

**М.О.ҚОДИРХОНОВ**

**АВТОМОБИЛЛАРНИНГ ИШ ЖАРАЁНИ ВА ҲИСОБЛАШ  
АСОСЛАРИ**

Ўзбекистон Республикаси Олий ва Ўрта Махсус таълим вазирлиги  
қошидаги олий ўқув юрглари аро услубий бирлашмалар фаолиятини  
Мувофиқлаштирувчи Кенгаш Президиуми олий ўқув юрглари учун дарслик  
сифатида тавсия этган

Ўзбекистон Республикасида хизмат кўрсатган фан ва техника арбоби,  
техника фанлари доктори, профессор С.М. Қодиров таҳрири остида

ТОШКЕНТ – 2004

Мазкур дарслик автомобилнинг трансмиссияси, юрини ва бошқариш қисми агрегатларининг бир-бирига нисбатан жойлашши; уларда ҳосил бўлувчи юктамалар ва ҳисоблаш режимлари; иш жараёни, қўйилган талаблар, уларнинг конструкцияда қондирилиши ва уни баҳолаш, таснифи, ҳисоблаш элементларига бағишланган.

Дарслик «Ер усти транспорт тизимлари» йўналиши бўйича ва «Автомобиллар» магистрлик мутахассис талабалари; автомобил агрегатларини лойиҳалаш ва ҳисоблаш билан шуғулланувчи автомобилсозлик саноатининг муҳандислари, шу йўналишда таҳсил олувчи талабаларга мўътадиланган.

Тақризчи: Тон ТўМШ «Машиналарни конструкциялаш асослари»  
кафедраси доценти, т.ф.и., Даусеитов Е.Б.

Ўлчам 00x87 1/16.

Буюртма № 69-в

Нусха 400

Шарҳи босма табағи 18,0 б.т.

Баҳоси шартнома асосида.

ТАЙИ нусха кўпайтириш бўлими

## МУНДАРИЖА

|   |    |
|---|----|
| <b>Кирити</b> .....   | 8  |
| <b>1. Автомобилларни ишлаб чиқариш ва эксплуатация қилиш</b>  |    |
| 1.1. Автотранспорт тўғрисидаги асосий маълумотлар.....  | 11 |
| 1.2. Автомобил конструкциясининг ривожланиш жараёни.....  | 13 |
| 1.3. Автомобилга қўйиладиган асосий талаблар.....   | 15 |
| 1.4. Автомобилларни эксплуатация қилиш шароити.....   | 19 |
| 1.5. Автомобил агрегатларининг бир–бирига ишбатав жон ташини-<br>нинг таҳлиши.....                        | 21 |
| 1.6. Агрегат қисмларида ҳосил бўлувчи юклар.....  | 26 |
| 1.7. Автомобил ва унинг агрегатларини ҳисоблаш режимлари.....   | 28 |
| 1.8. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар.....   | 31 |
| <b>2. Илашми муфтаси</b>  |    |
| 2.1. Илашмининг зарурияти.....  | 32 |
| 2.2. Илашмин муфтасига қўйиладиган талаблар.....  | 33 |
| 2.3. Илашмин муфтасининг таснифи.....   | 33 |
| 2.4. Илашмига қўйилган талабларнинг конструкциясида<br>қондирилиши ва уни баҳолаш.....                    | 36 |
| 2.5. Илашмин муфтасининг юритмалари ва кучайтиргичлари.....   | 45 |
| 2.6. Илашми ва унинг юритмасини ҳисоблаш.....   | 48 |
| 2.7. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар.....   | 53 |
| <b>3. Узатмалар қутиси</b>  |    |
| 3.1. Узатмалар қутисининг трансмиссиядаги зарурияти.....  | 54 |
| 3.2. Узатмалар қутисига қўйиладиган талаблар.....   | 56 |
| 3.3. Узатмалар қутисининг таснифи.....  | 56 |
| 3.4. Механизмга қўйилган талабларнинг узатмалар қутиси<br>конструкциясида қондирилиши ва уни баҳолаш..... | 60 |
| 3.5. Узатмалар қутисини бошқариш усуллари ва узларни баҳолаш.....   | 66 |
| 3.6. Тақсимлаш ва қўшимча қутиланинг конструктив хусусиятлари.....  | 69 |
| 3.7. Поғонасиз, фрикцион гидроҳажмли, электромеханик  |    |

|   |     |
|---|-----|
| трансмиссиялар.....   | 73  |
| 3.7.1. Поғонасиз трансмиссиялар.....  | 73  |
| 3.7.2. Фрикцион трансмиссиялар.....   | 76  |
| 3.7.3. Гидроҳажмли трансмиссиялар.....  | 78  |
| 3.7.4. Электромеханик трансмиссиялар.....   | 80  |
| 3.8. Гидродинамик узатмалар.....  | 82  |
| 3.9. Узатмалар қутисини ҳисоблаш.....   | 85  |
| 3.10. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар.....  | 89  |
| 4. Кардан узатмаси  |     |
| 4.1. Кардан узатмасининг зарурияти.....   | 91  |
| 4.2. Кардан узатмасига қўйиладиган талаблар.....  | 91  |
| 4.3. Кардан узатмаларининг таснифи.....   | 92  |
| 4.4. Кардан узатмасига қўйилган талабларнинг унинг конструкциясида<br>қондирилиши ва уни баҳолаш..... | 95  |
| 4.5. Бурчак тезликлари бир хил эмас шарнирли кардан узатмалари.....                                   | 99  |
| 4.6. Бурчак тезликлари бир хил шарнирли кардан узатмалари.....  | 104 |
| 4.7. Кардан узатмасини ҳисоблаш.....  | 106 |
| 4.8. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар.....   | 110 |
| Асосий узатма   |     |
| 5.1. Асосий узатманинг зарурияти.....   | 111 |
| 5.2. Асосий узатмага қўйиладиган талаблар.....  | 111 |
| 5.3. Асосий узатмалар таснифи.....  | 112 |
| 5.4. Узатмага қўйилган талабларнинг унинг конструкциясида<br>қондирилиши ва уни баҳолаш.....          | 121 |
| Асосий узатmani ҳисоблаш.....   | 123 |
| 5.6. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар.....   | 127 |
| 6. Дифференциаллар  |     |
| 6.1. Дифференциалнинг зарурияти.....  | 128 |
| 6.2. Дифференциалга қўйиладиган талаблар.....   | 129 |
| 6.3. Дифференциаллар таснифи.....   | 131 |

|   |     |
|---|-----|
| 6.4. Дифференциалга қўйилган талабларнинг унинг конструкциясида қондирилиши ва уни баҳолаш..... | 132 |
| 6.5. Дифференциални ҳисоблаш.....   | 136 |
| 6.6. Дифференциалнинг автомобил ўтаёқлигига таъсири.....  | 138 |
| 6.7. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар.....   | 140 |
| 7. Тормоз бошқармаси  |     |
| 7.1. Тормоз бошқармасининг зарурияти.....   | 141 |
| 7.2. Тормоз механизми, юритмаси ва кучайтиргичга қўйиладиган талаблар.....                      | 143 |
| 7.3. Тормоз бошқармасининг таснифи.....   | 144 |
| 7.4. Тормоз механизмларини баҳолаш мезонлари.....   | 147 |
| 7.4.1. Дискли тормоз механизмининг таҳлили.....   | 148 |
| 7.4.2. Колодка-барабанли тормоз механизмининг таҳлили.....                                      | 150 |
| 7.5. Тормоз кучларини ростлагичлар, уларни ҳисоблаш.....  | 159 |
| 7.6. Автомобил ёқдиракларининг муҳосара бўлмаслигини таъминловчи тизимлар.....                  | 165 |
| Тормоз механизми ва юритмаларини ҳисоблаш.....  | 171 |
| 7.8. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар.....   | 177 |
| 8. Рул бошқармаси   |     |
| 8.1. Рул бошқармасининг зарурияти.....  | 179 |
| 8.2. Рул механизми, юритмаси, кучайтиргичга қўйиладиган талаблар.....                           | 180 |
| 8.3. Рул механизми, юритмаси, кучайтиргичларининг таснифи.....                                  | 182 |
| 8.4. Рул бошқармаси ни жарасини таъминлашдаги ўлчагичлар.....                                   | 186 |
| 8.5. Рул бошқармасига қўйиладиган талабларнинг унинг конструкциясида қондирилиши.....           | 190 |
| 8.6. Ҳайдовчи хавфсизлигини таъминловчи рул бошқармалари.....                                   | 192 |
| 8.7. Рул бошқармасини ҳисоблаш.....   | 195 |
| 8.8. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар.....   | 199 |
| 9. Кўтариб турувчи қисмлар  |     |

|   |     |
|---|-----|
| 9.1. Автомобилга кўтариб турувчи қисмларнинг зарурияти.....   | 200 |
| 9.2. Кўтариб турувчи қисмларга қўйиладиган талаблар.....  | 201 |
| 9.3. Кўтариб турувчи қисмлар таснифи.....   | 203 |
| 9.4. Рама ва кузовдаги юклашчилар.....  | 206 |
| 9.5. Рама, кузовни ҳисоблаш.....  | 207 |
| 9.6. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар.....   | 211 |
| 10. Кўприклар   |     |
| 10.1. Автомобилга кўприкларнинг зарурияти.....  | 211 |
| 10.2. Кўприкларга қўйиладиган талаблар, кўприклар таснифи.....  | 212 |
| 10.3. Қўйилган талабларнинг кўприк конструкциясида<br>қондирилиши.....  | 214 |
| 10.4. Кўприклар ва уларнинг қисмларини ҳисоблаш.....  | 216 |
| 10.5. Орқа кўприкни ҳисоблаш.....   | 216 |
| 10.6. Йрим ўқлар.....   | 219 |
| 10.7. Олд кўприкни ҳисоблаш.....  | 223 |
| 10.8. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар.....  | 229 |
| 11. Осмалар   |     |
| 11.1. Осмаларнинг зарурияти.....  | 230 |
| 11.2. Осмаларга қўйиладиган талаблар.....   | 230 |
| 11.3. Осмаларнинг таснифи.....  | 231 |
| 11.4. Осмаларга қўйилган талабларнинг унинг конструкциясида<br>қондирилиши.....                                     | 224 |
| 11.5. Амортизаторлар.....   | 242 |
| 11.6. Осмаларни ҳисоблаш  |     |
| 11.6.1. Осмаларнинг автомобил юриш равоқлиги ва бошқарилувчан-<br>лигига таъсир этувчи кўрсаткичларини аниқлаш..... | 246 |
| 11.6.2. Осма ва унинг қисмларига таъсир этувчи кучларни<br>аниқлаш.....   | 248 |
| 11.7. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар.....  | 267 |

|   |     |
|---|-----|
| 12. Шиналар ва ёлдираклар   |     |
| 12.1. Шиналарга қўйиладиган талаблар ва таснифи.....                            | 269 |
| 12.2. Ёлдиракларга қўйиладиган талаблар ва таснифи.....                         | 272 |
| 12.3. Қўйилган талабларнинг шина ва ёлдирак конструкциясида<br>қондирилиши..... | 276 |
| 12.4. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар.....                        | 277 |
| <br>  |     |
| Слова 1, 2.....   | 278 |
| <i>Адабиётлар</i> .....   | 285 |

## К И Р И Ш

Ўзбек халқининг азалий орзуси – ўз тақдирини ўзи белгилаш ҳуқуқи рўёбга чиқиб 1991 йил 31 августда Ўзбекистон Республикасининг мустақиллиги эълон қилинди.

Ўзбекистон Республикасининг мустақиллиги қабул қилинган конституциямиз билан кафолатланган бўлиб, чиқарилган қонулар ва миллий дастурлар унинг ҳуқуқий ва амалий пойдеворини яратмоқда. Йўмладан, «Таълим тўғрисидаги» қонун ва «Кадрлар тайёрлаш миллий дастури» нинг қабул қилиниши мустақиллигимизни мустаҳкамлаш асосларидан биридир.

Мазкур «Автомобилларнинг иш жараёни ва ҳисоблаш асослари» дарслиги В 5521100 «Ер усти транспорт тизимлари» бакалавриати йўналиши бўйича М 5А 521101 «Автомобиллар» магистрлик мутахассислиги Давлат таълим стандартига мос равишда ёзилган.

Дарслик ТАҒИП «Автомобилсозлик. Янги технологиялар» кафедрасида тузилган ва тасдиқланган мазкур фан дастурига мос бўлиб, М 5А 521101 «Автомобиллар» мутахассислиги магистрлари, автомобилнинг узел ва агрегатларини лойиҳалаш ва ҳисоблаш билан шуғullanувчи автомобилсозлик саноатининг муҳандислари ва шу йўналишда таҳсил олувчи олийгоҳ талабалари учун мўлжалланган.

Дарсликнинг асосий мақсади ўқувчини автомобилнинг агрегат ва узелларида содир бўладиган иш жараёни, агрегатда ҳосил бўладиган юкламалар ва уларнинг метёрлари билан мукамал таништириши, ҳамда уларга бутунли кун илм—фан риважини ҳисобга олган ҳолда муҳандислик ҳисобларини бажара олиш усулларини ўргатишдир. Фанни шу зайдда ўрганиш усули автотранспорт муҳандисини автомобил ва унинг агрегатларини эксплуатацияси давридаги носозликларни таъхис қилиш каби иш жараёнидаги муаммоларни еча олишини таъминлайди.

Дарсликни ёзишда муаллиф ва унинг «Автомобилсозлик. Янги технологиялар», «Автомобиллар» кафедраларидаги ҳамкасабаларининг кўпи



йилдан буён шу фонддан дарё бериб йиғган билими натижалари ва илмий-техник, махсус адабиётда чоп этилган материаллардан фойдаланилди.

Дарсликда ечимини тонган масалалар ҳозирги вақтда жумҳуриятимизда қўй тарқалган ГАЗ-24-12, ГАЗ-31 «Волга», ВАЗ-2106, ВАЗ-2108, ВАЗ-2121 «Жигули», «Нексия», «Тико», «Дамас», ГАЗ-53А, ЗИЛ-130, СамКочАвто М23.9, М24.9, МАЗ-5335, КамАЗ-5320 ва ҳ.к. автомобиллари конструкцияси мисолида таҳлил этилган.

Китоб 12 банддан иборат бўлиб, унинг ҳар бири илангани муфтаси, узатмалар қутиси, қардан узатмаси ва ҳоказо каби агрегатларини ўрғанишга бағишланган.

Ҳар бир агрегатнинг иш жараёнини ўрғаниб таҳлил этиш маълум тартибда, маълуман боғланишини ҳисобга олган ҳолда ёзилган. Ўрғаниш жараёни ҳар бир агрегатнинг умумий тизимдаги заруриятини исботлаб, унинг қисқача таърифи ва унга қўйилган талаблар санаб кўрсатилади. Агрегатни тасниф этилгандан сўнг таҳлил этилиб, унинг конструкцияси баҳоланади.

Ҳар бир боб тегишли чизми, раем, график билан таъминланган бўлиб, агрегат иш жараёнини ўрғанишда талабага асқотади. Айрим агрегатнинг иш жараёни таҳлили, уни маълум тартибда бажариладиган муҳандислик ҳисоблари билан тугалланади, шу билан бирга матнда ҳисоблашга зарур маълумотлар келтирилади.

Ҳар бир боб талабанинг материални ўзлаштириш даражасини аниқлаш учун мўтаассиланган саволлар билан тугалланади.

Дарслик охирида фойдаланилган адабиётлар рўйхати келтирилган.

Муаллиф унибу китобни ёзишда берган фойдали маслаҳатлари ва ёрдамлари учун Тошкент автомобил – йўллар институтининг кафедра мудири академик Лебедев О.В., доц. Файзуллаев Э.З. ва доц. Мухитдинов А.А., Хошимов Д.Н., катта ўқитувчи Эшқобилов С.Л., магистр Махмудов А.Б. га чуқур миннатдорчилик билдиради. Шунингдек «Олий таълим муаммолари» институти ва нашриёт ходимларига қўллаб-

қувватлаганликлари ва ҳамкорликлари учун ташаккур айтади.

Дарслик ҳақида фикр мулоҳазаларини айтиш китобхонларга муаллиф  
самимий миннатдорчилик билдиради.

Манзилимиз: Тошкент, ГСН, 700060, Мовароуннаҳр 20. ТАЎШ

## **1. Автомобилларни ишлаб чиқариш ва эксплуатация қилиш**

### **1.1 Автотранспорт тўғрисидаги асосий маълумотлар**

Маълумки, ишонинг ҳаётида учта нарса ҳар қуни зарур ва энг керакли ҳисобланади: озиқ—овқат, кийим—кечак, турар—жой. Қайд этилганларидан сўнг тўртинчи ўринда ишон учун зарури транспортдир.

Транспортнинг темир йўл, ҳаво, сув, трубалар орқали ўтказиш турларининг ичда автотранспортнинг ўрни алоҳидадир. Автотранспорт ҳаво транспортидан сўнг, энг сафарбарни ҳисобланади. Чунки ишлаб чиқарилган маҳсулотни тезроқ истеъмолчига етказиб бериш автотранспорт зиммасига тўла—тўкис юклатилгандир.

Мустақил Республикамизда халқ хўжалиги тармоқларининг жадал оидлар билан ривожланиши, ер остидан қазиб чиқарилган маъданларин таниши, индустриал усулда саноат корхоналари ва уй—жойлар қуриши, қишлоқ хўжалиги учун зарур маҳсулотларни етказиб бериши, кенг истеъмол молларини фуқароларга етказиши каби мақсадларин амалга ошириши бевосита автотранспортга юклатилган. Албатта, транспорт бажарадиган вазифаларининг яна бир томони йўловчиларни манзилга етказиши ҳамдир.

Республикамизда умумий ташилаеттаи юкнинг ва юк айланшининг катта қисми автотранспортга тўғри келади. Халқ хўжалигида ишлаёттаи автотранспорт асосан юк автомобилларини ва йўловчи транспортини ташкил этади.

Мустақил Республикамиз транспорт тизими асосан катта ва кичик юк кўтарадиган автомобиллар, йўловчиларни ташини учун шаҳар ичи, шаҳарлараро автобуслар ва шахсий транспортдан иборатдир.

Демак, Республикамиз халқ хўжалигининг тезкор ривожини учун юқори унумдорли катта юк кўтара олини қобилиятига эга транспорт билан бирга, кичик юк кўтара оладиган автомобиллар ва йўловчиларни таниши учун автобус, шахсий автомобилларини ишлаб чиқариши мақсадга мувофиқдир. Бу борада Президентимиз И.Каримов бошчилигидаги Республика раҳбариятин катта кўламлин ишларин амалга оширди.

Ўзбекистон Давлат делегацияси Президентимиз Н.Каримов бошчилигида Жапубий Кореяга ташриф этганда (июль 1992 й) «ДЭУ Наблик Мотор» заводини бориб кўришди. Натيجاда енгил автомобилларни ишлаб чиқариш бўйича Қўшма Корхона яратилиш тўғрисида Меморандумга қўл қўйилди (июль 1992 й).

Ўзбекистон Республикаси Министрлар Кабинетининг «Ўз ДЭУ авто» қўшма корхонасини ташкил этиш тўғрисидаги 509-қарори (5-ноябрь 1992й) 1993 йил март ойида Асака шаҳрида автомобил йиғиш заводининг қурилиш бошланишига асос бўлди.

Республикамиз автосаноат қурилишини бошқарувчи ва мувофиқлаштирувчи «Ўзавтосаноат» ассоциацияси бўлиб, у 1994 йил 17-мартда ташкил этилди.

Кенг қўламли режалар ишларининг жадал олиб борилиши натижасида 24-март 1996 йилда «Дамас» автомобилнинг, 5-май 1996 йилда «Тико» автомобилнинг, 19-июль 1996-йилда эса «Нексия» автомобилларини йиғиш линиялари шуга тушди.

27-март 1998 йилда юз мингичи «Нексия» автомобилни заводнинг автомобил йиғиш линиясидан тушди.

Енгил автомобилларни ишлаб чиқариш билан бир вақтда юк автомобилларини (Дружба шаҳри), автобусларни йиғиш (Самарқанд шаҳри) заводларини ташкил этиш ҳам амалга оширилди. 1994 йил февралдан 1995 йил март ойигача МБ 1935 S русумидаги 400 та ярим тиркамаларни шатакка олдувчи шатаклагич (тортувчи) автомобиллар йиғилди.

8-май 1996 йилда Туркиянинг Коч фирмаси билан «Самкочавто» қўшма корхонасини тузиш тўғрисида битимга қўл қўйилган бўлса, 1997-йил май ойида Самарқанд шаҳрида қурилиш бошланиб, бугун Республикамиз шаҳарларида М 23.9, М 24.9, М 24.12, М 29 турбо, М 50 Самкочавто русумидаги автобуслар, Самкочавто 65.9, 85.12, 35.9, 80.12, 120.14 русумидаги махсуслаштирилган юк автомобиллари самарали ишламоқда.

Республикамиз автомобиллари халқаро автомобил анжуманларида шигирок этди. «Уз ДЭУ авто» қўшма корхонасининг маҳсулоти 1997 йилда Москва шаҳрида автосалонга қўйилди, шу йилнинг сентябрида эса улар Хитойнинг Урумчи шаҳрида 6-халқаро Савдо-саноат ярмаркасида кўрсатилди, 1997 йил августда эса Новосибирск шаҳридаги автомобиллар кўргазмаси автосалонида шигирок этди.

Бугун «Ўзавтосаноат» ассоциацияси Халқаро Автотранспорт ишлаб чиқарувчилар ташкилотининг Бонн Ассамблеясида ОИСА нинг 33-нчи ҳақиқий аъзоси сифатида тан олинди (6-май 1998 йил). Республикада ишлаб чиқарилаётган автомобилларнинг техник-иқтисодий кўрсаткичлари 1, 2-иловада аке эгпирилган.

## **1.2. Автомобил конструкциясининг ривожланиш жараёни**

Автомобилнинг транспорт воситаси сифатида найдо бўлганига 100 йилдан ортиқ вақт ўтганига қарамай унинг конструкцияси ҳамон илгарига одимлаб ривожланмоқда.

Транспортнинг, шу жумладан автотранспортнинг ривожланиши иқтисодий, ижтимоий, экологик талабларга боғлиқ равишда давом этаяпти.

Иқтисодий талабларнинг асосийси, бугунги кун транспортни энг тежамкор бўлиши мақсадга мувофиқ. Сабаби, биринчидан автотранспорт халқ хўжалигининг энергияни қўи ишлатадиган тармоғи ҳисобланади, иккинчидан эса ёшилги захираларининг чекланганлигидир. Шу жиҳатдан жаҳон бозорида нефть маҳсулотларининг нархи қудан-қунага ортиб бормоқда. Ёшилги тежамкорлигини яхшилашда қўидагиларни амалга ошириш мақсадга мувофиқдир.

— транспорт воситалари энергия манбаларини дизеллангириши, натижада ёшилги сарфини 30-35% камайитириши мумкин;

— карбюраторли двигателлар ва дизелларнинг иш жараёнини такомиллангириши, натижада ёшилги сарфини 15-20% камайитириши имконияти туғилади;

– ёнилғи сифатида унинг янги турларини ишлатиш масалани, газ ва газоконденсат, водород, қуёш нурунинг энергияси ва ҳ.к ни ишлатиш;

– янги турдаги двигателларни ишлатиш, масалан иш жараёнининг харорати юқорилини туфайли термик ф.и.к. катта адиабат керамик двигателлар, газотурбинали двигател ва ҳ.к;

– автотранспорт конструкциясида пластмасса ва композицион ашёларни ишлатиш ҳисобига унинг массаси камайса, ёнилғи 2-3% тежалиши мумкин

– автомобил трансмиссиясининг узатиш сонини оптималлаштириш ҳисобига ёнилғи тежалиши мумкин;

– автомобил қузовининг суйрилигини яхшилаш ҳисобига ёнилғи сарфини 3-10% камайтириш имконияти бор.

Автотранспортга ижтимоий талабларнинг энг асосийси автомобилнинг хавфсиз бўлишидир. Автомобилнинг фаол ва фаол эмас хавфсизлиги унга ижтимоий талабнинг асосини ташкил этади. Сабаби шуки, у инсоннинг хавфсиз фаолиятини таъминлаш билан боғлиқдир. Инсоннинг ҳаётини эса ҳеч қандай нуллик метр билан баҳолаб бўлмайди.

Шу жиҳатдан автомобил конструкциясида қуйидагиларни амалга ошириш мақсадга мувофиқ:

«хавфсиз» автомобилни яратиш муаммоларини ечиш ;

– автомобил агрегатларининг энг мақбул компоновкасини тақлаш ҳисобига унинг фаол эмас хавфсизлигини таъминлаш

– автотранспорт тормоз тизимида ёлдирақларнинг муҳосараланишига қарши мосламаларни ишлатиш;

– автомобиллар тўқнашганда ҳайдовчи ва йўловчиларни сақлаш мақсадида эзилувчи рул бошқармасини, синмайдиган олд ойинасини ишлатиш ва ҳ.к;

– ҳайдовчи ва йўловчинини қўшимча огоҳлаштирувчи, асровчи тизимларни қўллаш.

Маълумки автотранспортнинг иш жараёнида атроф–муҳитга захарли газлар тарқалиб, инсон ҳаётига ва табиатга таъжовуз этади. Бошқа транспортни ҳисобга олмаганда автотранспортга атроф–муҳитни ифлослаштириш умумий ҳажмининг 25 фоизи тўғри келади. Шунинг учун экологик муҳитга энг кам зарар етказувчи транспорт воситаларини лойиҳалаш ва қуриш мақсадга мувофиқдир.

