_{сц}$$

или

$$ψ \le φ_х \frac{G_{сц}}{G}. \tag{30.3}$$

Уравнение (30.3) се нарича *основно уравнение на проходимостта*. От него се вижда, че за да се увеличи проходимостта на АТТ, трябва да се намали коефициентът на съпротивлението на пътя ψ и да се увеличат коефициентът на сцепление $φ_х$ и сцепното тегло $G_{сц}$.

Основен показател за проходимостта на автомобила при движение по мек път е *специфичното налягане* $p_{сп}$ *на ходовия движител*, което се определя както при верижния, а именно:

$$p_{сп} = \frac{G}{S_к}, \text{ Pa}, \tag{30.4}$$

където G е теглото на машината, N;

$S_к$ – контактната площ на ходовия движител с пътя, m^2.

Колкото по-малко е специфичното налягане $p_{сп}$, толкова по-добра е проходимостта на автомобила.

За да се подобри проходимостта на колесната машина при работа в тежки условия, много често върху задвижващите ходови колела се поставят вериги с различна конструкция. При използването им движещата сила при движение по заледен път, утъпкан сняг или мокър земен път с твърда основа може да бъде увеличена с 20–40 % в сравнение с тази при гуми без вериги.

Проходимостта при някои колесни машини с висока проходимост се подобрява с централизирана система за регулиране на налягането в гумите. За същата цел се използват и гуми с големи грайфери, широкопрофилни гуми за ниско налягане, сдвоени гуми и др.

За увеличаване на сцепното тегло $G_{сц}$ най-целесъобразно е използването на автомобили с всички задвижващи колела. Коефициентът на сцепното тегло k_{φ} (вж. уравнение 25.15) при машините с нормална проходимост за леките автомобили е 0,45–0,50, а за товарните – 0,65–0,75.

Върху теглително-сцепната проходимост на автомобила съществено влияние оказва наличието на диференцални механизми между отделните задвижващи ходови колела, а също и между отделните задвижващи мостове. Диференциалът разпределя въртящия момент между колелата на един мост по следния начин:

$$M_1 = 0{,}5(M_0 + M_{тд}); \tag{30.5}$$

$$M_2 = 0{,}5(M_0 - M_{тд}), \tag{30.6}$$

където M_0 е въртящият момент на задвижваното зъбно колело на главното предаване;

$M_{тд}$ – триещият момент в диференциала.

Общата движеща сила F_x на двете задвижващи колела, когато достигне максималната си стойност, ще бъде

$$F_{\varphi} = F_{x\max} = 2F_{x\varphi\min} + \frac{M_{тд}}{r_д}, \tag{30.7}$$

където $F_{x\varphi\min}$ е силата на колелото с по-малко сцепление.

Триенето в обикновения диференциал е малко и общата сила $F_{x\max}$ от действието на $M_{тд}$ се увеличава само с 4–6 %. Поради това силата $F_{x\max}$ е ограничена от минималната сила на сцепление на едно от колелата $F_{x\varphi\min}$ или

$$F_{x\max} = 2.F_{x\varphi\min}. \tag{30.8}$$

Уравнение (30.8) показва, че обикновеният диференциал значително намалява проходимостта на машината.

В диференциалите с *повишено триене* (червячни, гърбично-палцеви и др.), които се монтират в някои автомобили с повишена проходимост, вътрешното триене е по-голямо и движещата сила се увеличава с 10–15 %.

В някои автомобили се прилага *принудително блокиране на диференциала*. В случая двата полувала се съединяват в един вал и двете колела се въртят с еднаква ъглова скорост. Блокирането на диференциала осигурява

$$F_{x\max} = F_{x\varphi1} + F_{x\varphi2}, \tag{30.9}$$

където $F_{x\varphi1}$ и $F_{x\varphi2}$ е съответно силата на сцепление на едното и на другото колело.

При блокиране на диференциала общата сила на сцепление в реални пътни условия се увеличава с 20–25 %. Голямо предимство е наличието на самоблокиращи се диференциали, които осигуряват възможно максималната движеща сила при различно сцепление на лявото и дясното колело. Самоблокиращият се диференциал действа автоматично и подобрява проходимостта на автомобила при движение по мек и хлъзгав път.

При използването на междуосови диференциали винаги се предвижда блокирането им. В автомобилите 4 × 4, когато няма диференциална връзка между мостовете, разпределителната кутия разпределя мощността към задния и предния мост. При блокирано задвижване колелата и пътят образуват затворен мощностен контур, в който, за да не се появи паразитна циркулираща мощност, трябва да има точно кинематично съответствие при всички режими на движение.