### **1.3. Автомобилга қўйиладиган асосий талаблар**

Автомобилга қўйиладиган талабларини қуйидагиларга ажратиб мумкин

умумий талаблар;

эксплуатациянинг талаблари;

иқтисодий талаблар;

«хавфсиз» автомобилга бўлган талаблар.

Автомобилга бўлган умумий талабларга қуйидагилар киради:

1. Автомобил конструкцияси ва ўлчамлари тинаж талабларига мос бўлиши зарур;
2. ГОСТ талабларига жавоб бериши керак;
3. Автомобил конструкциясининг келажаги бўлиши керак;
4. Автомобил конструкцияси юқори технология жиҳозларига мос бўлиши зарур;

Автомобил агрегат, узел, қисмларида камёб аниёлар ишлатилмаслиги мақсадга мувофиқ;

6. Зарур даражада қулай, қомфортли бўлиши лозим;

Патентлан жиҳатидан "тоза" бўлиши керак ва ҳ. к.

Тинаж автомобилнинг халқ хўжалигига ва аҳолига зарур бўлган энг асосий хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда системаланштирилган кўрсаткичлари бўйича сархиллигидир. Енгил автомобилларнинг тинажи 1 жадалда кўрсатилган.

| Автомобил сифи | Гуруҳ | Двигателининг ҳажми, литр | Қуруқ масса-сининг қиймати, кг | Автомобилнинг вазифаси |
|----------------|-------|---------------------------|--------------------------------|------------------------|
| 1- энг кичик   | 1     | 0,9 гача                  | 700 гача                       |                        |
|                | 2     | 0,9 – 1,2                 | 700-850                        |                        |
| 2              | 1     | 1,2 – 1,4                 | 850-950                        | шахсий                 |
|                | 2     | 1,5-1,8                   | 950-1150                       | шахсий ва хизмат учун  |
| 3 ўрта         | 1     | 1,8-2,5                   | 1150-1250                      | шахсий, хизмат учун    |
|                | 2     | 2,5-3,5                   | 1250- 1500                     | такси, хизмат учун     |
| 4              | 1     | 3,5-5,0                   | 1500-1700                      | хизмат учун            |
|                |       | 5,0 дан катта             |                                |                        |
| 5 олий         |       | чекланмаган               | чекланмаган                    | хизмат учун            |

Жадвалдан кўриниб турибдики, енгил автомобил учун унинг сифи, гуруҳи ва ҳ.к. ўзгаришлари автомобилнинг халқ хўжалигидаги ўрни билан боғлиқ.

Худди шундай, енгил автомобиллар ўқига тўғри келган энг катта юк, юк кўтара олин қобилияти, енгилрак формуласи, двигателининг тури ва қувватига нисбатан сарқилганини ҳам мумкин.

Автобуслар [10] вазифаси бўйича шаҳар, шаҳар олд, шаҳарлараро; таркиби бўйича яқка, тиркамалик, ярим тиркамалик, уламалик; етакчи енгилракларининг схемаси бўйича 4x2, 6x4, 6x2, 8x2; ўқларининг сони бўйича икки ўқли, уч ўқли, тўрт ўқли; габарит узунлиги бўйича микро-автобус (5,5м), кичик (5,5–7м), ўрта (8,5–9,5м), катта (10–12м), уламалик, бирикмали (16,5–22м); қаватининг сони бўйича бир қаватлик, 1,25 қаватлик, 1,5 қаватлик, 2 қаватлик бўлиши мумкин.

Автомобиллар тишажи 5-10 йилга мўлжалланиб автотранспорт бўйича



давлат миқёсидаги дастурил амал ҳисобланади.

Лойиҳаланаётган ва ишлаб чиқарилаётган автомобил конструкциялари давлат стандартларига, давлатлараро ҳужжатлар талабига жавоб бериши зарур. Гап шундаки, стандарт шартларининг бажарилиши автомобилларнинг жаҳон бозорига чиқишига йўл очади.

Автомобилни лойиҳалаш давридаёқ уни ишлаб чиқариш учун замонавий технология танлаиши; фан ва техниканинг энг янги ютуқларидан фойдаланилган бўлиши; камёб ашёларнинг ишлатилмаслиги; патент шартлари жиҳатидан бошқа нусхалардан кўчирилмаган, яъни "тоза" бўлиши мақсадга мувофиқдир.

Автомобил конструкциясига эксплуатация қилувчиларининг талаблари қуйидагилар:

автомобилни эксплуатация қилишга бўлган сарф – харажатлар энг кам бўлиши керак;

транспорт воситасининг ўртача тезлиги катта бўлиши керак;

автомобилнинг юк кўтара олиш қобилиятидан самарадор фойдаланиш имкониятлари мавжуд бўлиши лозим;

ёнилни, мой ашёларининг кам сарфли бўлиши мақсадга мувофиқ;

конструкциясида мойланувчи нуқталари кам бўлиши лозим;

агрегат, узел, қисмларини техник қаровдан ўтказиш ўнғай;

юқини транспортга ортинг–туширини осон бўлиши мақсадга мувофиқ.

Юқоридаги талабларнинг қондирилишини бир томондан автомобил конструкцияси таъминласа, иккинчи томондан уни самарадор эксплуатация қилиш ҳисобига ҳам эришилсини мумкин.

Автомобил конструкциясига экологик талаблар унинг атроф–муҳитта ни жараёнида ҳавонни ифлослаштирувчи газларининг энг кам тарқалишини таъминландир.

Автомобил конструкциясига иқтисодий талаблар қуйидагилар:

– ўлчамлари ва массаси кичик;

– ишлаб чиқариш тапшархи паст;

– ёшилган–мой тежамкорлиги жуда юқори;

камёб ашёларнинг шиллатилмаслиги лозим.

Иқтисодий талаблар юқори даражали технология, фан–техниканинг энг охириги ютуқларидан фойдаланиши, хизматчиларнинг билим савияси юқори даражада бўлиши ҳисобига эришилсини мумкин.

"Хавфсиз" автомобил деганда икки хил ( $V_1, V_2$ ) тезлик билан қарама–қарши ҳаракатланаётган автомобиллар олма–олд  $V_a = V_1 + V_2 = 80$  км/соат тезлик билан урилганда ёки тўқнаса, ёки ёнидан  $V_a \leq 64$  км/соат тезлик билан урилганда ҳам талафот кўрмайдиган ва инсон соғлигини жароҳатланшидан сақтай оладиган конструкцияли транспортга айтилади. "Хавфсиз" автомобил ҳалокатга учраса, йўловчиларнинг жароҳатланиши даражаси 50%, автомобиллар олма–олд ва ёнидан урилганда эса 90% камаяди.

Автомобил ҳаракат хавфсизлиги фаол (актив) ва фаол эмас (пассив) хавфсизликларни таъминлашни қамраб олади.

Транспорт воситасининг фаол хавфсизлиги қуйидагилар ҳисобига амалга оширилади:

рул бошқармаси ва тормоз тизимининг мустаҳкамлиги ва широчилигини ошириши;

автомобилнинг юқори даражалик турғунлиги;

ушнинг яхши бошқарилувчанлиги;

тормоз тизимининг самарадор шиллатиши;

ҳайдовчи ўтирган ўриндиқдан теварак–атрофнинг энг яхши кўрилиши;

ҳайдовчининг ўриндиқда қулай жойланиши;

автомобил рул бошқармаси, тормоз тизимига ва ҳ.к ларни бошқаришда кам куч сарф этилиши.

Автомобилнинг фаол эмас хавфсизлиги эса қуйидагиларни ҳисобга олини билан амалга оширилади:

хавфсизлик тасмаларини шиллатиши;

салонда ҳайдовчи ва йўловчининг муҳофаза қилувчи воситаларнинг

мавжудлиги;  
ҳалокатга учраган автомобилдан ҳайдовчи, йўловчиларни чиқариб олиш ўнғайлигини таъминлаш;  
ҳайдовчи, йўловчига ҳалокат пайтидаги юклашнинг камайтириши;  
автомобил кузовини деформацияга мойил ашёлардан тайёрлаш.

#### **1.4. Автомобилларни эксплуатация қилиш шaroити**

Автомобилни ишлатиш жараёнида унинг агрегат, узеллари иш жараёнининг юқори сифатли бўлишини амалга оширишда эксплуатация шaroити катта аҳамиятга эга.

Эксплуатация шaroити уч турдаги, транспорт, йўл, миқтақа шaroитларининг мажмуасидан иборатдир.

Транспорт шaroитига автомобилнинг бир йиллик ўтган йўли, транспортни сақлаш, ҳайдовчиларнинг касб маҳорати, ташвилаётган юкларнинг тури киради.

Йўл шaroитига йўл қопламасининг тури ва қаттиқлиги, текислиги (горизонталлиги), бўйлама қиялиги, автомобиллар ҳаракатининг гавжумлиги ва ҳ.к. ларни киритиш мумкин.

Миқтақа шaroитига ҳавонинг энг кичик, ўрта, энг катта ҳарорати, қишининг давом эттиши, ҳавонинг намлиги ва ҳ.к. лар киради.

Транспорт шaroити, автомобилнинг қандай ишларга мўлжалланганига боғлиқ. Шундай экан унинг конструкцияси техник-иқтисодий ўлчамлари, эксплуатация хусусиятлари шу шaroитга мос бўлиши керак. Иложи борича битта автомобилда кўп турли юкни ташини имконияти бўлиши мақсадга мувофиқ. Юк ташини қобилиятини орттириш учун эса кузовининг ҳажминини ўзгартириш имкониятини яратиш керак. Юкни ташини жараёнида унинг яхши сақланиши зарурлиги туфайли, автомобилнинг юриши раволиги метёрида бўлиши мақсадга мувофиқ.

Йўл шaroити автомобилнинг нафақат эксплуатация хусусиятига, хаттоки техник ўлчамлари ва конструкциясига ҳам таъсир этади ва уш

лойиҳалаш даврида ҳисобга олинади. Автомобил йўллариини қуришда қуриш меъёрлари ва қондалари (СНИП ) дан фойдаланилади. Бу ҳужжатта асосан транспорт ҳаракатининг гаважумлиги, ҳаракат тезлиги, йўлнинг эни, қиялиги, автомобил қаторининг сони, бурилиш радиусларининг қийматини ҳисобга олган ҳолда I, II, III, IV, V тонфали йўллар мавжуд.

Йўл тонфасига қараб унинг қопламаси ҳар хил бўлади. Канитал цементобетон, асфальтобетон қоплама I-IV тонфага, енгиллаштирилган асфальтобетон III-IV га, ишбалаганг тупроқ йўл V тонфа йўлларига мўлжалланади.

Таъкидлаш жоизки, йўлга бўлган аҳамиятнинг ортини халқ ҳўжалигидаги юк танишининг қўи муаммолари ечимини осонлантиради.

Минтақа шароитига келсак, у қўи жиҳатдан автомобилнинг эксиуатация хусусиятларига таъсир этади. Умумий ҳолда минтақа шароитини уч турга: мўтадил (ўртача), совуқ, иссиқ—қуруқ ва тоғли зоналарга бўлиши мумкин.

Бизнинг диёримиз Ўзбекистон иссиқ—қуруқ зонага киритилган бўлса ҳам, минтақа шароитининг уччала туридан ҳам бор. Ҳавонинг ҳарорати двигателнинг, трансмиссиянинг, автомобил шинасининг иш жараёнига таъсир этиб, унинг эксиуатация хусусиятига (ёшилги тежамкорлиги, тортини динамикаси) фаол таъсир этади.

Юқорида қайд этилган фикрлар мажмуаси автомобилни эксиуатация қилиши шароитининг унинг эксиуатация хусусиятларига таъсирини масаласига лойиҳалашдан бошлаб аҳамият берилиши тақозо этади. Сабаби нуки, транспорт воситаси эксиуатация шароитига мос бўлишини таъминлаш мақсадга мувофиқдир. Бу масалани ҳал этиши Республика автосаноат ходимларининг вазифаларидан биридир.

## 1.5. Автомобил агрегатларининг бир–бирига нисбатан жойлаши- нинг таҳлили

Автомобилнинг компоновкаси, яъни агрегатларининг бир–бирига нисбатан жойлашиши унинг муҳим хусусиятларидан ҳисобланади. Енгил автомобилнинг компоновкаси дегаида энергия манбаининг (двигател) жойлашиши, етакчи ўқларининг сони ва жойлашиши, қузовининг тури, эшикларининг сони, юк қўйиш жойининг ўрни ҳам тушунилади.

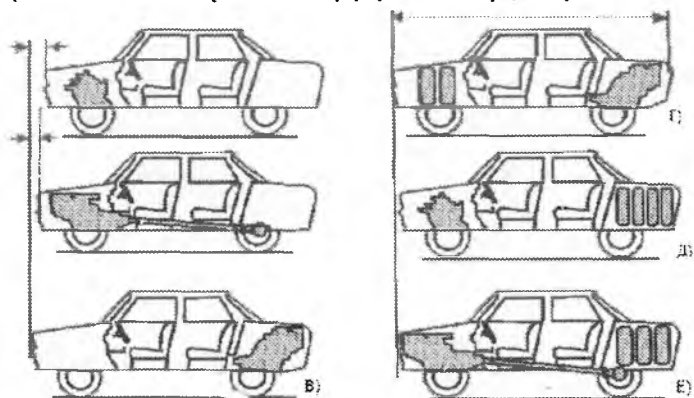
Ҳозирги замон енгил автомобиллари двигателлари ва етакчи гилдиракларининг жойлашишига қараб қуйидаги турларга бўлинади (1-расм):

классик схема;

олдинги ўқи (гилдираклари) етакчи ва двигатели олдинда жойлашган схема;

двигатели ва етакчи гилдираги орқада жойлашган схема.

Классик компоновкали схемада (1-расм Б,Е) двигател, илашши муфтаси, узатмалар қутиси кетма-кет олдинда, етакчи ўқи (гилдираклари) эса орқада жойлашган бўлади. Етакчи гилдиракларга буровчи момент кардан узатмаси, асосий узатма, дифференциал орқали узатилади.



1-расм. Енгил автомобилларнинг хар хил компоновкали схемаларини қиёсий солиштирини

А, Б, В – узунлиги бўйича; Г, Д, Е – юк ҳажмининг катталиги бўйича;

Олдинги ўқи (ғилдираклари) етакчи компоновкали схемада (1-расм, А, Д.) трансмиссия (иллашни муфтаси, узатмалар қутиси, асосий узатма, дифференциал) бир қобикда жойлашган бўлиб, етакчи ўқ (ғилдираклар) ҳам олдидадир. Кардан узатмаси агрегат сифатида ўз мавқенини йўқотиб дифференциалдан ғилдиракларга буровчи моментни ўтказувчи валга айланиб қолади. Бу схемада двигател автомобил бўйлама ўқига қўйиладиган ва бўйлама, ҳамда бурчак остида жойлашиши мумкин.

Двигатели орқада жойлашган схемада, иллашни муфтаси, узатмалар қутиси, асосий узатма, дифференциал бир қобикда бўлиб, двигателдан буровчи момент кетинги етакчи ғилдиракларга кичик кардан ваки орқали узатилади. Етакчи ғилдираклар орқада бўлиб, двигател автомобил бўйлама ўқига қўйиладиган ва бўйлама жойлашиши мумкин.

Ҳар бир компоновкадаги автомобиллар схемасининг афзаллик ва камчиликлари бўлиб, уларнинг қиёсий таҳлили 2- жадвалда келтирилган.

2- жадвал

| Автомобил<br>компоновкаси          | Афзалликлари   | Камчиликлари  |
|------------------------------------|--|---|
| Классик<br>компоновка-<br>ли схема | юки тўла автомобилнинг<br>массаси мақбул тақсимланган,<br>48%-52%;<br>юк қўйдиган қисм ҳажми<br>катта;<br>двигателнинг техник қарови<br>осон;<br>унинг тўғри чизиқли ҳаракати<br>турғун. | габарит узунлиги<br>катта;<br>қуруқ массаси катта;<br>қузов таги текис<br>эмас. |

|  |   |  |
|--|---|--|
| <p>Олдинги ўқи<br/>етакчи ва<br/>двигатели<br/>олдинда<br/>жойлашган<br/>схема</p> | <p>автомобилнинг базаси 10% қисқа;<br/>қуруқ массаси 8%га кам;<br/>двигател ва трансмиссияси<br/>битта қобиёда;<br/>етагли эмас бурилувчанликка<br/>эга;<br/>қузовининг таги текис;<br/>турли модификацияларини<br/>тайёрлаш мумкин (ушверсал,<br/>фургон).</p> | <p>сирпанчиқ йўлдан<br/>юқорига юрганда<br/>бошқарилувчанлиги<br/>ёмон;<br/>тормозланишда орқа<br/>ўқи ёнаки<br/>сирпанади;<br/>двигатели кўидаланг<br/>жойлашса техник<br/>қаров<br/>қийинланади;<br/>қўлланилган қардан<br/>шарнирлари чидамсиз.<br/>массасининг ўқларига<br/>тақсимланшини<br/>ноқулай 42/58 %;<br/>юк қўядиган қисми<br/>кичик ҳажмли;<br/>ҳайдовчи учун автомо-<br/>билни бошқариш<br/>қийин;<br/>қузов теги текис эмас;<br/>шовқинлик;<br/>салонни иситиш ноқу-<br/>лай;<br/>турли<br/>модификацияларини<br/>яратиш қийин.</p> |
| <p>Двигатели ва<br/>етакчи<br/>ендираги ор-<br/>қада<br/>жойлашган<br/>схема</p>   | <p>двигателнинг техник қарови<br/>осон;<br/>двигател ва трансмиссияси<br/>иччам қобиёда;<br/>базаси қисқа;<br/>қуруқ массаси кам;<br/>юқорига чиққанда ва<br/>сирпанчиқ йўлдаги ҳаракати<br/>қулай.</p>   | <p>массасининг ўқларига<br/>тақсимланшини<br/>ноқулай 42/58 %;<br/>юк қўядиган қисми<br/>кичик ҳажмли;<br/>ҳайдовчи учун автомо-<br/>билни бошқариш<br/>қийин;<br/>қузов теги текис эмас;<br/>шовқинлик;<br/>салонни иситиш ноқу-<br/>лай;<br/>турли<br/>модификацияларини<br/>яратиш қийин.</p>   |

Классик компоновкали енгил автомобиллар биричилардан ҳисобланади. Автомобил конструкциясининг, технологиянинг ривожланиши ва автомобил парҳини арзонлаштириш двигател, илашини муфтаси, узатмалар қутисини битта трансмиссия қилиб бириктиришнинг тақозо этади. Автомобил турғулигини яхшилаш борасида эса олдинги ўқда мустақил османинг ишлатилиши асқотади. Мустақил османинг ишлатилиши двигател ўқини йўлга яқинлаштириш ҳисобига автомобилнинг оғирлик маркази баландини пасайтиради. Шундай қилиб, автомобилнинг умумий массасини ўқларга тахминан тенг (48-52%) бўлишинга эришиб унинг қулайлиги ва турғулиги яхивланди. Двигателни олдинроққа суриш лойиҳаси, V-симон двигателнинг ишлатилиши эса ўриндиқларни базанинг ўртасида бўлишини таъминлайди, натижада йўловчилар учун қулайлик ортади. Орқа осмаларнинг ҳам мустақил қилиниши асосий узатмани настрок тушириш, натижада оғирлик марказини пасайтириш, асосий узатма ва двигател бўйлама ўқининг бир чизикда ётиши ҳисобига қузовнинг таги бироз текисланиши мумкин.

Классик компоновкали автомобилларнинг афзалликларни муҳассамлаштирилган конструкцияларга ВАЗ-2106, ГАЗ-3110, Дамас ва ҳ.к. киради.

Двигател ва етакчи ёлдираги орқада жойлашган схеманинг (1-расм В, Г.) найдо бўлиши двигател, илашини муфтаси, узатмалар қутиси, асосий узатма, дифференциални бир қобикда бўлишини ва орқа ўқини кўприк сифатида бўлмаслигига олиб келади. Лекин хайдовчининг автомобил бошқаришини таъминлаш учун қузов тагида туннель қилиб юритма, нечтин, намоллатини қисмларини ўтказини зарурияти туғилди. Шу жиҳатидан классик компоновкали ва двигател, етакчи ёлдираги орқада жойлашган схемалар ўхшаб кетади (1-расм В, Г), лекин иккинчи схемада юк хонаси иккита олдинги ёлдираклар қаноти ўртасида (1-расм, Г) сиқилиб қолган бўлиб, қулайлигини камайтиради.

Двигател ва етакчи ёлдираги орқада жойлашган автомобилнинг



узунлиги классик компоновкага nisbatan taxminan 10% ortiq. Uning ekspluatatsiyasi davrida shunday kamchiliklari (2-jadval) borligi aniqlandiki, ularni iyyqtoshning ʻzi katta muammodir.

Oldingi ʻqi (vidiraqlari) etakchi va dvigateli oldida joylashgan sxema (1-rasm A, D) eng zamnaviy hisoblanib (BAZ-2109, Neksia, Tiko va x.k.), dvigateli orqada joylashgan avtomobil kamchiliklarini iyyqtosh borasidagi xarakatlarining mahsulidir. Oldingi ʻqi etakchi avtomobillarining yana nayo bʻlining (u 30 yillarida ham bor edi.) transmisiyasining ixchamligi va etarli emas buriluvchanlikka egaligi bilan jalb etadi, natijada katta tezlik bilan xarakatida u iyytosh yaxshi unlaydi. Lekin kardan sharirining chidamchiligi natijasida ʻz vaqtda oldingi ʻqi etakchi avtomobillari rivojlanmadi.

Uch xil komponent sxemalarini bir-biriga solishtirajak uzunligi jihatiidan (1-rasm A, B, B) eng kichigi old vidiraqlari etakchi sxemadir (ayniqsa dvigateli kundaning joylashgan bʻlasi). Yuk bʻlanimining hajmi bʻyinch solishtirilsa, (1-rasm G, D, E) yana old vidiraqlari etakchi sxemaning afzalligi yaqol kʻrinsadi.

Agar uchala komponent avtomobil massalarini solishtirajak klassik komponent bosqalariga nisbatan 8-10 % ga ogirlikini aniqlash mumkin.

Agar avtomobillarining tanarxini solishtirajak eng arzon dvigateli orqada joylashgani, undan keyingisi old ʻqlari etakchidir.

Shonchiligi va chidamchiligi bʻyinch klassik komponent avtomobillar birinchi ʻrindedir.

Katta tezlikda, sirpanchik iyytda xarakatlanaytanda xavfchiligi bʻyinch birinchi ʻrinda old ʻqi etakchi avtomobillar turadi.

Xulosa qilib aytganda, yangi avtomobilni loyixalanda har bir sxemaning ʻziga xos xususiyatlarini hisobga olib, ekspluatatsiya sharoiti, sotish narxi, tijajini talagan holda amalga oshirish muvaffaqiyatga olib kelishi mumkin.

### 1.6. Агрегат қисмларида ҳосил бўлувчи юкламалар

Автомобилнинг эксплуатацияси даврида унинг агрегатларига миқдори ва йўналиши бўйича вақтга боғлиқ равишда сурункали ўзгарувчи куч, моментлар таъсир этиб туради. Бунинг асосий сабаблари транспорт, йўл, об-ҳаво шаронтининг ўзгариб туришидир. Натижада агрегат қисмларида турли хил кучланишлар ҳосил бўлиб, уларнинг чидамлик, маҳкамлик ва ҳ.к. хусусиятларига фаол таъсир этади.

Автомобил агрегатлари ва унинг қисмларига таъсир этувчи кучларни қуйидаги турларга бўлиши мумкин:

- ўзгармас ва жуда секин ўзгарувчи;
- бир хил барқарор режимда ўзгарувчи;
- барқарор эмас режимда ўзгарувчи;
- зарбли.

Автомобилга ҳар доим таъсир этувчи ўзгармас куч сифатида унинг оғирлиги мавжуддир. Йўда секин ўзгарувчи куч сифатида эса иккита қисмини бир-бирига маҳкамлаб турувчи болт-гайка боғловчишеши мисол қилиб кўрсатса бўлади.

Таъсир қилувчи кучлар натижасида автомобил қисмларида кучланишлар ҳосил бўлиб, уларнинг турлари қуйидагилар (2-расм а,б,в,г):

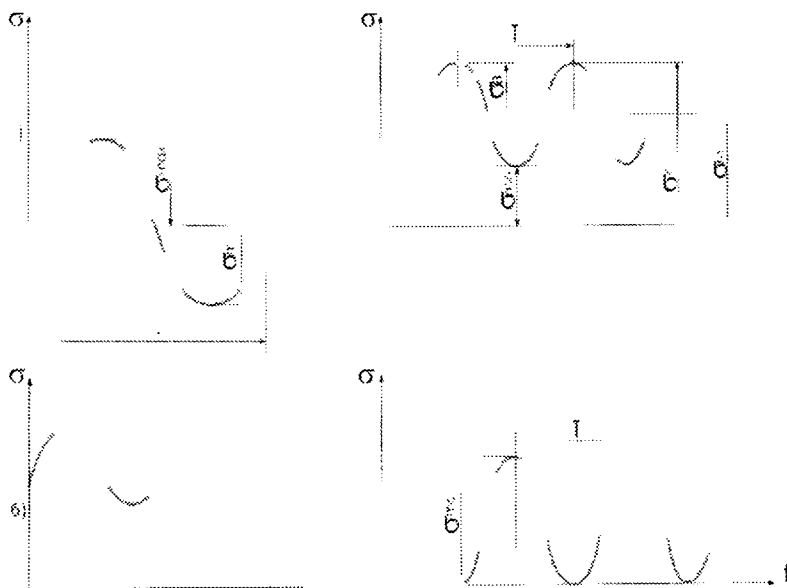
Асимметрик кучланишлар (2-расм, в) автомобил юрishi қисмига тегишли олд ва орқа осмаларда, қўриқларда мавжуд. Автомобил юкланганда эластик қисмлар деформациядан кучланиш ҳосил бўлади. Транспорт ҳаракати даврида йўлнинг потекиселиклари таъсирида кучланишлар  $\sigma_{min}$  дан  $\sigma_{max}$  гача ўзгаради. Ҳосил бўлаётган кучланишнинг амплитудаси  $\sigma_a$  даври эса  $T$  га тенгдир.

Узилиб ўзгарувчи кучланиш (2-расм, г) узатмалар қутиси, асосий узатма, дифференциал ва ҳ.к. шестерияли жуфтларга эга қисмларининг иш жараёнида ҳосил бўлади. Шестерия жуфтлари иш жараёнида кучланиш полдан  $\sigma_{max}$  гача циклик қайтарилиб туради. Айтиганидек, ҳар доим

$\sigma_{min}=0$ . Симметрик кучланиш (2-расм, а) узатмалар қўтисининг валларида, шестерня тишларида (агар юкланиш ўзгармаса) ва ҳ.к. ҳосил бўлади. Шу юкланишдан ҳосил бўлаётган кучланишнинг ўзига ҳосиллиги  $\sigma_{min}=\sigma_{max}$  Барқарор эмас ўзгарувчан кучланиш (2-расм, б) автомобил кўи қисмининг иш жараёнида муайян мавжуддир.

Унда кучланиш вақт  $t$  бўйича тинмай ўзгаради, амплитуда ва даври ҳам ўзгариб туради.

Зарбли кучлардан ҳосил бўлган кучланиш унинг ўсиш даражасининг жуда катталиги билан характерланади.



2-расм. Автомобил қисмлари юкланишидан уларда ҳосил бўлган кучланишлар тури

асимметрик (в); -ўзилиб ўзгарувчи (г); -симметрик (а); -барқарор эмас ўзгарувчи (б).

Кўриб чиқилган кучланишлар агрегатларининг иш жараёнида циклик қайтарилиб туради. Уларнинг баъзи ўлчамлари қуйидагича аниқланади:

циклдаги ўртача кучланиш,

$$\sigma_m = (\sigma_{min} + \sigma_{max}) / 2 \quad (1.6-1)$$

циклнинг амплитудаси,

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2 \quad (1.6-2)$$

носимметрилик коэффициенти,

$$r = \sigma_{min} / \sigma_{max} \quad (1.6-3)$$

### 1.7. Автомобил ва унинг агрегатларини ҳисоблаш режимлари

Автомобилнинг эксплуатацияси жараёнида таъсир этувчи кучлардан унинг қисмларида деформациялар ҳосил бўлади, натижада элементларида кучланишларни найдо этади. Кучланишларнинг катта–кичиклиги юкланиш режимлари (тартиботи) билан чамбарчас боғлиқдир.

Юкланиш тартиботи автомобилнинг эксплуатация шароитидаги ҳосил бўлаётган юкланишларни характерлайди.

Ҳисоблаш тартиботи реал ёки шартли юкланиш бўлиб, у автомобилнинг агрегатларини ҳисобланаётганда қабул этилади.

Автомобил ва унинг элементларини статик юкланишларга ҳисоблаш энг оддий бўлиб, унинг афзалликларидан биридир. Ҳисоблаш натижасида ҳосил бўлган кучланишлар, худди шу усулда эксплуатациядаги ишлаётган конструкцияларда ҳосил бўлган кучланишлар билан таққосланади ва рухсат этилган кучланишдан кичик бўлса қабул этилади. Лекин бу ҳисоблаш усулида реал эксплуатация шароитини тўла ҳисобга олиш имконияти жуда оздир.

Автомобил қисмларини ҳисоблашда эксплуатация шароитини тўла ҳисобга олиш барқарор ва барқарор эмас юкланиш тартиботларини ҳисобга олгандагина аниқ натижаларни бериши мумкин.

Автомобилсозликда ҳисоблаш тартиботининг қуйидаги турлари қўлланилади. Биринчи ҳисоблаш тартиботи автомобил двигателининг энг катта буровчи моменти  $M_g$  га асосланган. Ҳисоблаш моменти қуйидагича аниқланади:

$$M_x = M_{g \max} * U_{TP} \quad (1.7-1)$$

бу ерда

$M_x$  трансмиссиянинг ҳисобланаётган валидаги буровчи момент;

$U_{TP}$  ҳисобланаётган валгача жойлашган трансмиссия агрегатларининг узатишлар сони.

Ҳисоблаш momenti  $M_x$  эксплуатациядаги ҳаддан ташқари катта момент  $M_{авж}$  дан кичик, ўртаҳол момент  $M_{экс}$  дан катта бўлиши керак. Бу ҳисоблаш тартиботини қиёсий текшириш ҳисобларида ва асосан трансмиссия агрегатларини ҳисоблашда ишлатилади.

Иккинчи ҳисоблаш тартиботида етакчи вилдиракларнинг йўл билан илашини бўйича энг катта  $M_\phi$  momentни асос қилиб олинади. Бу ҳисоблаш тартиботи трансмиссиянинг айрим валларидаги, масалан, кардан узатмасидаги, трансмиссиядаги марказий тормоз, қўи ўқли автомобил кўприклари, ярим ўқлар ва х.к даги моментларнинг ўзгарин конушиятлари аниқ бўлмаганда ишлатилади.

Етакловчи кўприкнинг ярим ўқлари учун у қуйидагича аниқланади:

$$M_\phi = (R_z/2) * \phi_{\max} * r_k \quad (1.7-2)$$

бу ерда

$R_z$  – кўприкка нормаль акс таъсир кучи;

$\phi_{\max}$  вилдиракнинг йўл билан энг катта илашини коэффициенти,

$$\phi_{\max} = 0,7-0,9;$$

$r_k$  – вилдиракнинг вилдираш радиуси.

Кардан вали учун бу момент қуйидагича аниқланади:

$$M_\phi = ( R_z * \phi_{\max} * r_k ) / U \quad (1.7-3)$$

бу ерда

$U$  кардан валидан етакчи вилдиракгача бўлган узатмаларнинг узатишлар сони.

Учинчи ҳисоблаш тартиботи энг катта динамик юкланишга

асосланган. Олдинги иккала ҳисоблаш тартиботида эксплуатация шароитидаги динамик юкланишларни ҳисобга олинмаган. Эксплуатация шароитида динамик юкланишлар қуйидаги ҳолларда ҳосил бўлади:

- иланиш муфтагини ҳайдовчи томонидан тезкор қўйиш натижасида;
- йўлнинг потекисликлари ва ҳолатидан;
- трансмиссиядаги айланувчи массаларнинг инерцион моментидан.

Динамик юкланиш динамиклик коэффициенти  $K_d$  билан ифодаланади ва қуйидагича аниқланади:

$$K_d = M_{авж} / M_{g\ max} \quad (1.7-4)$$

бу ерда

$$K_d = 1.5-2.5.$$

Юқоридаги уч хил ҳисоблаш тартиботидан ташқари реал эксплуатация шароитида ҳосил бўлувчи юкланишларга ҳисоблаш тартиботи ҳам мавжуддир. Автомобилнинг айрим агрегатлари қизишга, биқирликка, критик бурчак тезлиги ва ҳ.к. ларга ҳам ҳисобланиши мумкин.

Ҳисоблаш тартиботларининг қўлланилишига мисол тариқасида баъзи-бир агрегатларни ҳисобланадиги юкланиш тартиботини келтирамиз:

тормоз тизими – етакчи вилдиракнинг йўл билан иланиши бўйича;

рул бошқармаси – рул чамбарагидаги энг катта буровчи момент,

бошқарилувчи вилдираклардаги энг катта тормоз momenti, бошқа-

рилувчи вилдиракларининг тўсикқа урилгандаги куч бўйича;

осмалар – вилдиракларга тушган юкнинг динамиклик коэффициенти  $K_d$  ни ҳисобга олган ҳолдаги қийматига;

қўриқлар – автомобил қўққисдан тормазилашганда энг катта иланиш қиймати бўйича, ёнаки сурилишдаги энг катта юкланишга, тўсикқа урилгандаги ҳосил бўлган энг катта юкланишга ҳисобланади.

рама, кузов – автомобил потекис йўлдан  $V_{amax}$  тезлик билан ҳаракатлангандаги ҳосил бўлган кучларга, автомобил катта потекисликлар қаршилигини енггандаги кучларга ҳисобланади.

## **1.8. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар**

1. Транспорт турларининг ичида автотранспортнинг ўз ўрни борлигини исботланг.
2. Автотранспорт ривожланишида ижтимоий, иқтисодий, экологик талабларнинг ўрни.
3. Республикамызда автомобилсозлик ва автотранспорт ривожланишининг истиқболлари.
4. Автомобилнинг ёшилги тежамкорлигини орттириш усуллари.
5. "Хавфсиз" автомобилни яратишдаги асосий йўналишлар.
6. Экологик муаммолар ва автотранспорт ўртасидаги боғланишларни айтиш.  
Автомобилга қўйиладиган умумий талаблар.
8. Автомобилга уни эксплуатация қилувчининг талаблари.
9. Автомобилга иқтисодий талаблар.
10. Автомобилга экологик талаблар.
11. Тишаж категориясига таъриф.
12. Енгил автомобил тишажининг асоси.
13. Юк автомобиллари тишажининг асоси.
14. Автобуслар тишажининг асоси.
15. Автомобил конструкциясига эксплуатация қилувчининг талаблари.
16. Автомобил конструкциясига иқтисодий талаблар.
17. Автомобилнинг фаол хавфсизлигини таъминлаш усуллари.
18. Автомобилнинг фаол эмас хавфсизлигини таъминлаш усуллари.
19. Автомобилдан фойдаланишдаги транспорт шaroитига таъриф.
20. Автомобилдан фойдаланишдаги йўл шaroитига таъриф.
21. Автомобилдан фойдаланишдаги минтақа шaroитига таъриф.
22. Автомобил компоновкаси, унинг турлари.
23. Классик компоновкали енгил автомобилнинг афзаллик ва камчиликлари.
24. Олдинги ўқи стакчи ва двигатели олдида жойлашган енгил

- автомобилларнинг афзаллик ва камчиликлари.
25. Двигатели ва етакчи ғилдираги орқада жойлашган енгил автомобилларнинг камчилик ва афзалликлари.
  26. Автомобил агрегатларининг иш жараёнидаги юкланиш турлари.
  27. Автомобил агрегатларининг юкланиш тартиботига таъриф.
  28. Биринчи ҳисоблаш тартиботига таъриф.
  29. Иккинчи ҳисоблаш тартиботига таъриф.
  30. Учинчи ҳисоблаш тартиботига таъриф.
  31. Трансмиссия агрегатларининг ҳисоблаш тартиботлари.

## **2. Илашмиш муфтаси**

### **2.1. Илашманинг зарурияти**

Автомобил ҳаракатлана олиши учун двигателнинг тирсакли валидаги буровчи моментни трансмиссия ёрдамида етакчи ғилдиракка узатиш керак. Бу вазифани бажаришнинг энг ўнғай йўли двигател тирсакли валини узатмалар қутисининг бирламчи вали билан муфта ёрдамида маҳкамлаб қўйишдир. Лекин бу муолажа қўшимча муаммоларни келтириб чиқаради. Агар автомобил жойидан қўзғалаётган бўлса, қўзғалиш динамик туртки билан бўлади. Двигателнинг буровчи momenti йўл қаршиликларида кичик ва узатмалар қутисини қўйиш-ажратишнинг иложи йўқлиги сабабли, автомобил жойидан қўзғала олмайди. Ҳаракатдаги автомобил бўлса, зарурият туғилганда двигателни трансмиссиядан ажратиш мумкин бўлмай қолади.

Шундай қилиб, юқоридаги мулоҳазалар двигател ва узатмалар қутиси ўртасида илашма бўлишини тақозо этиб, у қолганларини узиб-қўйиш вазифасини бажарсин.

Илашмиш муфтаси автомобилни ўз жойидан охишта қўзғатиш, узатмалар алмаштирилганда қисқа вақт двигателни трансмиссиядан ажратиш ва у потекис йўлдан ҳаракатланганда трансмиссияни динамик турткилар таъсиридан сақлаш вазифасини бажаради. Илашмиш муфтаси уч



қисмдан, илашманинг ўзи, юритмаси, қучайтиргичдан иборатдир.

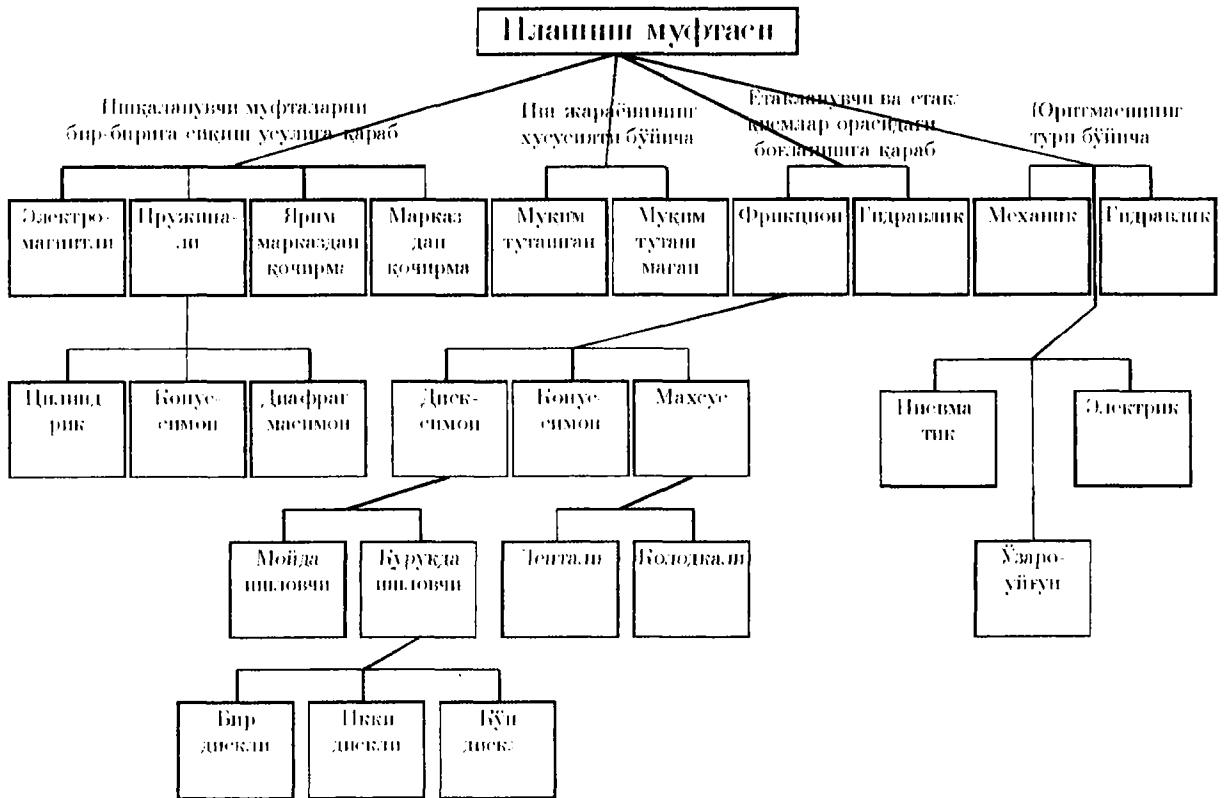
## **2.2. Илашиш муфтасига қўйиладиган талаблар**

Илашиш муфтаси ўзига қўйилган вазифаларни бажара олиши учун қатор талабларни қондириши керак. Улар қуйидагилар:

1. Двигателдан трансмиссияга буровчи моментни ишончли узатиши зарур;
2. Етакланувчи ва етакловчи қисмлари тўла ва текис уланиши зарур;
3. Қисмларнинг тоза ажралишини таъминлаши керак;
4. Етакланувчи қисмларининг инерция momenti мумкин қадар кичик бўлиши мақсадга мувофиқ;
5. Ишқаланувчи етакловчи ва етакланувчи диск юзаларидан иссиқлиқни яхши тарқатиши лозим;
6. Трансмиссия қабул қилган динамик зарбани камайтира олиши керак;
7. Эксплуатация даврида етакловчи ва етакланувчи қисмларини сиқувчи кучни бир меъёردа сақлаши керак;
8. Бошқариш учун энг кам куч сарф этилиши керак;
9. Яхши мувозанатланган бўлиши зарур;
10. Кичик масса ва ўлчамли, тузилиши содда ва техник қаров ўтказиш ўнгай, шовқинсиз ишлаши мақсадга мувофиқ.

## **2.3. Илашиш муфталарининг таснифи**

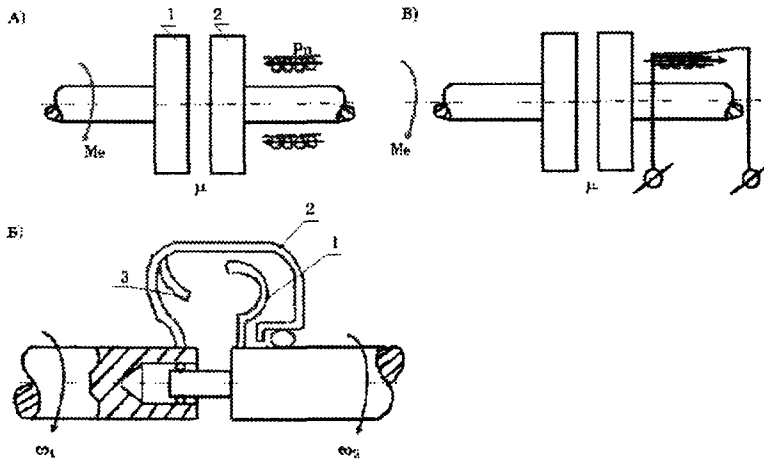
Илашиш муфтасига қўйилган талаблар унинг ҳар хил шароит учун турли хилларининг келиб чиқишига сабаб бўлди. Илашмани батафсилроқ ўрганиш учун унинг 3-расмдаги таснифини кўриб чиқамиз. Иш жараёнининг хусусияти бўйича етакловчи ва етакланувчи қисмлари муқим туташган ва муқим туташмаган бўлиши мумкин. Автоматик трансмиссияга эга (гидротрансформаторли) автомобиллардан ташқари ҳаммасида муқим туташган илашиш муфтаси ишлатилади. Бу тур илашмаларда етакланувчи ва етакловчи қисмлар автомобилни жойидан қўзғатилганда, узатмадан узатмага ўтганда ва тормозлашни жараёнидагина ажратилади.



расм. II. аниш муфтазининг тасифи

Муқим туташмаган плашма­ларда эса двигател тирсақли ва­лининг кичик бурчак тезлиги­да етакланувчи ва етакловчи қис­млари ажралган бўлиб, тезлик ор­тганда автоматик равиш­да қўшилади (БелАЗ–548 ва ҳ.к.).

Ишқаланувчи юза­ларни бир–бирига сиқ­ши усули бўйича пружинали (4–расм, А); электромагнитли (4–расм, В); ярим марказдан қочирма; марказдан қочирма турлари бўлиши мумкин. Етакланувчи ва етакловчи дис­кларни пружина ёрдами­да сиқ­ши усули энг кўп тарқалган. Сиқувчи пружиналар доира бўй­лаб бир (КамаЗ–5320, ГАЗ–53А, ГАЗ–66) ёки икки (МАЗ–5335) қатор жой­ла­шиши мумкин. Бундан ташқари цилин­дрик, конуссимон (МАЗ–200), диафрагмасимон (ВАЗ–2101, Тико, Дамас, Нексия) пружина плашма ўқи бўй­лаб жой­ла­шиши ҳам мумкин. Ярим марказдан қочирма тури­да эса сиқувчи куч пружина ва юкчаларнинг марказдан қочирма куч­ларидан иборатдир (М–20 "Победа", ЗИЛ–110) Марказдан қочирма ва ярим марказдан қочирма турлари ҳозир иш­ла­тилмайди.



4-расм. Турли плашши муфта­ларининг схемалари

Етакланувчи ва етакловчи қис­млар орасидаги боғ­ланиш турига қараб

планини муфталари фрикцион (4-расм,А); гидравлик (4-расм,Б), электромагнитли (4-расм, В) бўлиши мумкин. Фрикцион планида момент иккита дискининг 1,2 бир—бирига ишқаланиши ҳисобига узатилади.

Гидравлик планида насос вилдираси 2, куракчалари 3 бўлган вилдиракдан иборат бўлиб, қобилининг ичига маҳсуе мой қуйилган. Насос 2 вилдираси  $\omega_1$  бурчак тезлиги билан айланганда унинг куракчалари 3 мойни турбина вилдирасига отади, натижада у  $\omega_2$  бурчак тезлиги билан айланиб моментни узатади. Бу планида гидромурта бўлиб, бир дискли планини муфтаси билан биргаликда ишлатилади (ГАЗ–12 "ЗИМ", МАЗ–525)

Планини муфтасининг ишқаланувчи қисмлари дискли, конусли, маҳсуе бўлиши мумкин. Бутун нафақат дискли планидалар ишлатилади. Ишқаланувчи дисklar қуруқда ва мойда (гидротрансформатор) ишланиши мумкин.

Дисklarнинг сони бўйича бир, икки, кўп дискли бўлиши мумкин. Бир дискли планида енгил автомобилларда, кичик ва ўрта вазида юк ташувчи автомобилларда (Тико, Дамас, Нексия, ГАЗ–3110, ЗИЛ–130 ва х.к.), икки дисклиси эса катта вазидаги юк ташувчи автомобилларда (МАЗ, КамАЗ) ишлатилади.

Планини муфтаси юритмасининг тури бўйича механик, гидромеханик, пневматик, электрик, ўзаро-уйғун бўлиши мумкин. Енгил автомобилларда, кичик ва ўрта вазида юк кўтарадиган автомобилларда механик ва гидравлик турлари қўлланилади. Катта вазидаги юк автомобилларида ўзаро-уйғун, механик-пневмо кучайтиргичли (МАЗ), гидравлик–пневмо кучайтиргичлиси эса КамАЗ туридаги автомобилларда ишлатилади.

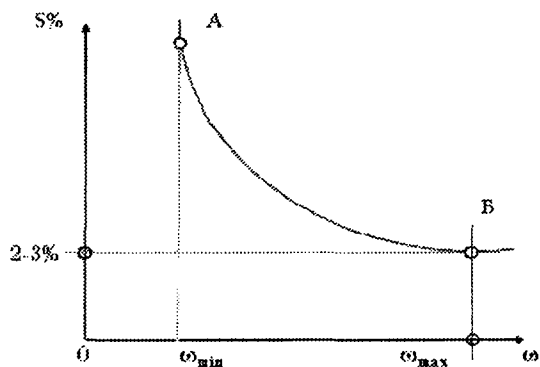
#### **2.4. Иланимага қўйилган талабларнинг конструкциясида**

##### **қондирилиши ва уни баҳолаш**

Планини муфтасининг иш жараёни, такчи ва такланувчи дисklarнинг бир—бирига ишқаланиши натижасида амалга оширилади.

Қисмларининг шиқаланиши шатаксыраш жараёни билан ёнма—ён болади. Шатаксыраш даражасининг  $S$  % тирсакли валнинг бурчакли тезлиги билан боғлиқлик графиги 5–расмда кўрсатилган.

Кўришиб турибдики, тирсакли валнинг кичик бурчак тезлигида, яъни автомобилнинг кўзгаланишида шатаксыраш даражаси катта бўлади (А нукта), катта бурчак тезлигида  $\omega_{МАД}$  эса шатаксыраш 2-3% ичгина таникил этади (В нукта). Момент узатилиш даврида етакланувчи ва етакловчи қисмларининг шатаксыраниш ҳисобига ҳароратининг кўтарилиши, қопламаларининг сийлиши жадалланади.



5-расм. Планиш муфтаси шатаксыраш даражасининг тирсакли вал бурчак тезлиги билан боғлиқлик графиги

Бундан ташқари сиқувчи пружиналар синиши, дисклар орасига сув, мой кириб шиқаланиш коэффициенти камайиши, қўй дискли илашмаларда эса уларнинг орасидаги тирқини катта бўлиб кетиниш мумкин. Шунинг учун ҳам илашин муфтасининг асосий ўлчамларини танлашда унинг дискларининг шиқаланиши ҳисобига энг катта момент узата олиш шарти қўйилади. Бу шарт автомобилни экслуатация қилиш даврида сурункали сақланиб қолиниш мақсадга мувофиқ. Планишнинг шиқаланиш momenti  $M_f$  қуйидагича аниқланади:

$$M_T = M_{\text{max}} * \beta \quad (2.4-1)$$

бу ерда

$M_{\text{max}}$     двигателнинг энг катта моменти,    Н \* м;

$\beta$             платини муфтасининг захира коэффициенти.