При блокирано задвижване на двата моста обаче винаги има кинематично несъответствие поради това, че теоретичната скорост на предните $v_{т1}$ и на задните $v_{т2}$ задвижващи колела не са еднакви. Това се дължи на различни причини – допуск на гумите, различна деформация и налягане в тях, различно износване, невъзможност от точно съгласуване на ъгловите им скорости чрез зъбните предавки и др. Скоростите на постъпателното движение на двата моста са еднакви, или $v_1 = v_2$. При кинематично несъответствие $v_1 = v_2$ само при буксуване или приплъзване на колелата, или от уравнение (25.9):

$$v_{т1}(1-\delta_1)=v_{т2}(1-\delta_2). \qquad (30.10)$$

Ако приемем, че $v_{т2} > v_{т1}$, отношението $\frac{v_{т2}}{v_{т2}} = k$ се нарича *коефициент на кинематично несъответствие*.

От уравнение (30.10) се получава следната зависимост между буксуването на предните и задните колела:

$$\delta_1 = 1-k(1-\delta_2). \qquad (30.11)$$

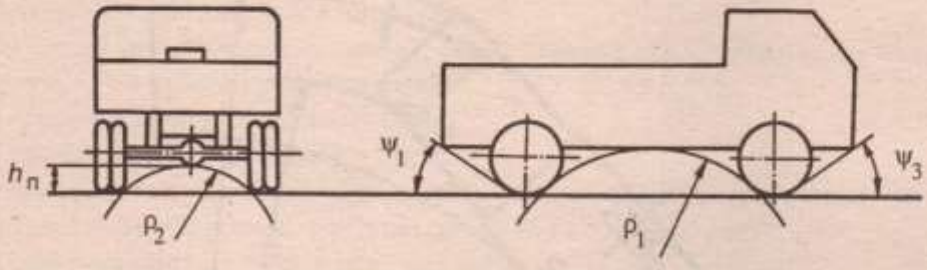
При кинематично съответствие $k = 1$, буксуването на предните и задните колела е еднакво и машината има най-добри теглително-сцепни показатели. При буксуване на задните колела $\delta_2 < \frac{k-1}{k}$ предните колела се търкалят с приплъзване и към предния мост не се предава задвижващ момент, а се създава съпротивителна сила F_{x1}. Тази сила се стреми да завърти предните колела по посока на тяхното търкаляне, в резултат на което към задните колела се предава мощност в два потока: един от двигателя чрез трансмисията и втори от предните изоставащи колела, който се съединява с първия след разпределителната кутия.

Общата движеща сила F_{x2} се предава през рамата на автомобила като бутаща сила, като част от нея се използва за преодоляване на реакцията F_{x1}. Следователно мощността, която се създава от F_{x1}, циркулира в затворен контур – предни колела, трансмисия, задни колела, рама на машината, предни колела. Тази мощност е вредна, претоварва трансмисията и увеличава механичните загуби в нея. Нарича се *паразитна циркулираща мощност*.

30.2. Профилна проходимост

Профилната проходимост зависи от геометричните параметри на машината, към които спадат предният и задният ъгъл на проходимостта, пътният просвет на машината, радиусите на надлъжна и напречна проходимост и маневреността, а също и габаритните размери на машината.

Предният ψ_3 *и задният ъгъл* ψ_1 (фиг. 30.1) *на проходимостта* характеризират проходимостта на машината при движение по неравен път. С увеличаване на тези ъгли проходимостта на машината става по-голяма.

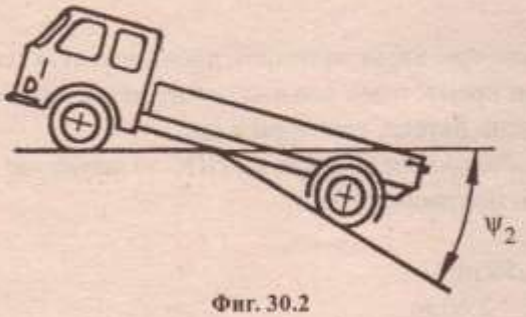


Фиг. 30.1. Геометрични параметри за проходимост на АТТ

Радиусите на надлъжната ρ_1 *и напречната* ρ_2 *проходимост* определят възможностите на машината да преминава върху неравен терен и да преодолява изпъкнали препятствия. Колкото радиусите ρ_1 и ρ_2 са по-малки, толкова проходимостта е по-голяма. Техните стойности зависят от надлъжната и напречната база на автомобила и от пътния просвет $h_п$.