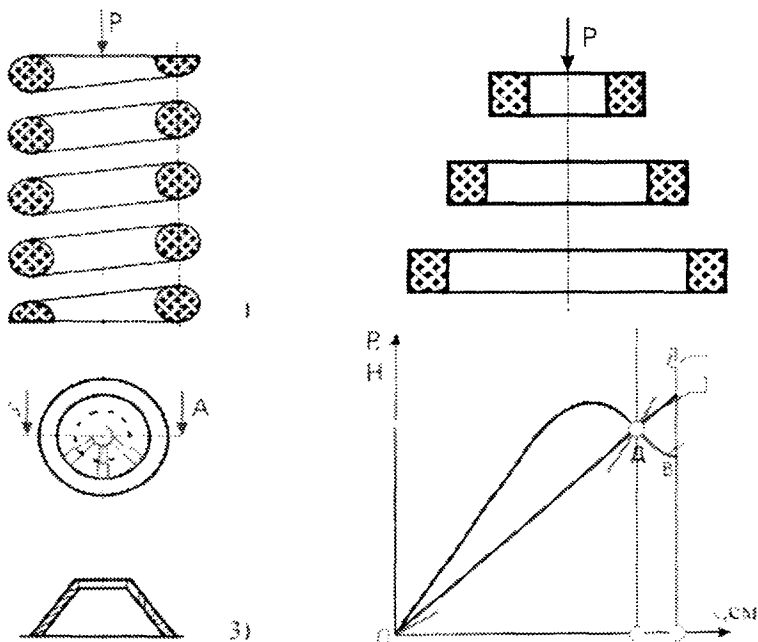
$\beta$    коэффициенти   автомобилни   эксплуатацияси   даврида қонлазаларининг сийлиши, пружиналари эластиклигининг камайиши ва ҳ.к. ни ҳисобга олганда, зарур буровчи моментни (албатта двигательниқидан катта) муқим ўзатишини ҳисобга олиб ГОСТ 1786-80 тавсияси бўйича тайинланади.

Пружиналарнинг сиқувчи кучи созиламайдиган платини муфталарида, энгил автомобиллар учун  $\beta=1,3...1,75$ . шибатаи энгил паронгта шловчи юк автомобиллари учун  $\beta =1,6...2,2$ , шибатаи қийин йўл паронгта ва тиркама билан шилайдиган юк автомобиллари учун эса  $\beta=2...2,5$  бўлиши мумкин. Агар платини муфтасида пружиналарнинг сиқини кучини созила имконияти бўлса  $\beta \leq 1,2...1,3$  бўлади. Пружиналарнинг сиқини кучи марказдан қочирма куч таъсирида амалга оинса  $\beta=1,3...1,4$ . Етакловчи ва етакланувчи қисмлари электромагнит кучлари ҳисобига бирланса  $\beta=1$ , яъни захира коэффициентининг зарурияти бўлмаи қолади. Электромагнитли платини муфтасида агар темир кукунни ўзининг магнит хусусиятларини йўқотмаса, диакларни бирлангтирувчи куч фақат ток кучигагина боғлиқдир.

Захира коэффициенти  $\beta$  нинг қийматини ҳаддан танқари катта, масалан  $\beta > 2,5$  олинн мақсада мувофиқ эмас. Сабаби шуки,  $\beta$  нинг ортинн педални босини учун сарфланадиган кучнинг катталанишини талаб этади. У куч эса ГОСТ билан меъёрлангандир. Мабодо  $\beta$  ни катталангтиринн зарурияти бўлса, платини муфтасининг юритмасига зучайтиргич киритилиб, ҳайдовчининг меҳнати бироз енгилашгтирилади.

Ҳайдовчининг платини муфтасини бошқаринини енгилашгтиришида сиқувчи пружиналарининг тавсиялари ҳам асқотини мумкин.

6-расмда ҳар хил турдаги сиқувчи пужиналарнинг тавсифлари графиги келтирилган.

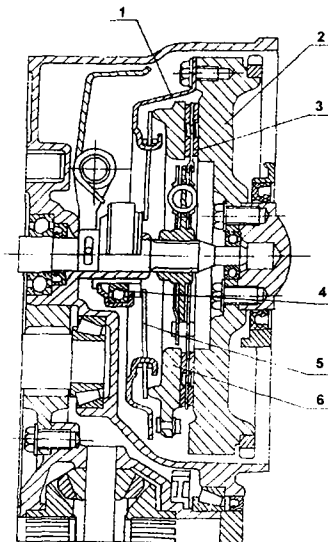


6-расм. Сиқувчи пужина турлари ва уларнинг тавсифлари графиги

Графикда цилиндрик 1, конуссимон 2, диафрагмасимон 3 пужиналар учун уларни сиқувчи  $P$  кучи ва деформациялар  $\Delta$  орасидаги боғланиш чизиқлари кўрсатилган. Кўришиб турибдики, цилиндрик пужинанинг  $\Gamma$  бикирлиги ўзгармас (тўғри чизиқ), конуссимон пужина учун эса ўзгарувчан (эгри чизиқ), диафрагмасимонники эса маълум деформациягача ўзгармас, кейин эса камаювчи бикирлиikka эга (A-B). Ҳамма пужиналар учун шундай нуқта борки ( $\Delta$ ), у иланиш муфласи дискларининг қўшилган вақтига тўғри келади (C) ва у нуқтада пужина бикирлиги бир хил ва мейёридадир.

Пластиш муфтасининг дисклари ажралишида эса (Е нуқта) пружиналар бикирлиги ҳар хил. Конуссимон пружинанинг бикирлиги энг катта, диафрагмасимонники эса энг кичик, цилиндрик пружинаники эса ўртача. Албатта, пластиш муфтасини бошқаришда хайдовчига энг ўнғай диафрагмасимон пружиналидир, сабаби нуқти, ушн ажратишдаги бикирлиги кичик ва у кам куч сарф этади. Шунинг учун ҳам ҳозирги замон энгил автомобилларининг ҳаммасида (Тико, Дамас, Нексия ва ҳ.к.) диафрагмасимон пружинали 5 пластиш муфтасининг ишлатилиши бежиз эмас (7-расм).

Конуссимон пружинали пластиш муфтаси юк автомобилларида умуман ишлатилмаяпти, кўпроқ цилиндрик пружиналиси қўлланиляпти. Сабаби нуқти, цилиндрик пружинанинг тавсифи ишбатан яхши ва конструкциясининг механизмда жойланиши жуда қулай. Диафрагмасимон пружинанинг ўрта ва катта юк қўтара оладиган автомобилларда ишлатилиш имконияти жуда кам, чунки бикирлигини ошириши учун ўлчамлари катта бўлиши керак, натижада педалга хайдовчи катта куч билан босилиши керак бўлади.



7-расм. Тико автомобилли пластиш муфтасининг конструкцияси:



1-диск қобиги; 2-маховик; 3-етақлауғчи диск; 4-сикүвчи подшипник; 5-сикүвчи диафрагмасимон пружина; 6-етақловчи (сикүвчи) диск.

Автомобилнинг тегиш жойдан қўзғалиши иланиш муфтасига боғлиқдир. Бу жиҳатдан дискларнинг сони канча кўн бўлса, шунча яхши. Лекин бу афзалликлардан юқоридаги мақсад учун фойдаланиш жоиз эмас. Сабаби шуки, бу усул кўн муаммоларни келтириб чиқаради. Бошқа усуллар ҳам борки, улардан фойдаланиш мақсадга мувофиқ. Улар кўнндагилар:

етақлауғчи диск асосини баргенмон қилиб ясаш (8- расм, а );

диск асоси бироз конуссимон бўлиб, бўлаклардан иборат;

диск асоси ва қопламалари орасига эластик қисм 1 киритиш ҳисобиға (8-расм, б).

Маълумки, етақловчи ва етақлауғчи дискларнинг тўла қўнилиши моментни шатаксирасдан узатилишини таъминлайди. Бу талабни қондириш учун сикүвчи пружиналар кучини ростлаш; ажратиш ричаглари ва ажратиш муфтаси орасидаги тирқишини меъёрлаш орқали мақсадга эришилади. Бундай ростлашлар автомобил эксплуатацияси даврида сурункали равишда бажарилиб туради.

а)

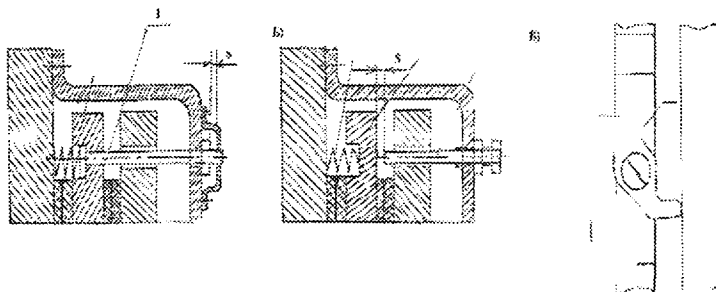


б)

8-расм. Етақлауғчи диск асосининг конструкциялари:

а- етакланувчи дискнинг баргсимон асоси; б-диск асоси ва қопламалари орасига эластик қисм 1 киритилган.

Плашини муфтасининг иш жараёнида дисklarнинг тўла бир–бирдан қочиши катта аҳамиятга эга. Бир ва икки дискли планшаларда етакловчи (сиқувчи) дискли мажбурий равишда етакланувчидан орқага тортиш билан, юқоридаги талабни бажариш мумкин. 9-расмда юқоридаги амални бажарувчи мосламалар конструкцияси кўрсатилган.



9-расм. Икки дискли плашини муфтасининг ажратилиш жараёнида ички сиқувчи дискли орқага тортиш усуллари:

- А МАЗ туридаги автомобилларда стержен 1 сиқувчи диск 2 билан боғланган бўлиб, уни S масофага силжишини таъминлайди;
- Б сиқувчи диск 2 пружина 1 ёрдамида S масофага силжийди;
- В КамАЗ автомобилида дисklar теги елкали рычаг 1 ёрдамида силжийди.

Плашини муфтаси етакланувчи қисмларининг инерция моментининг кичик бўлиши мақсадга мувофиқ. Дисklarнинг қўйишлили вақтидаги инерцион моменти қуйидагича аниқланади:

$$M_l = J \cdot \varepsilon = J \cdot d\omega / dt \quad (2.4-2)$$

бу ерда

$M_l$  инерцион момент, Н\*м;

$\varepsilon$  – етакланувчи диск бурчак тезлашиши, рад /сек<sup>2</sup>

$d\omega, dt$  элементар бурчак тезлиги ва вақт.

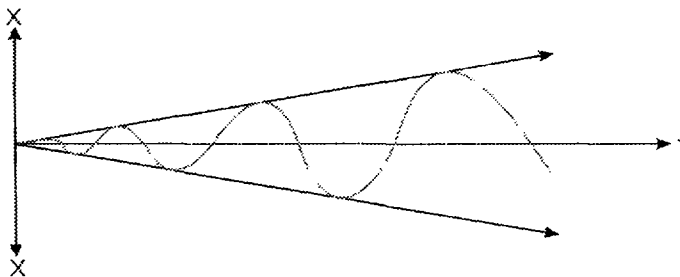
(2.4–2) дан кўришиб турибдики, қанчалик етакланувчи қисмлар инерция моменти ва бурчак тезлашиши кичик бўлса, шунчалик дискларнинг қўйиллигидаги инерцион момент кичик бўлади. Бунинг учун етакланувчи диск массасини етарлича камайтириши ва планшани қўйиши вақтини метёрида қўйиши керак.

Планшнинг муфтасининг иши жараёнида иссиқлик чиқади, уни ўз вақтида атроф–муҳитга тарқатиши керак. Сабаби шуки, диск қончаларининг ҳаддан ташқари қизибидан (200–250 °С) ишқаланиш коэффициенти  $1, \dots, 2$  марта камаяди. Бу оёса узатилаётган момент қийматини камайтиради. Ишқаланиётган планшнинг муфтаси конструкцияларида ҳароратини пасайтиришнинг қўйидаги усуллари қўлланилади: шамоллатиши деразалари қилинган; планша қобилигининг парракчалари бўлиши мумкин; етакловчи қисмининг иссиқликни ютиш қобилиятини орттириши; диск қончаларида радиал ариқчаларини ясаши; сиқувчи пружиналар тагига иссиқликни кам ўтказувчи шайбалар қўйиши ва бонқалар.

Сиқувчи пружиналар кучини эксплуатация даврида бир метёрида бўлиши планшнинг муқим яшин ишқаланиши таъминлайди. Бунинг учун планшнинг муфтасарида пружиналар сиқини кучини ростлаши; диафрагмасимон пружиналар қўлланиши; биқирлигини камроқ тайинлаши каби усуллардан фойдаланилади.

Автомобилнинг эксплуатацияси даврида планшнинг муфтаси тезкор қўйилса, етакловчи илдирак турткига тўқнашса, планшани ажратмай тормозланса, трансмиссияда динамик кучлар ҳосил бўлади. Улар трансмиссия агрегатлари ва қисмларининг ишдан чиққинига сабабчи бўлади. Бундан ташқари, двигател буровчи моментининг сурункали бир хил омаслиги шестерияларнинг шовқинли ишқаланиши ва чарчанишига, натижада емирилишига ва синишига олиб келиши мумкин. Яна трансмиссияда, маълум шароитда пайдо бўлувчи резонанс ҳодисаси ҳам халақит беради.

Маълумки, ҳар қандай ҳаракатдаги тизим ўзининг тебраниш частотасига эга. Агар иву системага даврий равишда унга тенг частота билан таъсир кўрсатилса, тебраниш амплитудаси тезкор ошадориб резонанс ҳодисаси рўй беради (10-расм).



10-расм. Резонанс ҳодисасига оид схема

Трансмиссияда юқорида қайд этилган динамик юкларнинг таъсири натижасида буралшидаги тебранишлар ҳосил бўлиб, у резонанс ҳодисасигача айланиши мумкин.

Бу муаммодан қутилиш йўлларида яна бири сўндиргичларни илашиш муфтасида қўлландир. Айланшидаги тебранишларни сўндиргич пружинадан иборат бўлиб, унинг эластиклиги асосий тебраниувчи тизим эластиклиги билан қўшилиб, тизимнинг ўз тебраниш частотасини ўзгартириб, уни эксплуатацияда учрайдиган резонанслар режимдан чиқаради. Бунинг учун зарур ишқаланиш momenti, етакланувчи диск ва унинг ўртасига доира бўйлаб жойлаштирилган пружиналар ҳисобига амалга оширилади. Тебранишнинг сўндиргич танлаш йўли билан қабул қилинади. Уни ҳисоблаш эса пружиналарнинг оддийдан сиқилиш  $M_C$  ва ишқаланиш momenti  $M_{ин}$  ҳамда сўндиргичдан узатиш мумкин бўлган momenti  $M_y$  ни аниқлаш билан чегараланади:

$$M_C = (0,15 \cdot 2,5) \cdot M_e \cdot H^* \cdot u; \quad (2.4.3)$$

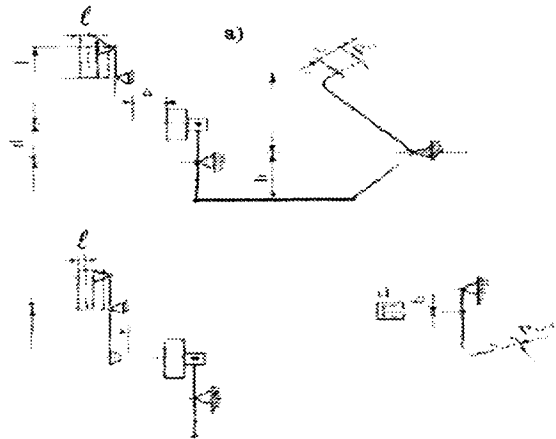
$$M_{ин} = (9 \cdot 20) \cdot H^* \cdot u;$$

$$M_y = M_e \beta + M_{инт} \quad П*м.$$

Планиш муфтаси мувозанатланган бўлиши керак. Унинг мувозанатланганлиги трансмиссияда қўшимча юклавчиларнинг пайдо бўлмастлигини таъминлайди. Планиш муфтаси маховик билан биргаликда махсус дастоҳларда мувозанатланади.

### 2.5. Планиш муфтасининг юритмалари ва кучайтиргичлари

Планиш муфтасининг таснифида қайд этилганидек, у механик, гидромеханик, пневматик, электрик ва ўзаро-уйғун турларига эга. Уларнинг ичида энг соддаси механик юритма бўлиб (11-расм), сиқувчи пружиналар кучини енгини учун сарфланадиган куч умумий узатни сонини  $U_{\rho}$  ҳисобига амалга оширилади. Яъни педалга ҳайдовчи томонидан қўйилган  $P_{пе}$  кучи  $U_{\rho}$  ҳисобига бир педла баробар орғиб пружиналарнинг сиқувчи кучини енга олиши керак.



11-расм. Планиш муфтаси механик а) ва гидравлик б) юритмаларининг схемаси

Юритманинг умумий узатни сонини  $U_{\rho}$  қуйидагича аниқланади:

$$U_{\rho} = U_n * U_p \quad (2.5-4)$$

бу ерда

$U_n$  – педалнинг узатиш сони;

$U_p$  – ажратини ричагларининг узатиш сони.

II – расмдаги а) схемага биноан:

$$\begin{aligned}U_n &= (a \ b) \\U_p &= e \ f \ *(c \ d)\end{aligned}\quad (2.5-5)$$

Механик юритма соддалиги, техник қарови ўнғайлиги билан ажралиб турса ҳам, зарур умумий узатиш сонини олиш муаммоси борлиги, ф.в.к. кичиклиги каби камчиликга эга. Илашини муфтасининг умумий узатиш сони 25 – 50 бўлиши мумкин. Бу турдаги юритмалар автомобилда ҳозир кам ишлатилади.

Механик юритманинг камчилиги гидромеханик юритмада (II-расм,б) анча камаяди. У асосан гидроюритмани тормоз билан жиҳозланган енгил автомобил, кичик ва ўртача юк кўтара оладиган юк автомобил, автобусларда қўлланилади. Гидромеханик юритманинг умумий узатиш сонига гидравлик қисмининг узатиш сони  $U_T$  қўшилади, яъни

$$U_T = d_1^2/d_2^2$$

бу ерда

$d_1$  – иш цилиндрининг диаметри, см;

$d_2$  – асосий цилиндрининг диаметри, см.

Гидромеханик юритманинг умумий узатиш сони қуйидагича аниқланади:

$$U_{IO} = U_n * U_p * U_T = (a \ b) \ *(c/d) \ *(e/f) \ *(d_1^2/d_2^2)\quad (2.5-6)$$

Гидромеханик юритманинг ф.в.к юқори, кузов остининг герметиклигини таъминлашни, педалдан кучни дивигателга узатиш ўнғай бўлишига қарамай, қўшимча узелларининг найдо бўлиши билан боғлиқ камчиликларининг келиб чиқишига сабабчидир. Маълумки, суюқлик билан ишлайдиган тизимларда қисмларининг зичлигини муқим таъминлаш анча

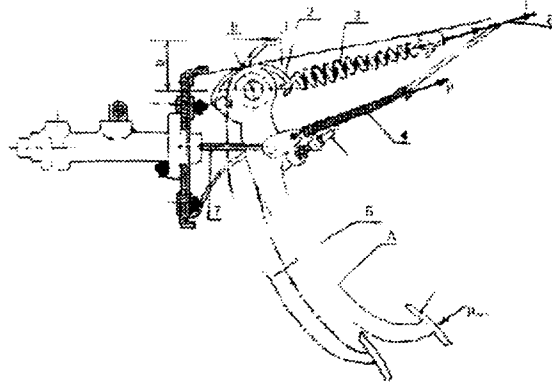
қийиндир.

Электрик юритмали иланнинг муфтасига электромагнит порошокли ЗАЗ–968 автомобилнинг иланмаси мисол бўла олади. Бу иланма автоматик бошқарилувчи иланнинг муфтасидир. Иланманинг етакчи ва етакланувчи қисмларини бир–бирига бирлаштирувчи куч электромагнит ҳисобига пайдо бўлади. Электромагнит порошокли иланнинг муфталари автомобилни бошқаришни автоматлаштириш имкониятининг борлиги каби афзалликка эга. Бу иланнинг муфтасида дискларни бирлаштирувчи куч, уйғотин чулғамига келтириладиган токнинг кучига боғлиқдир. Агар ток кучи кичик бўлса, иланма шатаксиярди. Натижада дискларнинг қизиши ферромагнит кукунининг майдаланиб ўз магнит ҳусусиятининг камайишига олиб келади. Демак, иланнинг муфтаси ўз вазифасини бажара олмайди. Яна бир асосий камчилиги, унинг муқим 50 Вт гача электр энергиясини сарф этишидир.

Иневматик юритма иланнинг муфтасида айрим ишлатилмайди. Балки иневмомеханик, иневмогидравлик каби ўзаро-уйғун турлари ишлатилади. Бу юритмалар катта юк кўтарини қобилияти автомобилларда қўлланилади. Бундан ташқари, иланнинг муфтасини бошқарини учун катта куч керак бўлганда электромеханик, электровакуумли кучайтиргич ҳам ишлатилади.

Иланнинг муфтасида кучайтиргич уни бошқарини учун зарур кучининг етинмаслигини тўлдириши учун ишлатилади. Катта юк кўтарини қобилиятига эга МАЗ–5335, КАЗ туридаги автомобиллар иланнинг муфтасининг механик юритмасида иневмо кучайтиргич ишлатилган, КамАЗ–5320 ва бошқа моделлар иланнинг муфтасининг гидроюритмасида эса иневмоқучайтиргич ишлатилган.

Кучайтиргичларнинг энг содаси сервопружинадир. Сервопружинанинг иш жараёнини ВАЗ–2101 иланнинг муфтаси юритмаси мисолида қўриб чиқайлик (12-расм).



12-расм. Илашши муфтасининг кучайтиргичли юритмаси

Илашши муфтаси қўшилган ҳолатда А, (яъни ҳайдовчи 6 педални босмайди), сервопружина 3 нинг  $P_1$  ўқи 8 педалъ 6 нинг ўқидан 9 настеда жойланади, натижада педални тортиб турувчи 4 пружина ва сервопружина 3 нинг  $P_1$  ва  $P_2$  кучлари қўшилиб уни ўнг четки ҳолатда ушлаб туради.

Илашши муфтасини ажратиш учун педалга босилганда Б сервопружина 3 нинг чап учи қўтарилиб унинг ўқи 8 педалнинг ўқи 9 дан юқори бўлиб қолади ва  $P_1$  кучи Б елкада момент ҳосил қилади ва у педалга қўйилган  $P_{пед}$  кучдан ҳосил бўлган моментга қўшилади, натижада педалга қўйилган кучни 20...30% камайтирини имконияти туғилади. Хулоса қилиб айганда, кучайтиргичларнинг қўлланилиши ҳайдовчининг ишини енгиллаштиради ва ҳаракат хавфсизлигини орттиришдаги имкониятларини қўнайтиради.

## 2.6.Илашма ва унинг юритмасини ҳисоблаш

Илашши муфтаси ва унинг юритмасини ҳисобладан мақсад унинг конструктив ўлчамларини аниқлаб, лойиҳасига киритишдир.

Илашманн ҳисоблашга I ҳисоблаш режими, яъни энг катта буровчи момент  $M_{гmax}$  ни асос қилиб олинади. Етакланувчи дискнинг ташқи



диаметри  $D$  қуйидагича аниқланади:

$$D = (M_{\text{emax}} / K)^{1/2}, \text{ м} \quad (2.6-7)$$

$$D = (M_{\text{emax}} * 10 / K)^{1/2}, \text{ см} \quad (2.6-8)$$

бу ерда

$M_{\text{emax}}$  - двигателнинг энг катта моменти, (2.6-7) да ўлчам бирлиги кг.см, (2.6-8) да Н\*м;

$K$  - илашши муфтасининг эжекувацияда юкланганлигини кўрсатувчи коэффициент.

Енгил автомобиллар учун  $K = 4,7$ ; нормал шаронгда ишловчи юк автомобиллари учун  $K = 3,6$ ; ўта оғир шаронгда ишловчи махсус автомобиллар учун  $K = 1,9$ .

Ҳисобланган  $D$  ning қиймати лойиҳаланаётган двигател маховиги диаметри билан мослаштирилади.

ГОСТ 1786-80 га асосан етакланувчи диск диаметри  $D = 180 \dots 420$  мм бўлиши мумкин. Диск металнинг қалинлиги 1,5 ...3,0 мм, қоқламасининг қалинлиги  $B$  эса 3,5 ... 5,0 мм бўлиши мумкин.  $B$  ни ҳисоблаб аниқлаш ҳам мумкин:

$$B = (0,04 - 0,05) * R_{\text{ўрт}} \\ R_{\text{ўрт}} = 2 * (R^3 - r^3) / 3 * (R^2 - r^2) \quad (2.6-9)$$

бу ерда

$R, r$  - диск қоқламасининг ташқи ва ички радиуслари, см;

$R_{\text{ўрт}}$  - қоқламанинڭ ўртача радиуси, см.

Диск қоқламасининг ташқи диаметри етакланувчи диск диаметри  $D$  га тенг, ички диаметри  $d$  эса қуйидагича аниқланади:

$$d = 0,6 * D, \text{ см} \quad (2.6-10)$$

Баъзи автомобил илашши муфталарида қабул қилинган қийматлари 3-жадвалда берилган.

3-жадвал

| Автомобил модели | $D$ ,<br>мм | $d$ ,<br>мм | Эслатма    |
|------------------|-------------|-------------|------------|
| ЗАЗ-968          | 190         | 130         | бир диски  |
| Москвич – 408    | 184         | 127         |            |
| ЗАЗ-1102         | 180         | 125         |            |
| ВАЗ-2101         | 200         | 142         |            |
| НЕКСИЯ           | 216         | 144         | «          |
| ТНКО             | 170         | 110         |            |
| ДАМАС            | 180         | 125         | «          |
| ГАЗ-24           | 225         | 150         | «          |
| ГАЗ-3102         | 225         | 150         | «          |
| ГАЗ-53 А         | 300         | 150         | «          |
| ЗИЛ-130          | 342         | 186         | «          |
| МАЗ-500 А        | 400         | 220         | «          |
| КамАЗ-5320       | 350         | 200         | икки диски |

Етакловчи дискини етаклашувчи дискка сиқувчи пружиналарнинг умумий кучи  $P_y$  қуйидагича аниқланади:

$$P_y = M_{\text{стак}} * \beta / R_{\text{ўрт}} * \mu * i, \text{ Н} \quad (2.6-1)$$

бу ерда

$M_{\text{стак}}$  – Н \* см да;

$R_{\text{ўрт}}$  – см да;

$i$  – дисклар сон.

Агар сиқувчи пружиналар диск айланаси бўйлаб жойлашса, пружиналар сонни ҳар доим ажратини ричаглариининг сонига қаррали бўлиниши керак (4-жадвал). Сабаби шуки, бу вақтда ажратини подиининидаи узатилаётган куч ричагларга тенг бўлинад и дискларининг

бир метрда ва тоза ажратилшни таъминлайди.

4-жадвал

| $D, \text{ мм}$ | Пружиналар сони | Ажраткич рычагларининг сони |
|-----------------|-----------------|-----------------------------|
| 180...250       | 6               | 3                           |
| 250...280       | 9               | 3                           |
| 280...380       | 12, 16          | 4                           |
| 380             | 30 гача         | 4                           |

Планнинг муфтаси конструкциясининг мукамаллигини кўзлаб, пружиналар сони танланади. Битта пружинанинг сиқилиш кучи шилатилаётган механизмларда 588 ...784 Н. Агар пружиналар сони ҳаддан ташқари кўнайиб кетса, уларни диск айланаси бўйлаб икки қатор (МАЗ) ёки биқирлигини камайтириш мақсадида биринчи иккинчисининг ичига киргизиб, жуфтлаб (ГАЗ–24) жойлаштириш мумкин.

Планнинг муфтасининг аниқлашган ўлчамларининг тўғри танланганлигини фрикцион қончаларига солиштирма босим, пружиналарнинг буралмидаги кучланиш, шатаксиярмидаги солиштирма босимни аниқлаш ва ҳ.к. ҳисоблаш билан текширилади.

Етакланувчи дисkning фрикцион қончаласига тушган солиштирма босим  $P_0$ :

$$P_0 = P_g / F = 4P_g / \pi (D^2 - d^2) \leq [P_0] \quad (2.6-2)$$

бу ерда

$F$  - диск қончаларининг юзаси,  $\text{см}^2$ ;

$P_0$  рухсат этилган солиштирма босим, МПа.

Рухсат этилган солиштирма босим асбест асосидаги қончала учун

$[P_0] = 0,15 \dots 0,25$  МПа, металлокерамик қончалада

$[P_0] = 1, \dots 3$  МПа.

Планиш муфтасининг шатаксирашидаги иш  $L_{иш}$  қўйидагича аниқланади [5]:

$$L_{иш} = M_e * J_a * \omega_e * e / 0.66 (M_e - M_K) \quad (2.6-13)$$

бу ерда

$J_a$  — автомобилнинг планиш муфтаси валига келтирилган инерция моменти, кг \* м<sup>2</sup>

$e$  — коэффициент, карбюраторли двигателлар учун  $e = 1,23$ , дизеллар учун  $e = 0,72$ .

$\omega_e$  — тирсакли валнинг бурчак тезлиги, рад/с;

$M_K$  — автомобил ҳаракатига қаршилик моментининг планиш муфтасига келтирилган қиймати.

Автомобилнинг планиш муфтаси валига келтирилган инерция моменти қўйидагича аниқланади:

$$J_a = m_a * r_K^2 / U_{ки} * U_{ги} \quad (2.6-14)$$

Автомобил ҳаракатига қаршилик моментининг планиш муфтасига келтирилган қиймати:

$$M_K = G_a * \psi * r_K * \eta_{тр} / U_{ки} * U_{ги} \quad (2.6-15)$$

бу ерда

$G_a$  — автомобилнинг оғирлиги, Н;

$\psi$  — йўлнинг жами қаршилик коэффициентини;

$r_K$  — вилдиранининг вилдирани радиуси, м;

$\eta_{тр}$  — трансмиссиянинг ф.и.к,

$U_{ки}$ ,  $U_{ги}$  — узатмалар қутби ва асосий узатманинг узатини сон.

Планиш муфтасининг шатаксирашидаги ейлишига қаршилик кўрсата олин қобилияти шатаксирашидаги солинишirma иш  $q$  билан баҳоланади:

$$q = L_{иш} / \Sigma F \leq [q] \quad (2.6-16)$$

бу ерда

$\Sigma F$  — диск қонламаларининг жами юзаси, см<sup>2</sup>

$[q]$  — шатаксирашидаги рухсат этилган солинишirma иш, Дж / см<sup>2</sup>.

Бир дискли планшнн муфтаси учун  $[q]=196...245$  Дж/см икки дисклиси учун  $[q] = 147...167$  Дж / см<sup>2</sup>

Матдумки, планшнн муфтаси шатаксеранида қизийди, бу эса ушннг нн жараёнига таъсир қилади. Планшнн муфтаси бир марта қўшилганда, ушннг қисмларинннг қизини  $\Delta T$  қуйндагича аниқланади

$$\Delta T = \gamma * L_m / (m_d * C_d) \quad (2.6-17)$$

бу ерда

$\gamma$  қизийётган қисм шатаксеранидаги пшнннг қанчасини қабул этинини кўрсатадиган коэффициент, бир дискли муфта учун

$\gamma = 0,5$ , икки дисклиси учун  $\gamma = 0,25$ ;

$C_d$  -чўянинг иссиқлик снғими,  $C_d = 482$  Дж/кг\*град;

$m$  исийётган қисм массаси, кг.

Планшнн муфтасинннг ҳар хил турдаги пружиналари, валл, стақланувчи диск гупчаги ва юритмасинннг қисмлари маҳкамликка «Машина қисмлари» фани тавсияларидан фойдаланиб аниқланади.

## **2.7 Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар**

1. Планшнн муфтасинннг заруриятини тунуштиринг.
2. Дингатеелдан трансмиссияга буровчи моментинннг ишончли узатиламаслик оқибатларини айтинг.
3. Планшма дискларинннг тўла ва текис қўшилишини тунуштиринг.
4. Дискларинннг тоза ажралишини таъминлаш усулларини айтинг.
5. Стақланувчи дисклар инерция моментинннг кичик бўлиши талабини изоҳлаб беринг.
6. Дискларинннг ишқаланшиндан ҳосил бўлган ҳароратни насайтириш заруриятини исботланг.
7. Трансмиссияда динамик кучлар найдо бўлиши сабабларини айтинг.
8. Динамик кучлардан муҳофазаланншн усулларини айтинг.
9. Эксплуатация даврида дискларни сиқувчи кучлар ўзгаринини

тушунтиринг.

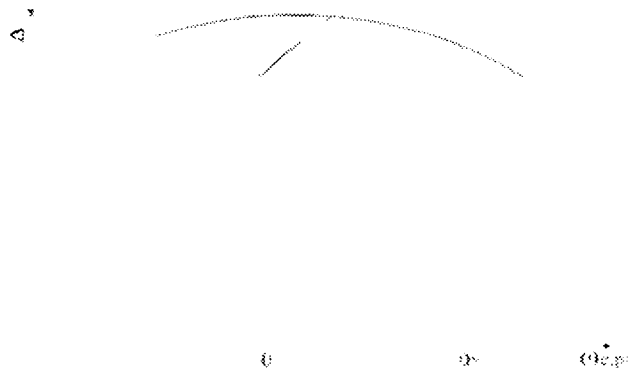
10. Дискларни сиқувчи кучларни бир меърада сақлаш заруриятини изоҳланг.
11. Планишни бошқарини кучини камайитириш усулларини айттинг.
12. Планишни муфтаси мувозанатланганлигининг афзалликларини тушунтиринг.

### 3. Узатмалар қутиси

#### 3.1. Узатмалар қутисининг трансмиссиясидаги зарурияти

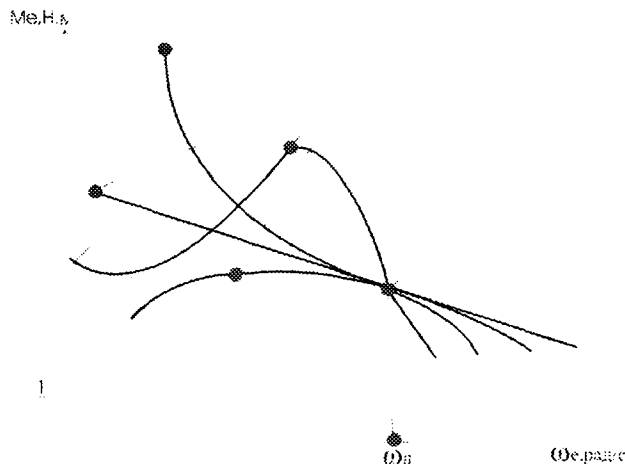
Автомобил ҳаракати даврида унга бўлган қаршилиқ қиймати муттасил ўзгариб туради. Двигател ташқи тезлик тавсифи графигидан маълумки (13–расм) тирсакли вал бўровчи моментининг ўзгарини  $\Delta = 15...25\%$  дан ортмайди.

№ 13



13-расм. Двигателнинг ташқи тезлик тавсифи графиги

Моментнинг бу меърада ўзгарини йўл қаршилигининг ўзгарини даражасидан бир неча марта камдир. Маълумки, ички ёнув двигателининг мослашини коэффициентиги  $\eta = M_{max} / M_n = 1,15...1,25$  дан ортқ эмас. Катта хатосиз, юқоридаги фикрини бошқа турдаги двигателларда моментининг ўзгарини тўғрисида ҳам айттин мумкин (14–расм).



14-расм. Ҳар хил турдаги двигателларда буровчи моментнинг ўзгариш чизиқлари:

- 1- ички ёнув двигатели;
- 2- ўзгарувчи токли асинхрон электр двигатели;
- 3- газ турбинаси;
- 4- ўзгармас токли электр двигатели.

Бундан ташқари автомобил тўхтаб двигател салт юраётганда уни трансмиссиясидан ажратиб туриши зарурияти бор. Ва ниҳоят, автомобилнинг маневрчанлигини ошириб автомобилни орқага юргизиши ҳам зарурдир.

Шундай қилиб, узатмалар қутиси двигател тирекли валидаги буровчи момент қийمатини қўнайтириб узатини, етакчи вилдираклардаги тортини кучини ўзгартирини, автомобилнинг ҳаракат тезлигини орттирини (камайтирини), двигателини трансмиссиядан вақтинча ажратини ва унинг ҳаракат йўналишини ўзгартирини вазифасини бажаради.

### **3.2. Узатмалар қутисига қўйиладиган талаблар**

Узатмалар қутисига қўйилган вазифаларининг бажарилиши учун қуйидаги талабларни қондириши керак:

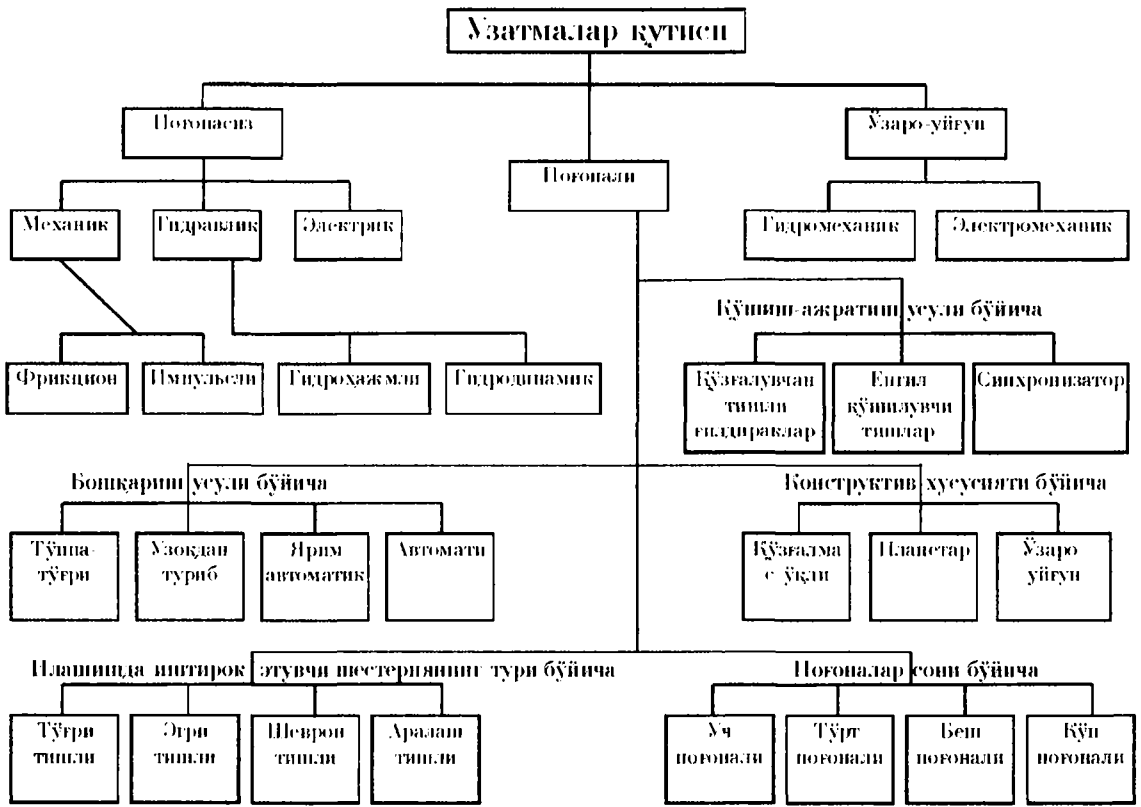
1. Узатмалар қутисининг поғоналар соши ва узатиш сошларининг қиймати ҳисобига автомобилда зарур тортиш—тезлик ва ёшилги тежамкорлиги хусусиятларини мавжуд этиши керак;
2. Двигателни трансмиссиясидан зарурият бўйича, узоқ вақт узиб қўйиши имконияти бўлиши зарур
3. Узатмалар қутиси шовқинсиз ишлаши мақсадга мувофиқ;
4. Унинг ф.и.к. стартича юқори бўлиши керак;
5. Узатмалар қутисини бошқариш содда, енгил ва ўнғай бўлиши зарур;
6. Массаси, габарит ўлчамлар кичик, нухта иштайдиган ва техник қаров ўтказиш ўнғай бўлиши мақсадга мувофиқ.

### **3.3. Узатмалар қутисининг таснифи**

Қайд этилган талабларининг қондирилиши узатмалар қутисининг сархиллигини орттиради, натижада уни ўрганishi мушкуллашади. Шунинг учун уларга умумий бўлган хусусиятларни аниқлаб, узатмалар қутисини саралаш керак.

Узатмалар қутисининг таснифи 15—расмда кўрсатилган. Узатиш сошини ўзгартириши услуби бўйича узатмалар қутиси поғонали, поғонасиз, ўзаро-уйғун бўлиши мумкин. Халқ хўжалигида ишлатилаётган 90 % дан ортиқ енгил ва юк автомобилларида поғонали қутилар қўлланилади. Поғонали узатмалар қутиси конструктив схемасининг тури бўйича қўзғалмас ўқли, планетар, ўзаро-уйғун бўлиши мумкин. Қўзғалмас ўқли узатмалар қутиси бирламчи, иккиламчи ва оралиқ ўқларининг фақат ўз ўқи—атрофида айланиши билан характерланиб, ишбий ҳаракат мавжуд



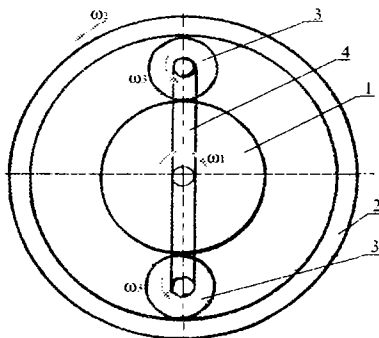


15-Расм. Узатмалар қўтисининг таснифи

эмас. ВАЗ–2106, Москвич– 2140, ЗИЛ–130 ва ҳ.к. автомобиллар узатмалар қутиси бунга мисол бўла олади.

Қўзғалмас ўқли, поғонали қутилар ўз навбатида икки валли, уч валли ва кўп валли бўлиши мумкин. Икки валли узатмалар қутиси асосан олдинги филдирани етакчи ва бошқарилувчи (ВАЗ-2108, ВАЗ-2109, Москвич–2141, Нексия, Тико), ҳамда орқа филдирани етакчи ва двигатели орқада жойланган (ВАЗ-968, ЛАЗ туридаги автобуслар) енгил автомобил ва автобусларда қўлланилади. Уч ва кўп валли узатмалар қутиси двигатели олдида ва етакчи филдирани орқада жойланган ҳамма енгил, юк автомобиллари ва автобусларда қўлланилади.

Планетар узатма қўзғалувчи ўқли узатмалар қутисига мисол бўла олади, бу узатманинг (16–расм) хусусияти шунки, сателлит 3 нафақат ўз ўқи атрофида, балки етакловчи 4 ёрдамида марказий шестерня 1 атрофида ҳам ҳаракатланади.



16-расм. Сода планетар узатманинг кинематик

схемаси:

- 1-марказий шестерня;
- 2-тож шестерня;
- 3-сателлитлар;
- 4-етақловчи.

Планетар узатма ихчамлиги, кўп вақт хизмат қила олиши, ўта биқирлиги каби афзалликлари мавжудлиги сабабли енгил ва юк автомобиллари, ҳамда автобусларнинг автоматик трансмиссияси (гидромеханик узатма) да муваффақият билан қўлланилмоқда. Ўзаро-уйғун узатмада эса планетар ва қўзғалмас ўқлиси биргаликда ишлатилади. Масалан, ЗИЛ–114, ЗИЛ–4104, ЛиАЗ–677, БелАЗ–548А каби автомобилларнинг гидромеханик узатмалари мисол бўла олади.

Узатмалар қутиси поғонасининг сони бўйича уч, тўрт, беш ва қўи поғонали бўлиши мумкин. Уч поғонали узатмалар қутиси бутуни кун автомобилларида ишлатилмайди. Эксплуатация қилинаётган енгил, кичик, ўрта вазида юк кўтарадиган автомобилларда 4-5 поғонали, катта вазидаги юк кўтарадиган ва тортувчи автомобилларда эса 5 ва қўи поғоналини ишлатилади.

Маълумки, узатмалар қутиси вал ва шестериялардан иборат. Тиллавида шигирок этувчи шестериянинг тури бўйича тўғри, қия, шеврон, аралаш тилли бўлиши мумкин. Қўиница қўйилган мақсадга эришини учун бу шестериялар ўзаро-уйғун тарзда қўлланилади.

Узатмалар қутисиди зарур узатини соини олиш учун шестерияларни қўйини керак. Шестерияларни қўйини—ажратини усули бўйича қутилар қўзғалувчи тилли ёлдирак (кареткалар), енгил қўйилувчи муфта ва синхронизаторли бўлиши мумкин. Кейинги вақтда энг қўи ишлатиладигани синхронизаторли узатмалар қутисидир.

Маълумки, поғонали узатмалар қутисини ҳайдовчи бошқаради. Бу эса унинг чарчани натижасида ҳаракат хавфсизлигини таъминлашини қийинлаштиради. Бундан ташқари, ҳайдовчи ҳар доим йўл қаринлигига мос ва энг яхши тўртини тавсифини таъминловчи узатмани танлай олмайди. Бу вазифани поғонасиз узатмалар бажарини мумкин. Поғонасиз узатмалар қутиси таник, гидравлик ва электрик бўлиши мумкин. Поғонасиз механик узатма ўз навбатида фрикциион ва импульсли, гидравлик узатма эса гидроҳажмли, гидродинамик бўлади. Фрикциион ва импульсли поғонасиз узатмалар қўлланилмайди ҳисоб. Гидравлик узатмалардан кенг тарқала бошлагани гидродинамик узатмасидир. Унинг асосий афзаллиги автомобилнинг ёниғи тежамкорлигини таъминлаида катта аҳамиятта моликдир. Гидроҳажмли узатмалар ф.и.к. инг ишбатан юқорилиги, реверсивлиги, узатини сони доирасининг кенлиги каби афзалликларига эгаллигига қарамасдан бутуни кунда ишлатилмайити. Сабаби шуки, унинг конструкцияси мураккаб ва жуда қиммат туради.

Кейинги вақтда, айниқса катта вазндаги юкни кўтара оладиган автомобилларда, ўзаро-уйғун узатмаларини ишлатиш авж олди. У гидромеханик ва электромеханик бўлиши мумкин. Гидромеханик узатма энг юқори классли енгил автомобилларда (ЗИЛ–4104), автобусларда ва БелАЗ туридаги оғир юк автомобилларида қўлланилади. Электромеханик узатма эса бугун фақат 110 тонна ва ундан ортиқ юк кўтарадиган автомобилларда қўлланиши мақсадга мувофиқ.

Узатмалар қутисини бошқариш усули бўйича тўйна–тўғри, узокдан туриб, ярим автоматик бошқарилувчи турларга ажратилиши мумкин. Поғонали узатмалар қутисининг деярли ҳаммаси тўйна тўғри бошқарилади. Поғонасиз узатмалар эса узокдан туриб ва ярим автоматик бошқарилиши мумкин. Ўзаро-уйғун узатмаларининг деярли ҳаммаси автоматик бошқарилади.

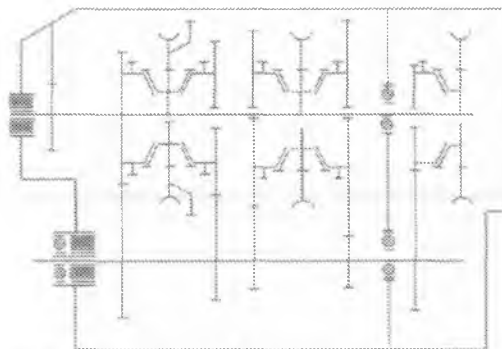
### **3.4. Механизмга қўйилган талабларнинг узатмалар қутиси конструкциясида қондирилиши ва уни баҳолаш**

Автомобилнинг тортиш– тезлик тавсифини ва бошқа эксплуатацион хусусиятини яхшилашда автомобил агрегатларининг бир–бирига исебатан жойланиши (компоновкаси) катта аҳамият касб этади. Бу жиҳатдан икки, уч, кўп валли узатмалар қутисининг ишлатилиши фаол ўрни тутуди.

Икки валли узатмалар қутисининг кинематик схемаси 17–расмда кўрсатилган.

Бу турдаги узатмалар қутиси олдинги елдираклари етакчи, двигатели олдинда жойланган, орқа елдираклари етакчи, двигатели орқада жойланган, яъни двигатель ва трансмиссияси бир қобнеда жойланган енгил автомобилларида ишлатилади. Бу узатмалар қутиси қуйидаги афзалликларга эга:

- конструкцияси содда;
- шовқинсиз;
- ўртадаги поғоналарда ф.и.к. катта, агрегатларининг бир–бирига мос равишда йиғилиши қулай.



17-расм. ВАЗ-1102 автомобилнинг икки валли узатмалар қутисининг кинематик схемаси

Қўтишнинг камчилиги унда тўғри узатманинг йўқлиги ва зарур бўлганда катта узатни сонни таъминлаш қийинлигидир.

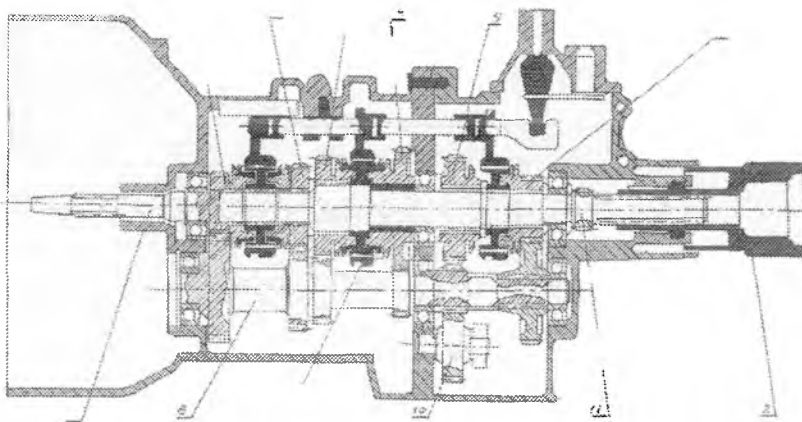
Уч валлик узатмалар қутисининг кинематик схемаси 18-19-расмларда кўрсатилган.

18-расм. ВАЗ-2101 автомобил уч валли узатмалар қутисининг кинематик схемаси

Узатмалар қутиси асосан двигатели олдига, етакчи елдирағи

орқада жойлашган енгил ва юк автомобилларида қўлланилади. Ҳч валлик узатмалар қутиси қўидаги афзалликларга эга:

- тўғри узатмаси бор;
- бирламчи ва иккиламчи валлар фақат буровчи момент таъсирида бўлади, оралиқ валга эса қўп оғирлик тушмайди;
- катта узатиш сонларини муҳайё этиш ўнғай;
- шовқинсиз;
- қисмлари кам ейилади.