Пътният просвет $h_п$ е разстоянието между най-ниската точка на автомобила и пътя, което характеризира възможността за движение на машината без допирането ѝ до различни единични препятствия.

Ъгълът на надлъжна проходимост ψ_2 (фиг. 30.2) се определя като най-малкия остър ъгъл между две равнини, перпендикулярни на надлъжната вертикална



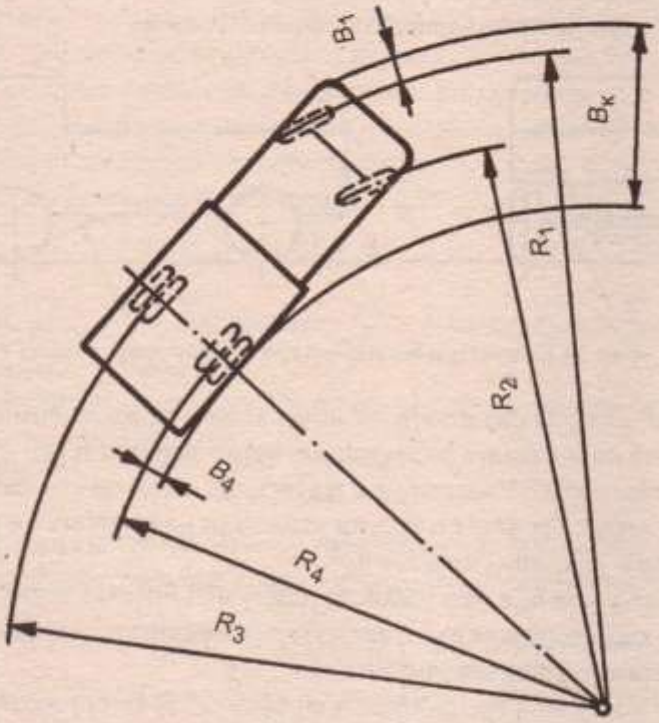
Фиг. 30.2

средна равнина и допирателните към гумите, съответно на предните и задните колела, при статично натоварване. Този ъгъл определя най-големия ъгъл на рампата, която превозното средство може да премине.

Хоризонталната проходимост характеризира възможността на машината да завива на минимална площ. Показатели на *маневреността* са минималният радиус на завоя на външното предно колело R_1 (фиг. 30.3), широчината на коридора $B_к$, необходима на машината при завой, и разстоянията B_1 и B_4 на най-външната част на машината, съответно до външното предно и вътрешното задно колело.

Широчината на коридора на движение $B_к$ се определя по израза

$$B_к = R_1 - R_4 + B_1 + B_4. \qquad (30.12)$$



Фиг. 30.3. Показатели на маневреността на АТТ

Габаритните размери характеризират проходимостта на пътните превозни средства (ППС) при преместване под или между различни обекти, като мостове, тунели, подлези, тесни пътеки, коридори и др.

Допустимите максимални размери на ППС за движение по пътищата, отворени за обществено ползване, са за:

1. Широчина на
   - всяко ППС – 2,55 m;
   - хладилно ППС – 2,60 m.
2. Височина на всички видове ППС – 4,00 m.
3. Дължина на
   - моторно превозно средство – 12,00 m;

• ремарке – 12,00 m;
• съчленено превозно средство – 16,50 m;
• съчленен автобус – 18,00 m;
• моторно превозно средство с едно или повече ремаркета – 18,75 m.

Допустимата максимална маса на ППС за движение по пътищата, отворени за обществено ползване, е за:

Моторни превозни средства
• моторни превозни средства с два моста – 18 t;
• моторни превозни средства с три моста – 25 t;
• моторно превозно средство с четири моста с две управляеми колела – 32 t.

Съчленени автобуси с три моста – 28 t.

Допустимото максимално натоварване на мост на ППС за движение по автомагистрали и отделни участъци на пътища Е79, 80, 83 и 85 е:

а) единичен мост, незадвижващ – 10 t;

б) единичен мост, задвижващ – 11,5 t.

Допустимото максимално натоварване на мост на ППС за движение по пътища, отворени за обществено ползване, които не са посочени дотук, е за:

1) единичен мост
• незадвижващ – 8 t;
• задвижващ – 10 t;

2) на всеки един от съседни мостове, отдалечени един от друг на разстояние
• до 1,30 m – 6,5 t;
• от 1,31 до 1,40 m – 8 t;
• от 1,41 до 2,00 m – 9 t;
• над 2,00 m – 10 t.

Натоварването на задвижващ или на задвижващи мостове на моторни превозни средства или на състав от ППС не трябва да бъде по-малко от 25 % от общата маса на моторното превозно средство или на състава от ППС.