19-расм. Дамас автомобили Ҳч валли узатмалар қутисининг конструкцияси

Унинг камчилиги пастки узатмаларни қўиғанда ф.и.к. нинг камайишидир. Сабаби шуки, бир вақтда қўп жуфт шестериялар ишлайди.

Автомобилга зарур динамикани таъминлаш узатмалар қутисининг узатиш сонларини энг мақбул қонуниятга бўйсундириб танлашга боғлиқ. Умуман, биринчи узатманиннг узатиш сонини оралиқ узатмаларга арифметик ва геометрик прогрессия, Ньютон биноми ва бошқа қонуниятлар асосида ҳам тақсимлаш мумкин. Буларнинг ичида энг

мақбул гипербола чизги қонуниятидир.  $\lambda$  қуйидагича функциядан иборат:

$$V = B/\lambda \quad (3.4-1)$$

Бу функциянинг графиги 20–расмда кўрсатилган.

Маълумки автомобилнинг тортувчи вилдирағига келтирилган қувват қуйидагича аниқланади:

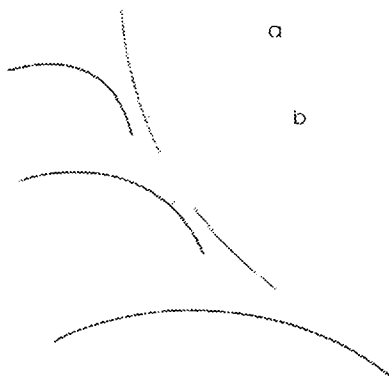
$$N_T = P_T * V_a \quad (3.4-2)$$

бу ерда

$N_T$  – стакчи вилдирақлардаги қувват, кВт;

$P_T$  – стакчи вилдирақлардаги куч, Н.

Агар,  $P_T = N_T / V_a$  бўлса, (3.4-1) ва (3.4-2) тенгламаларнинг физик маъноси бир хиллиги кўришиб турибди. Лекин тортини тавсифининг графиги (20-расм,в) бошқача кўринишда.



20-расм. Автомобилнинг тортини тавсифи графиги: а-поғонасиз узатма учун; в-поғонали узатма учун.

Бунга сабаб узатини поғоналарининг камлиги, узатини соқларининг

хар хил қийматта эгаллиги ва кучнинг ғилдирақларга узлиши билан узатилишидир.  $P_T$  кучининг 20—расм, а да кўрсатилганидек узлуксиз узатилиши узатмалар сонини ҳам шунга ўхшаш қонуниятга бўйсуниниши тақозо этади.

Агар  $V_a = r_K * \omega_e / U_{ГП} * U_{КП}$  бўлса,  $U_{КП} = r_K * \omega_e / U_{ГП} * V_a$  бўлади,

$$(r_K * \omega_e / U_{ГП}) = B$$

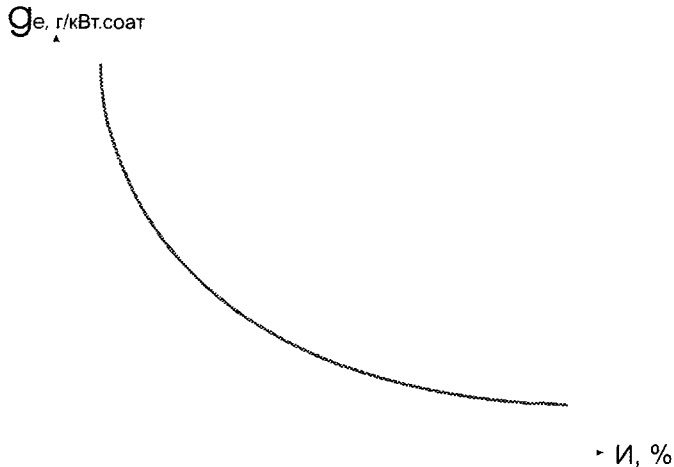
деб белгиласак, у ҳолда

$$U_{КП} = B / V_a \quad (3.4-3)$$

Кўришиб турибдики, (3.4-3) тенглама (3.4-1) ёки (3.4-2) тенгламаларнинг ўзгинасидир. Шунинг учун 20—расм, а чизиғи

$$U_{КП} = f(V_a) \text{ функциянинг ўзгинасидир.}$$

Автомобилнинг ёнилғи тежамкорлиги двигател қувватини ишлайтилиши даражаси  $I$  га боғлиқ (21—расм).

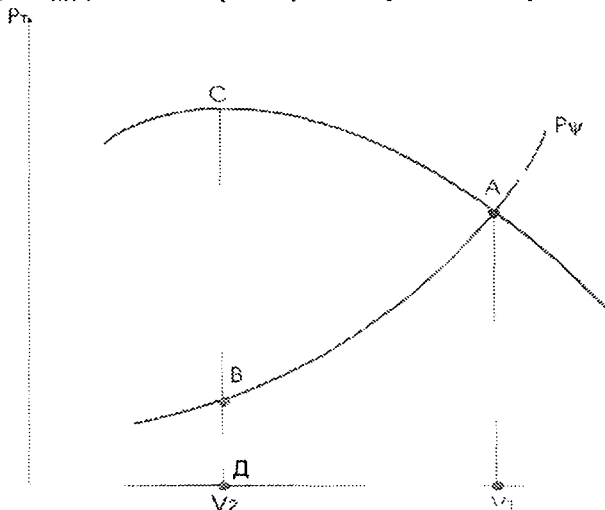


21-расм. Солishtирма ёнилғи сарфи ва двигател қувватининг ишлайтилиши даражаси коэффициентларининг боғланиши графиги



Агар автомобил  $\psi$  қаринликка эга йўлда ҳаракатланаётган бўлса (22–расм), двигател қуввати  $A$  нуқтада 100 % ишлатилади ва автомобил  $V_1$  тезликка эга бўлади.  $V_1$  тезлик эса тежамкор тезлик ҳисобланади. Агар шу узатмада автомобил  $V_2$  тезлик билан ҳаракатланса,  $CB$  қийматга эга ортинча тортиш кучи мавжуд бўлади,  $V_2$  эса тежамкор эмас тезлик ҳисобланади.  $V_2$  ҳам тежамкор тезлик бўлиши учун, дроссел ёнилиб тортиш кучи нуқтир чизиқли ўзгарини керак ёки узатини сонин

$U_{BH2} = U_{BH1} * BD / CD$  бўлган узатма қўшилсини керак.



22-расм Тежамкор ёнили сарфини аниқлаш графини

Бундан ташқари, автомобилнинг тортиш динамикаси ва ёнили тежамкорлигига узатини сонларининг зичлиги фаол таъсир эгади. Узатини сонларининг зичлиги деб, шикта ёнима–ёи ноғоналар сонларининг шибатига айтилади. Узатини сонларининг зичлиги бугунги автомобилларда 1,1 – 1,3 оралиғида бўлиши мақсадга мувофиқдир. Узатини сонининг зич бўлиши синхронизаторлар ни жараёнини синглаштиради, чунки қўшилаётган шестерияларининг бурчак тезликлари бир–бирига жуда яқин бўлади, натижада шикланишидаги ни кичик бўлади ва у старликча нуқта

ишлайди.

Узатмалар қутисининг шовқинсиз ишлаш талаби қуйидагича амалга оширилади:

шестерияларининг аниқ ياسалиши, валларининг эгишувчанликка қарши-  
лигини ошириш ҳисобига, шестерияларининг аниқ тишланиши пасти-  
жасида ва ҳ.к. эришилади;

эгри ёки шеврон тишли шестерияларининг ишлатилиши натижасида;  
синхронизаторларни ишлатиш.

### **3.5. Узатмалар қутисини бошқариш усуллари ва уларни баҳолаш**

Узатмалар қутисининг таснифидан маълум эдинг, бошқарини усули бўйича тўшпа-тўғри, узокдан туриб, ярим автоматик ва автоматик бошқаришувчи турларга ажратини мумкин. Шестерияларни қўшиш-ажратини усули бўйича қутилар қўзғалувчи тишли ёлдирак, енгил қўшилувчи муфтаалар ва синхронизаторли бўлиши мумкин.

Қўзғалувчи тишли ёлдирак (каретка) ёрдамида узатмаларни қўшини асосан автомобил жойидан қўзғалганда қўшилувчи шестерияларни қўшинида ишлатилади. Автомобил орқага юрганда ҳам олдин тўхтатилиб кейин узатма қўшилгани сабабли, шу турдаги тишли ёлдираклар ишлатилади. Лекин бу усулдан фойдаланиш ҳар доим мақсадга мувофиқ эмас. Чунки биринчи узатмани қўшганда илашини муфтасидан ўтказилган динамик юкланиш қўшилаётган шестериянинг бир-икки тишга тўғри келади ва уларининг ейилишига сабаб бўлади (Москвич-402). Бундан ташқари, узатма яхши қўшиланиш учун қўзғалувчи тишли ёлдирак шестерия тишга тўла кириши керак, натижада ўлчамлари катталашади. Бу эса мақсадга мувофиқ эмас.

Кейинги вақтда муқим илашинида бўлган шестерияларининг узатмалар қутисида ишлатилиши, камчилиги камроқ услубларни қўлланилишига сабабчи бўлди, масалан енгил қўшилувчи муфтаалар. Улар тишлари ўқига параллель ёлдираклар бўлиб, оралатиб битта тишининг баландини

қисқартирилган. Натижада бир вақтда бир нечта тишнинг қўшилиши уларнинг динамик юкланишини камайтиради, лекин шовқини камайтади.

Ҳозирги замон автомобилларида узатмаларни қўшишда асосан синхронизаторлар ишлатилади.

Маълумки, замонавий узатмалар қутисиди ҳамма шестериялар муқим иланишида ва доим бирор бурчак тезлиги билан айланиб туради.

Синхронизатор қўидаги вазифаларин бажаради: қўшилувчи шестериялар бурчак тезликларини тенглаштиради; қўшилувчи шестерияларини муҳосара қилиб тўла қўшилишини таъминлайди, узатмаларни қўшади. Синхронизаторнинг иш жараёнини кўриб чиқайлик (23–расм).

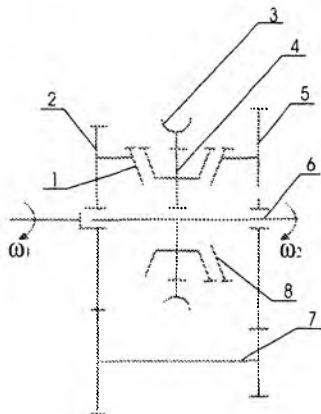
Синхронизаторнинг нейтрал ҳолатида тишли муфта 3 ва муҳосараловчи халқалар 1 ишламайди. Узатма қўшилаётганда (масалан 2 узатма) тишли муфта 3 ўнг томонга сурилади ва муҳосараловчи халқалардан 1 бирини қўшилаётган узатма шестериясининг конусига 8 сиқади. Конуссимон юзаларининг ишқаланиши натижада шестерия 5 муҳосараловчи халқани ҳам айлаштириб уни тишли муфта 3 га ишбатан бурчакка буради. Натижада 2 ва шестерияларининг бурчак эликлари тенгланшиб, муфта 3 тишлари навбати билан муҳосараловчи халқа 1, кейингиси эса шестериянинг тожидаги тишларга киради. Натижада буровчи момент бирламчи вал шестериясидан 2 оралиқ вал 7 оралиқ иккиламчи вал шестерияси 5 га узатилади.

Синхронизаторни баҳолаш ишқаланишидаги солиштирма иш билан амалга оширилади. У енгил автомобиллар учун  $0,03...0,1 \text{ М Дж / см}^2$ , юк автомобилларида эса  $0,05...0,4 \text{ М Дж / см}^2$  бўлса, қошқарли ҳисобланади.

Узатмалар қутисини тўйна—тўғри бошқаришда ричагининг жойлашшини катта аҳамиятта эга. Ёнг афзали бошқарини ричагининг ҳайдовчи ёишда жойлашшинидир. Бу двигателни олдида жойланган енгил /ВАЗ, Москвич, ГАЗ, Тико, Дамас/ ва юк автомобилларида /ГАЗ, ЗИЛ, КамАЗ/ жуда

асқотади.

Бошқариш ричагининг рул колонкасида жойлашиш хили Москвич-400, 401, 403, М-20 «Победа» каби автомобилларда ишлатилган. Унинг афзаллиги шунки, ричаг рул валидалиги учун олдинги ўрнида уч кишининг ўтиришини мўлжаллаш мўмкин. Камчилиги унинг мураккаблигидир.



23-расм. Узатмалар қутиси синхронизаторининг кинематик схемаси

Бугунги кунда шу бошқариш усули фақат погиронларга мўлжалланган енгил автомобилларда қўлланилмаяпти. Двигател ва трансмиссияси орқада /ЗАЗ-968, ЛиАЗ-695/ ёки базасининг ўртасида (ИКАРУС-260 ва х.к.) жойлашган енгил автомобил ва автобусларда қутини узокдан туриб бошқариш усули қўлланилади. Унинг камчилиги-мураккаблиги ва таннархининг юқорилигидир.

Узатмалар қутисини ярим автоматик бошқариш усули вакуумли, электровакуумли, автоматлаштирувчи ва электрик мосламалар ёрдамида амалга оширилиши мўмкин. Бу бошқариш усули автомобил нархининг 3...4 фозини ташкил этгани ва мураккаблиги учун қўй ишлатилмади (баъзи Европада чиқадиган енгил автомобиллардан ташқари). Кейинги вақтда ҳаракат ҳавфсизлигини таъминлаш мақсадида автомобилларни бошқаришни автоматлаштириш катта аҳамият касб этади. Бу бошқариш

ушул трансмиссиясида гидротрансформатор ишлатилувчи юқори синф енгил /ЗНІ-117/ ва оғир юк кўтара оладиган БелАЗ-548 А туридаги автомобилларда қўлланилади.

### **3.6. Тақсимлаш ва қўшимча қутилarning конструктив хусусиятлари**

Тақсимлаш қутилари иккита ва ундан ортиқ ўқи етакчи бўлган енгил ва юк автомобилларида қўлланилади. У узатмалар қутисининг иккиламчи валидан узатилаётган буровчи моментни етакчи ўқларга бўлиб беради.

Тақсимлаш қутисидо олдинги етакчи ўқни қўшиб-ажратини мосламаси жойлаштирилган.

Тақсимлаш қутилари етакчи ўқга тўғри келган илашин бўйича массага мос равишда тортин кучининг тўла ишлатилиши, трансмиссиясида керакмас қувватининг айланмаслиги каби талабларини қондириши зарур.

Тақсимлаш қутилари, етакланувчи валларининг жойлашини бўйича:

бир ўқ бўйлаб жойлашган ва жойлашмаган.

Етакланувчи валларининг юритилиши ушул бўйича:

мухосараланувчи;

дифференциалли.

Ноғоналарининг сони бўйича:

бир ноғонали;

икки ноғонали;

уч ноғонали бўлиши мумкин.

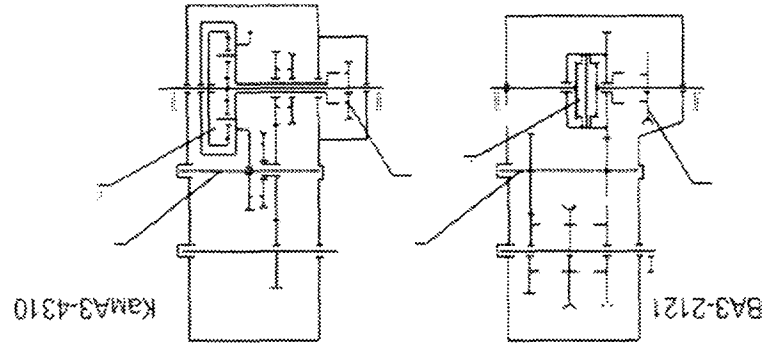
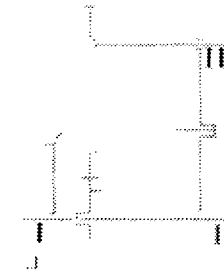
24 расм а, б, в, г ларда мос равишда ГАЗ-66, ЗНІ-131, ВАЗ-2121 ва КамАЗ-4310 автомобиллари тақсимлаш қутилариининг кинематик схемалари кўрсатилган.

Етакланувчи ва етакловчи валлари бир ўқ бўйлаб жойлашган (24-расм а, г, в) тақсимлаш қутиси бошқаларидан оралиқ І валининг мавжудлиги билан фарқ этиб, етакчи ўқларда бир хил асосий узатмалар қўлланилиши имконияти каби афзалликка эга. Бир ўқ бўйлаб жойлашмаган тақсимлаш қутисидо /ЗНІ-131/ олдингидан фарқли ўлароқ, оралиқ вал

бўлганин /24-расм, б/. У заъказларининг кынылыгын, как жетил сарфлангын, ф.и.р. нини юкюргытын, шюкынисезгын ва х.к. афзаллаштыргыларга ага.

Етаговун вазыларга буюрун юкюнт уларын мухосарываш ён ифференшият ораган узатгынын музюмн. Буюрун юкюнтини вазыларын мухосарываш билан узатгырун тавсиклаш кутюснининг юнтрүкүмисин /24-

расм а, б/ сохта.



24 расм. Хур хил түрүгүн тавсиклаш кутюларынинг кынылыгын афзаллаштыргыларга ага

кемелерин

Етаговун афференшиятин мухосара кыныган холга узатгынын как мухосарывашини сарфлангыларга кыныш буюрун ага кыты тортын кыныш илалтыгын узатгынын ортирини юкюнкюмисини

туғдиради, ҳамма ўқлар қўшилган ҳолда автомобил юритилганда трансмиссиясида кераксиз қувват пайдо бўлиб, уни қисмларининг ейилишига олиб келади. Шунинг учун ҳам ўқлараро дифференциални 2 шиллатиш мақсадга мувофиқдир. Натияжада қўи етакчи ўқли автомобилларда дифференциалли тақсимлаш қутилари /24-расм В, Г/ шиллатила боилади.

Муҳосаралапувчи тақсимлаш қутисининг юқорида қайд этилган камчилиги автомобил яхши йўлда ҳаракатланганда /яъни олдинги ўқга ҳам момент узатиш зарурияти йўқлигида/ олдинги ўқни трансмиссияедан ажратувчи мосламани қўллаш билан йўқ этилади. Яна бир фикрни айтиш жоизки, тақсимлаш қутиси бир неча ноғонадан иборат бўлса, катта буровчи момент узатувчи паст узатма қўшилганда кетинги етакчи ўқларга жуда катта момент узатилиши унинг зўриқилишига олиб келади. Шунинг учун ҳам ГАЗ–66, ЗИЛ–131 ва ҳ.к. автомобил тақсимлаш қутиларида паст узатма олдинги етакчи ўқ уланмагунча қўшила олмайдиган қилиб лойиҳаланган ва уни амалга оширувчи мослама ҳам бор. Масалан, ГАЗ–66 тақсимлаш қутиедда /24 расм, а/ мослама қути конқоғининг еилжувчи валда, ЗИЛ–131 да жа электрониевматик юритмални тишли муфта 3 дан иборат /24–расм, б/. Натияжада узатилаётган момент етакчи ўқларга тақсимланиб, бирортасининг ҳам зўриқилишига олиб келмайди.

Дифференциалли тақсимлаш қутилари шундай ясалганки, олдинги етакчи ўқ доим қўшилган бўлади, сабаби шуки, дифференциалнинг мавжудлиги трансмиссиясида кераксиз қувватнинг пайдо бўлишига шароитни йўқ қилиб қўяди. Лекин автомобил ҳаракати даврида бирор ўқ еилдирагининг шатакесирани эҳтимолдан ҳоли эмас. Ана шу камчиликдан қутилин учун дифференциалли тақсимлаш қутиларида муҳосаралаш мосламаси 3 /24–расм / мавжуд этилган. Мисол тариқасида ВАЗ–2121, ГАЗ–4540 ва ҳ.к. тақсимлаш қутиларини кўрсатиш мумкин.

Дифференциалли тақсимлаш қутиларида симметрик /ВАЗ–2121/ ва

носимметрик /ҒамАЗ–4310/ дифференциаллар ишлатилиши мумкин. Симметрик дифференциал олдинги ва кетинги етакчи ўқларга тўғри келган иланиши массалари тахминан тенг бўлган, носимметрик эса массалари тенг бўлмаган ҳамма ўқлари етакчи автомобилларда ишлатилади. Носимметрик дифференциалда етакчи ўқларга узатишган моментлар уларга тўғри келган массаларга мутаносиб равишда бўлиниди.

Қўшимча қўтилар асосан қийин йўл шароитида ишловчи автомобил ва автопоезднинг етакчи автомобилида ишлатилади. Бу қўтиларнинг ишлатилишидан асосий мақсад ҳар хил йўл шароитига мос равишда узатиш сони /ёки поғонани/ тақлаш йўли билан етакчи филдираклардаги тортиш кучини ўзгартириб, транспорт воситасининг тортиш-тезлик тавсифини яхшилаш, ёнилғи тежамкорлигини орттириш, ҳамда ўтаёқлигини яхшилашдир.

Қўшимча қўтилар айрим қобидаги редуктор, тақсимлаш қўтиси ёки кўп валли узатмалар қўтиси билан биргаликда ясалган агрегат сифатида ишлатилиши мумкин. У иккита, насайтирувчи ёки кўтарувчи, узатмадан иборат бўлиши мумкин. Қўшимча қўти узатмалар қўтисидан қандай поғона кўшилишидан қатъий назар етакчи филдираклардаги буровчи моментни кўпайтириб узатади. Адабиётда кўшимча кўтарувчи кўшимча қўти–мультипликатор /ёки бўлғич/, насайтирувчиси эса демумльтипликатор деб ҳам аталади.

Кўтарувчи кўшимча қўти /мультипликатор/ узатмалар қўтисининг олд қисмида ўрнатилиб, у асосан қўтини узатиш поғоналарининг сон қийматларини бир–биринга яқинлаштиради. Унда асосан иккита поғона, тўғри ва кўтарувчи узатмадан иборат бўлади.

Насайтирувчи кўшимча қўти /демумльтипликатор/ узатмалар қўтиси кетидан жойлаштирилиб, икки ёки уч поғонали бўлиши мумкин. Бу эса поғоналар сонини 2-3 марта орттириш имкониятини тўғрилади. Унинг узатмалар қўтисидан олдин жойлаштирашдан асосий мақсад, узатмалар



қутисининг вал ва шестеряларидан катта моментнинг узатилиши ўлчамларининг катталанишига, массасининг ортинга олиб келиниши мумкинлигидир.

Кўтарувчи қўшимча қутис /мультипликатор/ қўлланган узатмалар қутисига мисол тариқасида КАМАЗ–5320 ни кўрсатиши мумкин.

### 3.7. Поғонасиз, фрикцион, гидроҳажмли, электромеханик трансмиссиялар

#### 3.7.1. Поғонасиз трансмиссиялар

Трансмиссия таркибидagi узатмалар қутиси берилган йўл шароитида энг катта тортини кучини ва бир вақтда ёнилги сарфини энг кам бўлишини таъминлашни зарур.

Энг катта тортини кучи  $P_{TMAX}$  қуйидагича аниқланади,

$$P_{TMAX} = 1000 N_{emax} * \eta_{TP} / V_a \quad (3.7.1-1)$$

(3.7.1-1) формуладан кўриниб турибдики, берилган ҳаракат тезлиги  $V_a$  двигателнинг фақат энг катта қуввати  $N_{emax}$  қийматидагина таъминланиши мумкин. Агар  $B = 1000 N_{emax} * \eta_{TP}$  деб фараз элсак,  $P_{TMAX} = B / V_a$  (3.7.1-2) ифодаси ҳосил бўлади. Бу ифода математикадаги  $y = B / x$ , яъни гиперболанинг формуласидир (25-расм).

25\*



25-расм. Автомобилнинг гипербола кўришишидаги тортини тавсифи графиги

Гипербола кўришидаги тавсифни фақат поғонасиз узатма ёрдамида мавжуд этиш мумкин. Бу узатма етакчи валнинг ўзгармас бурчак тезлиги ва буровчи моментда етакланувчи валнинг буровчи momenti ва бурчак тезлиги автомобилнинг ҳаракат тезлиги билан боғлиқ равишда ўзлуксиз ўзгаришни таъминлайди.

Бундай хусусиятга эга узатмалар қутисининг узатиш сопи куйидагича аниқланади.

$$U_{KII} = \omega_N * r_K / U_{III} * V_a \quad (3.7.1-3)$$

Агар (3.7.1-3) ифодадаги  $\omega_N * r_K / U_{III} = B$  деб белгиласак,  $U_{KII} = B / V_a$  ҳосил бўлади, у эса (3.7.1-2) нинг ўзгичасидир, яъни шкала ифода ҳам сифат жиҳатидан бир хил бўлиб гиперболаши тасвирлайди.

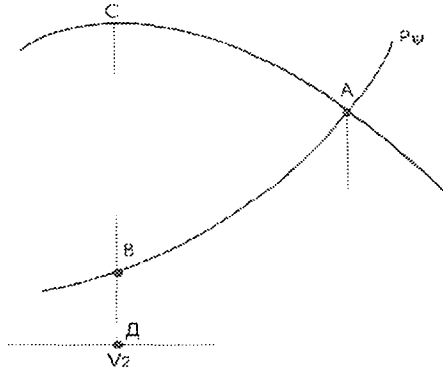
Узатиш сопи  $U_{KII}$  ва  $V_a$  ўртасидаги боғланишининг гипербола қонуниятига бўйиншани автомобил тўртини—тезлик хусусиятларини яхшилашнинг юқорида қайд этилган эди.

Кейинги муаммо, поғонасиз узатмалар қутисинини ишлатилиши автомобил ёнлиги тежамкорлигига қандай таъсир қилишидир. Фараз этайлик (22-расм) автомобил бирор узатмада  $P_T$  куч билан берилган  $P_\psi$  йўлда двигател қувватининг тўла ишлатилиш жараёнида  $V_1$  тезликда ҳаракат қилиши мумкин.

Двигател қувватининг тўла ишлатилиши давридагина солиштирма ёнлиги сарфи энг кичик қийматга эга бўлади, яъни ёнлигининг тежамкорлиги таъминланади. Агар шу йўлдаги автомобил  $V_2 < V_1$  тезлик билан ҳаракатланса, ёнлиги тежамкорлиги пасаяди, чунки  $BC$  га тенг масофада  $P_T$  га тенг ортиқча куч ишлатилмай қолади. Тежамкорликни олдиндагидек ҳолатга келтириши учун узатиш сопини шундай ўзгартириши керакки,  $V_2$  тезлигида двигател тўла юкланиши билан ишласин. Бунда тапланган янги узатиш сопи

$$U_{KII} = U_{KII} * DC / BD \quad (3.7.1-4)$$

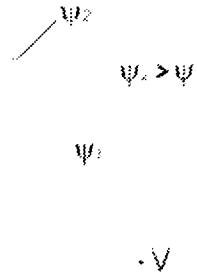
бўлади.



22-расм. Тежамкор ёшилги сарфшини аниқлаш графиги

Юқоридаги мулоҳазалардан хулоса қилиш мумкинки, ёшилги тежамкорлигини энг мақбул қилиш учун қутбининг узатили сови тезлик ўзгарганда ҳам, йўл қаршилиги ўзгарганда ҳам ўзгарини шарт. 26-расмдаги график фикримининг тасдиғидир.

U<sub>0</sub>

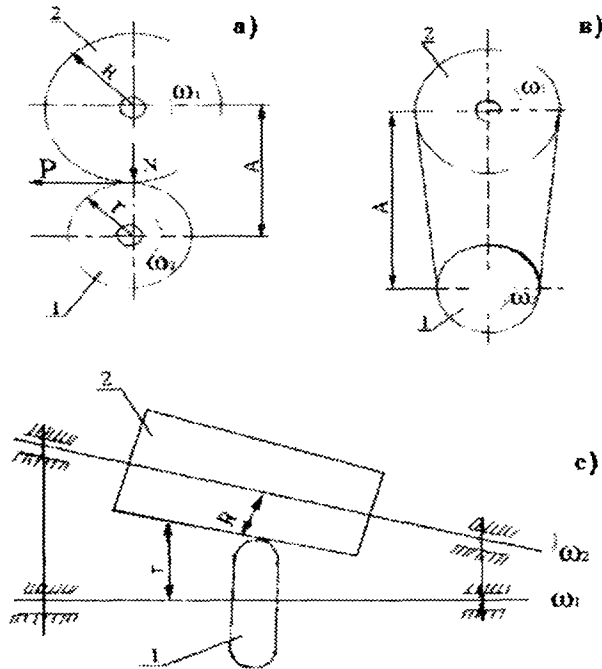


26-расм. Энг мақбул ёшилги тежамкорлигига эришини учун зарур  $U_{ки} = f(\alpha_a)$  боғланиш графиги

### 3.7.2. Фрикцион трансмиссиялар

Ноғонасиз узатмаларга мисол тариқасида фрикцион узатмаларни кўрсатиш мумкин. Етакловчи 1 ва 2 қисмлар ўртасидаги фрикцион боғланиш тўппа – тўғри (27-расм, а, с) ва эпилувчан тасма (27-расм, в) орқали бўлиши мумкин. Фрикцион боғланиш узатмада узатиш сонини тўппа-тўғри ўзгартириш имконияти мавжуд бўлса вариатор дейилади (27-расм, с).

Фрикцион узатмалар ўзаро параллел, кесингучи ўқлар орасидаги ҳаракатни узатишга, ҳамда айланма ҳаракатни илгариллама ёки виштенмон ҳаракатга айлантиради. Фрикцион узатмаларда боғланиш етакловчи қисмлардаги ишқаланиш кучи  $P$  ҳисобига бўлади.



27-расм. Ноғонасиз узатма турларининг кинематик схемалари

Фрикцион узатмаларнинг қўйидаги афзалликлари бор:

- стакланувчи қисмининг айланиш частотасини ўзгартириш осон;
- конструкцияси содда;
- ҳаракати равои;
- шовқинсиз.

Шу билан бирга фрикцион узатмалар камчиликлардан ҳам ҳоли эмас:

- валларга бўлган юкланишлар нисбатан юқори;
- стакланувчи ва стакловчи қисмлар бир-бирига нисбатан сирнаниши мумкин;

Ўз-ўзини сошлаб, узатини сонини ўзгартириши хусусияти йўқ.

Фрикцион узатмаларда, узатини сонини  $U_{\phi}$  қўйидагича аниқланади:

$$U_{\phi} = \omega_1 / \omega_2 = (R / r) * (1 - \varepsilon) \quad (3.7.2-1)$$

бу ерда

$\omega_1, \omega_2$  — стакловчи ва стакланувчи қисмларининг бурчак тезликлари, рад/с;

$R, r$  — стакловчи ва стакланувчи қисмларининг радиуслари;

$\varepsilon$  — сирнаниш коэффициентини,  $\varepsilon = 0,01 \dots 0,05$ .

Фрикцион узатмаларда қисмларининг бир-бирига нисбатан сирнаниши ҳар доим мавжуд. Бунинг сабаби шуки, қисмларининг иш жараёнида контактдаги нуқталар эластик сурилади.

Поғонасиз фрикцион узатмаларда иш жараёнини таъминлашнинг асосий шартини ниқаланиш коэффициентини  $\mu$  солиштирма уришма куч  $\gamma_{\phi}$  дан катта бўлиши керак,  $\mu > \gamma_{\phi}$  (3.7.2-2)

Солиштирма уришма куч  $\gamma_{\phi}$  контактдаги уришма куч  $P$  нинг нормаль куч  $N$  га (27-расм, а) нисбатиدير.

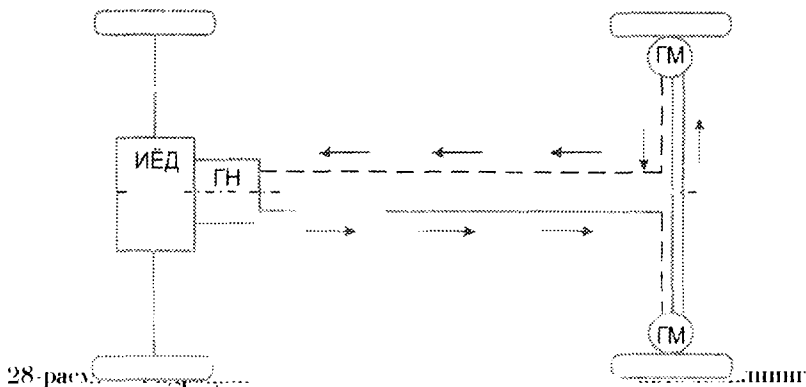
Маълумки, автомобилларда фрикцион узатмалар қўйи ишлатади (вентиллятор, генератор ва ҳ.к.лар юритмаси). Унинг асосий камчилиги поғонасиз қайишнинг ишлатилиши тўғриси узатманинг ишончлигини паст.

Кейинги вақтда кичик лигажли автомобилларда закир сифат металл қайиш ишлатилиши ривожланиб кетди. Бу конструкциянинг, айниқса, олд елдираклари етакчи енгил автомобиллар трансмиссиясида ишлатилиши айни муддаодир.

Ҳайдовчилар иш шароитини яхшиликда трансмиссияни бошқаришни автоматлаштириши мақсадга мувофиқ. Шу боисдан вариаторларнинг (27-расм, с) ишлатилиши ўз ўрнини тонади. Вариаторда етакловчи қисми 2 радиуси  $R$  нинг ўзгарувчанлиги (конуссимон қисм ҳисобига) унинг узатчи соми  $U_{вар} = R/r$  ўзгарувчан бўлади. Бу етакловчи қисмининг горизонтал йўналишида ҳаракатчанлигидан ҳосил бўлади. Шу жиҳатдан фрикцион торонд вариаторларнинг бир неча тури хорижий фирмалар томонидан автомобилларда ишлатилаяпти.

### 3.7.3. Гидроҳажмли трансмиссиялар

Кейинги вақтда трансмиссиянинг янги тури сифатида гидроҳажмлисиз ўз ривожини тонаяпти. Бу трансмиссиялар қатор афзалликлари бўлганлиги учун бигр юк автомобилларида қўлланилиши мумкин.



28-расм: гидроҳажмли трансмиссиянинг  
принципал схемаси

28-расмда гидроҳажмли трансмиссияга эга автомобилнинг

принципиал схемаси кўрастилган. Гидроҳажмли трансмиссияга эга автомобилда энергия манбаи ички ёнув двигатели (ИЁД) бўлиб у гидронасосни (ГН) ҳаракатта келтиради, натижада илчи суюқлик босим остида етакчи вилдиракларга ҳайдалиб уларни айланттиради.

Конструкциясига қараб ГН ва ГМ (гидромотор) вингтенмон шестерияли, парракли ва поршенли бўлиши мумкин. Автомобилларда асосан поршенли гидроагрегатлар ўз ўрнини топти.

Гидроҳажмли трансмиссия қуйидаги афзалликларга эга:

двигателдан етакчи вилдиракка момент узатишанда узатини сонни поғонасиз ўзгаради;

ГМ ларни вилдиракларга жойлаштириши қийин эмас;

трансмиссияга хос илашши муфтаси, кардан узатмаси, асосий узатма кабиларининг зарурияти йўқ;

трансмиссияси реверсив;

автомобил олдинга ва кетинга юраётганда узатмаларда бир хил бурчак тезлигига эга бўлиши мумкин;

автомобил насликка тушаётганда ва тоғли йўқларда унинг реверсивлиги двигателни тормоз сифатида самарадор ишлашши таъминлайди;

трансмиссия учун  $P_T = f(V_a)$  функцияси гипербола кўринишида бўлиши, автомобилнинг энг мақбул тортиши хусусиятини таъминлайди, жойидан қўзғалиши равои бўлади, илғов олиши яхшиланади;

гидротизим ҳажми ёшиқ бўлиб, илчи суюқлик сарфи кам.

Шу билан бирга гидроҳажмли трансмиссия камчиликларга ҳам эга:

- гидроҳажмли узатмаларда ўз ўзини ростлаш хусусияти йўқ;
- туташган қисмлари катта авиқлик билан тайёрланишини талаб этади;
- уловчи қувурлар (трубкалар) катта босимда ишлаганда ишончли эмас;

- чидамлиги нагъ;
- масса ва ўлчамлари катта, таннархи юкори.

Гидронасос ва гидромоторнинг иш жараёни шундайки, тизимдаги ишчи босим 10...50 МПа га етиб, узилиб–узилиб ўзгаради. Гидронасосда гидромоторлардан қайтаётган иш суюқлигининг босими керагидан ортқича бўлиб, 1 –1,2 МПа иш ташкил этади.

Гидроҳажмли трансмиссиянинг тавсифлари ушнинг кинематик узатиш сонини  $U_{ГК}$ , куч узатиш сонини  $U_{ГКЧ}$ , ва ф.и.к.  $\eta_T$  ҳисобланади. Улар қуйидагича аниқланади:

$$U_{ГК} = \omega_n / \omega_m \quad U_{ГКЧ} = M_m / M_n \quad \eta_T = N_M / N_H \quad (3.7.3-1)$$

бу ерда,

$\omega_n, \omega_m$  гидронасос ва гидромоторларнинг бурчак тезликлари, рад/с;

$M_n, M_m$  - гидронасос ва гидромотор валларидаги буровчи моментлар, Н\*м;

$N_n, N_m$  гидронасос ва гидромотор валларидаги қувватлар.

Гидроҳажмли трансмиссиянинг ф.и.к.  $\eta_T = 0,85...0,89$ .

### 3.7.4. Электромеханик трансмиссиялар

Электромеханик трансмиссиянинг пайдо бўлишига асосий сабаблардан бири 75т ва ундан ортқик юк кўтара оладиган автомобилларнинг халқ хўжалигига заруриятидир. Катта юк кўтарувчи автомобиллар механик трансмиссиясини лойиҳалашда агрегатларни бир–бирига нисбатан жойлаштириш, ортқича массанинг пайдо бўлиши, металл танлаш ва х.к. каби қўшимча муаммолар пайдо бўлади.

Электромеханик трансмиссиянинг қуйидаги афзалликлари бор:

- етакчи елдиракларга, момент ноғонасиз узатилади;
- елдиракларда катта қувватга эга етакчи электродвигателлар ўрнатиш имконияти катта;
- трансмиссиянинг агрегатларини бир бирига нисбатан жойлаштириш ўнгай;

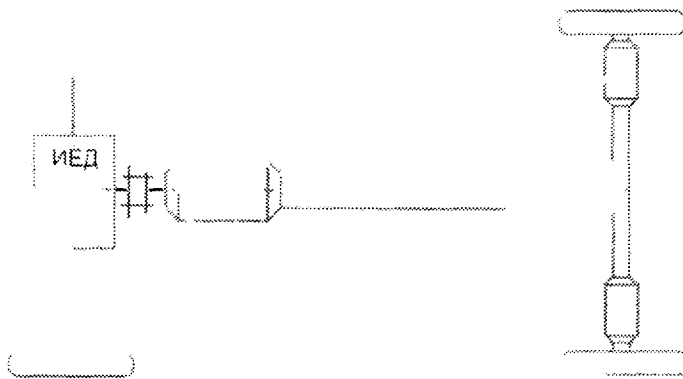


- автомобилни бошқарини енгиланади;
- автомобил настиқка ҳаракатланаётганда етакчи электродвигателни секвенциалтичи тормоз сифатида ишлатиш мумкин;
- етакчи ғилдирақларни қўнайтирини ҳисобига автомобил ва автопоезд ўтағонлигини орттириш мумкин;
- ғилдирақлардан узатиувчи динамик юкланишининг камайиши ҳисобига двигателнинг хизмат қилиш вақти ортади.

Электромеханик трансмиссия камчиликлардан ҳам холи эмас:

- ф.и.к. нинг камлиги натижасида ёнилги тежамкорлиги 15..20% га пасаяди;
- османинг рессорланмаган массаси катта;
- двигателнинг қуввати кам автомобилларда трансмиссиянинг лиништира массаси ва ўлчамлари катталашади;
- ишлатиладиган материалларнинг қиймати ҳаддан ташқари катта.

Электромеханик трансмиссияли автомобилнинг принципал кўриниши 29-расмда тасвирланган.



29-расм. Электромеханик трансмиссияга эга автомобилнинг принципал схемаси

Электромеханик трансмиссия электрик ва механик қисмлардан иборат бўлади. Бундай узатмаларда электр энергияси ички ёниув двигатели 1 билан айлантирилувчи генератор 2 ёрдамида ишлаб чиқарилади. Электромеханик трансмиссияларининг буровчи моментни бир гуруҳ етакчи ғилдиракка ёки ҳар бирига айрим электродвигател 3 ёрдамида узатиш схемалари мавжуд.

Электродвигател 3, унинг айланиш частотасини камайитириш ва механик узатма ҳосил қилиш учун киритилган редуктор ва ғилдирак биргаликда битта агрегат ҳисобланади ва мотор ғилдирак деб номланади. Электромеханик трансмиссиянинг асосий қисмлари генератор, мотор-ғилдирак бўлиб, улар асосан 75 т дан катта юк кўтарувчи, ўзи ағдарувчи автомобиллар, ўта ўтағонликка эга автомобил ва автопоездларда, кўп йўловчи ташувчи автобусларда ишлатилади.

Электромеханик трансмиссия ўзгармас ва ўзгарувчан – ўзгармас токда ишлатилади. Генератор ва ички ёниув двигателининг тўппа-тўғри уланиши мақсада мувофиқ, сабаби двигател–генератор агрегатининг ўзгачалари кичраяди.

Мотор ғилдирак электромеханик трансмиссиянинг бажарувчи қисми бўлиб, айрим агрегат ҳисобланади ва етакчи электродвигател, редуктор, ғилдирак, механик тормоз, подшпинниклар, осма элементларидан иборатдир.

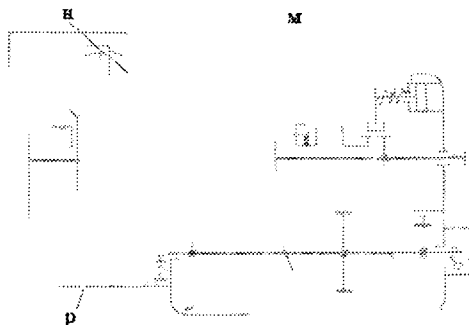
Мотор ғилдиракларининг қўлаб схемалари мавжуд ва ҳозирги замон автомобилларида ишлатилади.

### **3.8 Гидродинамик узатмалар**

Автомобил трансмиссияси иланини муфтаси ва узатмалар қутисидан иборат бўлганда, ҳайдовчи қўи марта муфтанинг педалига босиш ва қутини поёналарга қўини ричагидан фойдаланиша мажбур бўлади. Бу конструкция шаҳарда транспорт ҳаракатининг интенсивлиги ортиб бораётганини, ҳайдовчининг чарчаниши, унинг йўлдаги содир бўлаётган ҳаракатлардан фикрини чалғитишини ҳисобга олсак, ҳаракат ҳавфизлигини таъминлашда зарар келтириши мумкин.

Юқоридаги камчиликларни камайтиришнинг усулларидан бири замонавий енгил, юк автомобилли ва автобусларда гидродинамик, автоматик узатмаларининг қўлланилишидир.

Гидродинамик узатма (ГДУ) (30-расм) иккита асосий қисмдан иборат бўлиб, улардан бири гидродинамик трансформатор (Г), иккинчиси эса икки ёки уч поғонали, валлик ёки планетар узатмадир (М). 30-расмда кўрсатилган тизим гидротрансформатор (Г) ва икки поғонали узатмалар қутбидан иборат. ГДУ автомобилнинг ҳаракат тезлиги ва юкларини тартиботи асосида автоматик бошқарилувчи тизимдир.



30-расм. Икки поғонали гидромеханик узатманинг кинематик схемаси

Гидродинамик узатма (ГДУ) қуйидаги афзалликларга эга:

- транспорт воситаси дроссел ва зарур бўлганда тормоз педали билан бошқарилади;
- автомобилнинг жойидан охира қўзғалиши ва шивов билан ҳаракатланишини таъминлайди;
- массаси ва ўлчамлари кичик;
- автомобил қўзғалаётганда етакчи филдиракнинг шатакенирини камайтириб, унинг ўтаёвонлигини яхшилайди;
- трансмиссияда, айланмидаги тебранишни сўндириб, автомобил двигатели ва трансмиссияси қисмларининг ейилишини камайтиради.

Гидродинамик узатманинг камчилиги конструкциянинг мураккаблиги, ф.и.к нинг кичиклиги ва таннархнинг баландлигидир.

Гидродинамик узатма-гидротрансформаторни баҳоловчи кўрсаткичлар қуйидагилар:

узатиш сони —  $U_{ГТ}$ ;

трансформация коэффициенти —  $K$ ;

фойдали иш коэффициенти —  $\eta_{ГТ}$ ;

насос валидаги момент коэффициенти —  $\lambda_n$

тишқлик коэффициенти —  $\Pi$ ;

Юқоридаги кўрсаткичлар баъзиларининг насоснинг ўзгармас бурчак тезлиги ва моментдаги ўзгарини 31-расмда кўрсатилган. Бу графикни гидротрансформаторнинг таниқи тавсифи дейилади.

Гидротрансформаторнинг узатиш сони  $U_{ГТ}$  — турбина ( $\omega_T$ ) ва насос ( $\omega_n$ ) бурчак тезликларининг нисбатиدير.

$$U_{ГТ} = \omega_T / \omega_n \quad (3.8-1)$$

Трансформация коэффициенти  $K$ -турбина ( $M_T$ ) ва насос ( $M_n$ ) нидирақларидаги моментлар нисбатиدير.  $K$  нинг қиймати 2-4 атрофида.

$$K = M_T / M_n \quad (3.8-2)$$

Гидротрансформаторнинг ф.и.к.  $\eta$  — турбина ва насосдаги қувватлар  $N_T$  ва  $N_n$  ларининг нисбатидан аниқланади, яъни

$$\eta_{ГТ} = N_T / N_n = M_T \omega_T / M_n \omega_n = K * U_{ГТ} \quad (3.8-3)$$

Замонавий автомобиллар гидротрансформаторининг ф.и.к

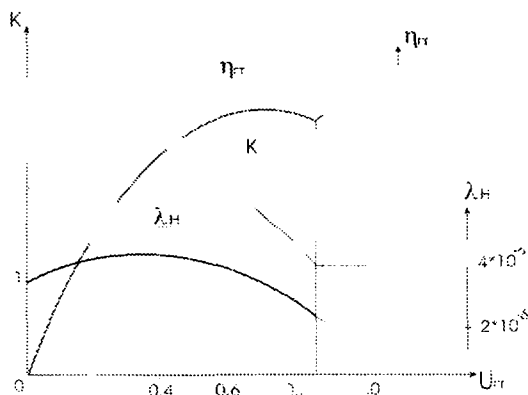
$\eta_{ГТ} = 0,7-0,8$  бўлиши мумкин.

Гидротрансформатор насоси валидаги момент коэффициенти  $\lambda$  насосининг фаол (энг катта) диаметри  $D_{нах}$  ва бурчак тезлиги боғлиқ бўлиб, қуйидагича аниқланади:

$$\lambda_n = M_n / \rho \omega_n^2 * D^5 \max \quad (3.8-4)$$

бу ерда

$\rho$  – ишчи суюқлиқнинг зичлиги.



31-расм Гидротрансформаторнинг тавсифи

Гидротрансформаторнинг тириқлик коэффициенти  $\Pi$ -ушунг дивгательга юкланиш берини хусусияти бўлиб, турбина тўхтатилиб турганда ( $\omega_г=0$ ), насос валидаги момент коэффициентининг, трансформация коэффициенти  $K=1$  вақтдаги насос валидаги момент коэффициентига инсбатига айтылади. Тириқлик коэффициенти автомобилларнинг гидротрансформатори конструкциясига қараб  $\Pi=1,2-2,5$  бўлиши мумкин.

Гидротрансформаторнинг ташқи тавсифи 31-расмда кўрсатилган бўлиб, унда  $K$ ,  $\lambda_г$ ,  $\eta_г$  ларнинг узатини сонин  $\omega_г$  билан боғлиқлик графигидир. Айтин жонзкин, бу тавсиф ҳар хил фаол диаметрин ( $D$  пах), геометрик ўхнаш гидротрансформаторларига ҳам тегишлидир.

Гидротрансформаторнинг ташқи тавсифи автомобилнинг тортин динамикасини ҳисобланада асқотади.

### 3.9. Узатмалар қутисини ҳисоблаш

Узатмалар қутиси биринчи ҳисоблаш режими, яъни дивгательнинг энг

катта momenti  $M_{e\max}$  бўйича ҳисобланади:

Ҳисоблаш тартиби қуйидагича:

1. Бирламчи / иккиламчи / ва оралиқ валлари ўртасидаги масофа  $A$  қуйидаги эмирик формула орқали аниқланади:

$$A = a * \sqrt{M_{e\max}} \quad \text{мм} \quad (3.9-1)$$

бу ерда,

$M_{e\max}$  – двигателининг энг катта momenti, Н\*м;

$a$  – узатмалар қутисиининг конструкцияси ва қисмлари материалга боғлиқ коэффициент, енгил автомобиллар учун  $a = 14,5 \dots 16$ , юк автомобилларига  $a = 17 \dots 19,5$ .

2. Шестерия тиши модулини аниқлаш учун қуйидаги формуладан

фойдаланилади:  $m = \sqrt[3]{M_{e\max}} \quad \text{мм} \quad (3.9-2)$

Аниқланган  $m$  ГОСТ 13755 – 81 бўйича яхлитланади. Модул шестериянинг бўлувчи айлана бўйича тишлари қадамши  $\pi$  га нисбатига тенгдир.

Валлар ўртасидаги масофа  $A$ , модул  $m$  аниқланганидан сўнг, тортин динамикасини ҳисоблашдан олдинги узатин соқларидаи фойдаланиб, ГОСТ 21354 – 77 га мувофиқ шестерияларининг ўлчамлари аниқланади.

Тўғри тишли шестериялар учун,

$$d = m_{II} * z \quad (3.9-3)$$

эгри тишли шестериялар учун,

$$d = m_z * z / \cos\beta, \quad \text{мм} \quad (3.9-4)$$

бу ерда

$d$  – шестериянинг боқланғич айлана бўйича диаметри, мм;

$m_{II}$  – нормаль модул, мм

$z$  – шестерия тишлари сони,

$\beta$  – шестерия тишининг эгрилик бурчаги.

Валлар орасидаги  $A$  масофани узатмалар қутисиини йнғини шарти бўйича

текшириш керак.

$$A = m_{1,2} (z_1 + z_2) / 2 \cos\beta_{1,2} = m_{3,4} (z_3 + z_4) / 2 \cos\beta_{3,4} = \dots \quad (3.9-5)$$

юк автомобиллари учун,  $\beta = 20 - 30^\circ$

енгил автомобиллар учун,  $\beta = 30 - 45^\circ$

Модул  $m$  шестерияларини ясаш технологияси қўлай бўлиши учун катта ва кичик шестерияларга бир хил таъланади.

Шестерияларнинг эни  $b$  қўйидагича аниқланади:

тўғри тишли шестериялар учун,  $b = (4.4...7) m$ , мм, эгри тишли шестериялар учун,  $b = (7...9) m$ , мм.

Шестерия тишлари қўйидагича таъланади. Бирламчи узатманинг диаметрини шундай таълаш керакки, унга иккиламчи вал подшвинигини жойлаштириш мумкин бўлсин. Унда  $Z_{min} = 17$  бўлади. Қайта ишланган тишлар учун  $Z_{min} = 12...14$ , иккинчи шестерия учун  $Z_2 = U_{KH} * Z_1$ .

Ҳар бир узатма учун узатиш сонларини жуфт шестериялар узатиш сонига ажратилади:

$$\begin{aligned} U_I &= U_{IIB} * U_{II} \\ U_{II} &= U_{IIB} * U_{III} \\ U_{III} &= U_{IIB} * U_{III} \end{aligned} \quad (3.9-6)$$

бу ерда

$U_{IIB}$  бирламчи ва ўрта вал орасидаги ўзгармас узатиш сон;

$U_{II}$ ,  $U_{III}$ ,  $U_{III}$  иккиламчи ва оралиқ валлар ўртасидаги узатиш сон.

$$U_{IIB} = \sqrt[3]{U_I} \quad (3.9-7)$$

Бошқа узатмалар шестериялари тишининг сонини қўйидагича аниқланади:

$$Z_B = 2A \cos\beta / m(U_{II} + 1) \quad (3.9-8)$$

Шестерия тишлари эгиллигига қўйидаги формула ёрдамида ҳисобланади.

Тўғри тишли шестерия учун

$$\sigma_{\sigma r} = 0.36P / b^*m^*y \leq [\sigma]_{\sigma r} \quad (3.9-9)$$

эгри тишли шестерия учун,

$$\sigma_{\sigma r} = 0.24P / b^*m_n^*y \leq [\sigma]_{\sigma r} \quad (3.9-10)$$

бу ерда

0,36; 0,24— шестерия тишларидаги кучланишни, шиқаланишни ҳисобга олувчи коэффициентлар;

$P$ - айланма куч, Н;

$y$  шестерия тиши кўринишининг коэффициенти,  $y$  жадвалдан тишлар сонига қараб олинади ёки ҳисобланади:

$$y = 0,154 - 1,23 / Z_{np} + 3,33 / Z_{np} \quad (3.9-11)$$

Эгри тишли шестерия учун,

$$Z_{np} = Z / \cos^3 \beta \quad (3.9-12)$$

Шестерия тишлари контакт кучланишига қуйидагича ҳисобланади:

$$\sigma_k = 0.418 \cos \beta \sqrt{(P^* E / b' \sin \alpha^* \cos \alpha) (1/r_1 + 1/r_2)} \leq [\sigma_k] \quad (3.9-13)$$

бу ерда

$b$  – тишлар контакт чизиғининг узунлиги, см

$E$  эластиклик модули;

$\alpha$  – плашши бурчаги, градус;

$r_1, r_2$  шестериялар бошланғич айланаларининг радиуси, см.

Шестериялар углерод ва азот билан тўйинтириши мумкин бўлган нўлатлардан тайёрланади, яъни 35X, 40X, 25X1M ва бошқалар.

Узатмалар кутиси валли "Машиналар қисми" фанининг формулаларидан фойдаланиб ҳисобланади. Масалани оралиқ валли ҳисоблаш мисолида кўриб чиқамиз (32-расм).

Таъсир этувчи кучлар қуйидагича аниқланади.

Айланма куч,

$$P_{(i)} = 2M_{e,max} / m^*z \quad (3.9-14)$$

$X_k$  бўйлаб таъсир этувчи куч,



$$P = P_0 * tg\beta \quad (3.9-15)$$

Радиал куч,

$$P_p = P_0 * tg\alpha / \cos\beta \quad (3.9-16)$$

Ўзатмалар қўтисининг аввал иккиламчи, кейин оралиқ ҳамда бирламчи валлари ҳисобланади.

Валлар эгилиш ва буралнига, «Материаллар қаршилиги» формуллари ёрдамида ҳисобланади. Аввал ҳисоблан шемаси чизилади, таянч акс-таъсир кучлари аниқланади, эгувчи ва буровчи моментлар энюраси чизилади, охири энг катта моментлар қиймати аниқланади.

Валга умумий таъсир эгувчи кучларини  $\sigma_{\Sigma}$  қуйидагича аниқланади:

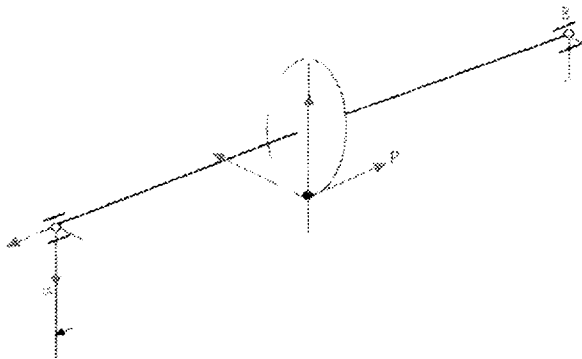
$$\sigma_{\Sigma} = (M_{\Sigma}^2 + M_{\text{бур}}^2)^{1/2} / 0.1 * d^3 \quad (3.9-17)$$

бу ерда

$M_{\Sigma}$  тўғриси эгувчи энг катта момент, Н\*м

$M_{\text{бур}}$  тўғриси буровчи энг катта момент, Н\*м

$d$  валнинг диаметри м.



32-расм. Ўзатмалар қўтиси оралиқ валнинг кинематик шемаси

### 3.10. Мавзу ўлаштирилганини текшириш учун саволлар

1. Трансмиссияда ўзатмалар қўтисининг бўлиши заруриятини исботланг.

2. Узатмалар қутисини автомобилнинг торпиш тезлик тавсифига таясирини тунутиринг.
3. Узатмалар қутисининг автомобил ёнилги тежамкорлигига таясирини исботланг.
4. Двигателини трансмиссиядан узоқ вақт узиб қўйинининг бойисини айттиг.
5. Поғонали, поғонасиз, ўзаро-уйғун конструкцияли узатмалар қутисини қиёсий таққосланг.
6. Икки ва уч валли узатмалар қутиси конструкциясини қиёсий таққосланг.
7. Ўзаро-уйғун конструкцияли узатмалар қутисининг афзалликларини тунутиринг.
8. Узатмалар қутиси узатни сони қайси қонуниятга асосан ўзгартиш мақсадга мувофиқлигини айттиг.
9. Узатмалар қутисини бошқариш усулларини қиёсий таққосланг.
10. Синхронизаторни ишлатишнинг афзалликларини таҳлил этиг.
11. Тақсимлаш ва қўшимча қутиларнинг айрим фарқларини тунутиринг.
12. Мухосараланувчи ва дифференциал тақсимлаш қутиларини қиёсий таққосланг.
13. Трансмиссиясида қўшимча қутининг ишлатилиши сабабини айттиг.
14. Поғонасиз трансмиссия афзалликларини шарҳлаб беринг.
15. Трансмиссияда фриktion агрегатларининг камёб ишлатилиши сабабини тунутиринг.
16. Фриktion узатмада иш жараёнини мақсадли ўтиш учун зарур шартни шарҳланг.
17. Гидроҳажмли трансмиссия афзалликларини тунутириб беринг.
18. Электромеханик трансмиссиянинг афзалликларини шарҳлаб беринг.
19. Узатмалар қутисини ҳисоблаш тартибини тунутиринг.

## **4. Кардан узатмаси**

### **4.1. Кардан узатмасиянинг зарурияти**

Кардан узатмаси трансмиссиянинг механизмларидан бири бўлиб, у бир неча универсал шарнирлардан иборатдир. Ҳар хил компоновкали автомобилларда бир агрегатдан иккинчисига буровчи моментни узатиш зарурияти бор. Классик компоновкали енгил автомобилда буровчи момент узатмалар қутбидан асосий узатмага; олд ёлдирағи етакчи ва двигатели олдда жойлашган, ҳамда двигатели орқада жойлашган ва кетинги ёлдирақлари етакчи енгил автомобилларда эса дифференциалдан етакчи ёлдирақларга узатилади.

Ҳар қандай компоновкали автомобилда ҳам двигател етакчи ёлдирақга нисбатан баланд жойлашган бўлиб, ёлдирақ эса ўз навбатида олма тизими билан боғлиқлиги сабабли ва йўл потекислигининг таъсирида тик йўналишда ҳаракатланиб туради. Натияжада бир-бирига бурчак остида жойлашган ва бир-бирига нисбатан ҳаракатланувчи ўқларга моментни узатиш зарурияти туғилади.

Шундай қилиб, кардан узатмаси ўқлари бир-бирига бурчак остида жойлашган ва кесинмайдиган, ҳамда бир-бирига нисбатан ҳаракатланувчи агрегатларга момент ўтказиш учун зарур.

### **4.2. Кардан узатмасига қўйиладиган талаблар**

Кардан узатмасига қўйиладиган вазифаларин бекаму-қўст бажарилиши учун у қуйидаги талабларга жавоб бера олиши керак

ҳамма эксплуатация режимида трансмиссияда эгувчи, буровчи, ўқ бўйлаб йўналган ва ҳ.к. қўшимча кучларин ҳосил этмасдан буровчи моментни узатаолиши қобилиятига эга бўлиши керак;

шовқин ҳосил бўлиши ва зириллаш жараёни энг кам, резонанс ҳодисаси эса бўлмаслиги зарур;

кардан узатмасининг етакчи қисми текис айланиши керак;

кардан вали бириктирувчи ўқлар орасидаги бурчак жуда катта

бўлганда ҳам узатманинг ф.п.к. юқори бўлиши;

кардан узатмаси, унинг қисмлари етарлича маҳкам ва ишончли,  
ҳамда кичик массага эга бўлиши мақсадга мувофиқ.

Кардан узатмасининг кўп қиррали талабларни қондира олиш зарурияти унинг бир қанча конструктив ҳисхаларининг пайдо бўлишига олиб келди ва уларнинг ҳар бири автомобилларда муваффақиятли ишлатилаяпти.

#### 4.3. Кардан узатмаларининг таснифи

Айтилганидек, талабларнинг ҳар хиллиги кардан узатмасининг турли конструктив кўринишларини пайдо этди. Узатманинг иш жараёнини тўлароқ таҳлил этиш имкониятига эга бўлиши учун уни тасниф этиш мақсадга мувофиқ.

Кардан узатмаси шарнир ҳамда валдан иборат бўлиб, буровчи моментни маълум масофага узатганлиги сабабли, иккала қисми ҳам асосий ҳисобланади. 33-расм кардан узатмасининг таснифига бағишланган.

Кардан узатмаси конструктив хусусиятига қараб очиқ ва ёпиқ, тўла ва ярим кардан бўлиши мумкин. Ёпиқ кардан узатмасида етакчи ёлдиракнинг ўқи реактив трубага эга бўлиб, олд қисми рама билан шарнир орқали боғланган (34-расм а, б).



34-расм. Ёпиқ кардан узатмасининг схемаси



33 Расм. Кардан узатмаларнинг тансифи

Бу шарнирнинг ўқи унинг марказидан ўтган кўидаланг текисликда горизонтал жойланган. Осма тик йўналишида тебранганда, орқа кўирик ну кўидаланг текислик атрофида тебранади.

Бу схемада трубанинг қисқаришига хожат йўқ, сабаби рессоранинг икки томони ҳам бир хил қулоқча ёрдамида рамага бириктирилган (34-расм, а). Агар османинг конструкциясида бир томони қулоқча, иккинчиси эса ўқ бўлса, османинг тик йўналишидаги тебранишида, кардан валининг узайиш-қисқариш жараёни содир бўлади. Бу шароитда конструкциянинг ишлатилиш таъминлаш учун унинг бир учи шлицали ва шарнирли, ҳам ҳаракатчан бўлиши шарт (34-расм,б).

Ҳозирги замон автомобилларида айнан шундай кардан узатмасининг конструкциялари ривож топди.

Кардан шарнирининг мукамал конструкциясининг пайдо бўлиши, металлларнинг сарҳиллигини ортиши, ёниқ карданга хос камчиликларнинг мавжудлиги (конструкцияси мураккаб, кўи металл талаблиги ва ҳ.к.) очиқ кардан узатмасига ўтишни тақозо этди. Ҳозирги замон автомобилларида ёниқ кардан узатмалари деярли ишлатилмайди.

Кардан шарнири валлар ўртасидаги бурчакнинг катта кичиклигига қараб тўла ва ярим карданларга ажралади. Ярим карданлар бурчак  $6 - 8^{\circ}$  дан катта бўлмаганда ишлатилади.

Агар валлар орасидаги бурчак  $8^{\circ}$  дан катта бўлса, албатта тўла кардан қўлланилади. Ярим карданлар конструктив хусусиятига қараб бикир ва эластик бўлиши мумкин. Бикир ярим карданда момент узатиш қисмлар орасидаги тирқишнинг камайиши ҳисобига бўлади. Мисол тариқасида ўзи ағдарар МАЗ-530 автомобиллининг бикир ярим карданли оралиқ кардан узатмасини кўрсатиш мумкин. Ярим карданинг валлар орасидаги бурчак  $2^{\circ}$  дан катта бўлмагандагина қошиқарли ишлайди. Ёниқ қобили ва мойлаш зарурлиги, ейлини натижасида шовқиннинг пайдо бўлиши унинг камчиликларидан ҳисобланади.

Эластик ярим карданлар кўи тарқалган бўлиб Москвич-410, ВАЗ-

21011 ва ҳ.к. автомобилларда ишлатилади. Бу тур карданлари двигател ва узатмалар қутисини, узатмалар қутиси ва тақсимлаш қутиси, кичик литражли автомобилларда эса трансмиссияни ғилдирақлар билан боғловчи мустақил эмас осмаларда ишлатилади.

Эластик ярим карданинг афзалликлари конструкцияси содда ва пархининг наслиги, трансмиссияда динамик юкланиш ва шовқининг камлиги ҳисобланади.

Тўла карданлар шарнирининг кинематикасига қараб бурчак тезлиги тенг ва бурчак тезлиги тенг эмасларга ажралади.

Бурчак тезлиги тенг эмас шарнирлар жуфтлаб ишлатилиши натижасида унинг камчилиги йўқолиб, ҳамма турдаги автомобилларда муваффақият билан ишлатилади. Бурчак тезлиги тенг кардан шарнири эса асосан трансмиссиядан етакчи ғилдирақга юритма сифатида қўлланилади (ВАЗ-2108, Москвич-2141, Тико, Нексия, ГАЗ-66, УРАЛ-377, ЗАЗ-1101 ва ҳ.к.).

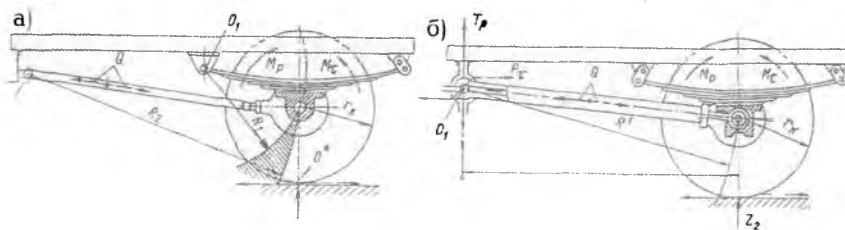
Бурчак тезлиги тенг эмас шарнирлар конструкциясига қараб оддий ва тарёқлама (универсал) бўлади. Ҳар ёқлама шарнирининг сонига кўра 1та, 2та, 3та, кўп шарнирли бўлиши мумкин.

Бурчак тезлиги тенг кардан шарнирининг конструкциясига қараб шарикли, қўшалоқ, турумли (шикли), мушпумчали бўлиши мумкин. Ўз навбатида шарикли шарнир бўлувчи ричагли, бўлувчи ариқчали, унинг ўзи эса шариклар сонига қараб 4-6 та шарикли бўлиши мумкин. Қўшалоқ шарнирли бурчак тезлиги тенг карданлар конструкциясига қараб оддий ёки ҳар ёқлама (универсал) турларга бўлинади.

#### **4.4. Кардан узатмасига қўйилган талабларнинг унинг конструкциясида қондирилиши ва уни баҳолаш**

Кардан узатмасига қўйиладиган талабларнинг қондирилиши унинг асосий икки қисми кардан трубаси ва шарнирининг конструкцияси, уларнинг бир-бирига шобатан жойлашгани, иш жараёнига боғлиқдир.

Кўп тарқалган классик компоновкали автомобилда етакчи елдиракларга буровчи момент узатмалар қўшиқдан икки ёки учта кардан шарнири орқали узатилади (ВАЗ-2106, ГАЗ-31, ЗИЛ-130); агар ўқларнинг сони иккитадан ортиқ бўлса кўп шарнирли кардан узатмаси қўлланилади (КАМАЗ-5320, УРАЛ-377). Юқоридаги автомобил кардан узатмалари бир вақтнинг ўзида орқа осмалар билан бирликлги ва тик йўналишда ҳаракатланishi (тебраниши) натижасида олд (ёки орқа) илтиқали қисмида ишқаланишининг мавжудлиги, бўйлама  $Q$  кучини пайдо қилади (35-расм).



35-расм. Автомобил етакчи ўқиға кардан вали ёрдамида буровчи моментни узатиш схемаси

Бўйлама кучни йўқотини ёки камайғирини учун кардан вали ва османинг тебраниш марказларини яқинлаштирини (тебраниш радиустари  $R_1, R_2$  ни тенглаштирини), бу эса олд қисми шарнирли ёпиқ кардан конструкцияси орқали амалга оширилиши мумкин. Кардан узатмасининг олд қисми шарсимон шарнирға эға трубадан иборат бўлса (35-расм, б), ҳосил бўлаётган бўйлама кучлар ва акс-таъсир моментлари у орқали қабул этилиб рамага узатилади. Натижада кардан узатмаси фақат буровчи моментни узатади.

Маълумки, кўприқларнинг тик йўналишда тебранишидан ҳосил бўлғувчи куч кардан узатмасининг ишқалиб узайини-қисқарини, олд ёки кетини қисмида илтиқали бўлаги бўлишини тақозо қилади. Шлицаларда ишқаланишини камайғиринининг йўли илтиқаларни мойлашдир. Ҳозирги замон автомобилларида шундай қилинған. Бундан ташқари, илтиқа



тишларининг сони 10 тадан кам бўлмаслиги мақсадга мувофиқ, натижада ишқаланиши яна камаяди.

Кардан узатмасини технологик жиҳатдан яхшилаб тайёрлашнинг қарамасдан унинг оғирлик маркази айланishi ўқи билан ҳар доим мос келмайди. Сабаблардан бири, айланishi даврида кардан валининг эгилишидир. Натижада кардан валининг оғирлик маркази эксцентрик жойланиб, айланishi вақтида мувозанатланмаган марказдан қочирма куч пайдо бўлиб, валининг зириллашига олиб келади. Бу масалани икки таянчга эга валга  $m$  массали маҳкамланган диск ва унинг оғирлик маркази  $l$  масофада жойланган ҳолатдаги схема мисолида кўриб чиқамиз (36-расм).



36-расм. Кардан валининг оғирлик маркази эксцентрик жойлангандаги схемаси

Бундан ташқари, марказдан қочирма куч таъсирида кардан вални узининг нейтраль ҳолатидан  $l$  масофага эгилади. Унинг эгилишидан янги мувозанатланмаган марказдан қочирма куч пайдо бўлиб,  $y$  диск массасидан ҳосил бўлган кучга қўшилади. Унда умумий марказдан қочирма куч  $F$  қуйидагича аниқланади:

$$F = m\omega^2 (l+r)$$

бу ерда

$F$  марказдан қочирма куч;

$m$  дискнинг массаси;

$\omega$  кардан валининг айланмишдаги бурчак тезлиги, рад/сек;

$e$  эксцентриситет масофаси;

$f$  валининг эгилиши.

$F$  кучи валининг эластиклик кучи,  $F_0$  билан мувозанатланади, яъни

$$F = F_0 \quad F_0 = C_u * f$$

бу ерда

$C_u$  кардан валининг кўндаланг текисликда эгилишидаги бикирлиги.

Демак,

$$\begin{aligned} m\omega^2 (f+e) &= C_u f \\ m\omega^2 f + m\omega^2 e &= C_u f \\ m\omega^2 e &= f (C_u - m\omega^2) \\ f &= m\omega^2 e / (C_u - m\omega^2) \end{aligned} \quad (4.4-1)$$

(4.4-1) дан кўришиб турибдики, агар  $C_u = m\omega^2$  бўлса, валининг деформацияси чексиз бўлади. Физик маъноси шундаки, агар валининг узунлиги иккита таянч ёки бошқа усул билан чекланмаса вал синади. Шундай қилиб, юқоридаги шарт валининг критик тезлигига мосдир. Айтиш жоизки, критик тезликка яқинлашишганда вал тўсатдан сииб кетмайди, чунки зириллаш жараёни секин ўсиб боради. Демак, критик тезлик нуқтаси тезкор ўтилса сииш жараёни бўлмайди. Бу амалиётда жуда кўп марта тасдиқланади. Агар  $C_u = m\omega^2$  экани маълум бўлса, валининг критик айланмиш частотаси қуйидагича аниқланади:

$$\omega_{кр} = \sqrt{C_u / m} \quad (4.4-2)$$

Кардан валининг эгилишидаги бикирлиги  $C_u = qL - f$  бўлса, ҳамда кардан валини иккита таянчда ётган, ҳамда текис юкланган тўсш десак,

$$F = 5qL^3 / 384EJ \quad \text{бўлади,} \quad (4.4-3)$$

бу ерда

$q$  валининг  $l$  погон метрининг оғирлиги;

$L$  валининг узунлиги, м;

$E$  – биринчи даражали эластиклик модули,  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$J$  – валининг инерция momenti, тешик вал учун  $J = \pi(D^4 - d^4)/64$ , см<sup>4</sup>.

Кардан валининг массасини қўйидагича аниқлаш мумкин:

$$m = G / g = \pi (D^2 - d^2) L \gamma / 4g \quad (4.4-4)$$

бу ерда

$D$  – валининг ташқи диаметри;

$d$  – валининг ички диаметри;

$\gamma$  – вал материалнинг солинигирма оғирлиги.

Критик бурчак тезлиги  $\omega_{кр}$  ни частота  $n_{кр}$  орқали ифодалаймиз,

$$n_{кр} = 30\omega_{кр} / \pi \quad (4.4-5)$$

(4.4-5) формулага юқоридаги (4.4-2), (4.4-3), (4.4-4) ни қадамма-қадам қўйиб чиқсак,

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^6 \sqrt{D^4 + d^4} / L^2 \quad (4.4-6)$$

(4.4-6) формулада  $D$ ,  $d$ ,  $L$  см да.

Амалда критик тезликлар ҳисобланганидан биров кичикдир. Сабаби шуки, кардан вали таянчлари етарлича биқир эмас. Умуман,  $n_{кр}$  ning қиймати эксплуатация давридаги кардан валининг айланмиш частотасидан 1,5-2 марта катта бўлиши мақсадга мувофиқ. Бўнинг учун валининг узунлиги  $L$  ни камайтириш, диаметрлари  $D$ ,  $d$  ни орттириш керак.

#### 4.5. Бурчак тезликлари бир хил эмас шарнирли кардан узатмалари

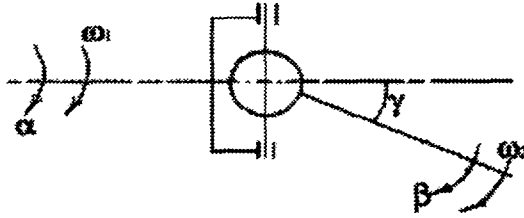
Масалани ҳал этиш учун кардан шарнирнинг оддий схемасини қўриб чиқамиз (37 расм).

Схемада,

$\alpha$ ,  $\beta$  – етакланувчи ва етакловчи валларнинг бурилиш бурчаги;

$\omega_1$ ,  $\omega_2$  – етакланувчи ва етакловчи валларнинг бурилиш бурчак тезликлари;

$\gamma$  – етакланувчи ва етакловчи валлар орасидаги бурчак.



37-расм. Кардан шарнирининг кинематик схемаси

Машина ва механизмлар назариясидан етакланувчи ва етакловчи валлар бурилиш бурчаклари ўртасида қуйидаги боғланиш маълум:

$$\operatorname{tg}\beta = \operatorname{tg}\alpha / \cos\gamma \quad (4.5-1)$$

(4.5-1) ни вақт  $t$  га нисбатан дифференциаллаймиз, яъни

$$(1/\cos^2\beta) * (d\beta / dt) = (1/(\cos^2\alpha \cos\gamma)) * (d\alpha / dt) \quad (4.5-2)$$

маълумки,

$$d\beta / dt = \omega_1, \quad d\alpha / dt = \omega_2 \quad (4.5-3)$$

(4.5-3) қийматларини ўрнига қўйсак,  $\omega_2 / \cos^2\beta = \omega_1 / (\cos^2\alpha \cos\gamma)$ .

ундан  $\omega_2 / \omega_1 = \cos^2\beta / (\cos^2\alpha \cos\gamma)$  деб ёзишимиз мумкин (4.5-4).

(4.5-4) дан  $\cos^2\beta$  ни  $\alpha$  бурчакнинг функцияси билан алмаштириш учун (4.5-1) га мурожаат этамиз,  $\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\beta * \cos\gamma$ .

Тенгламанинг икки томонини квадратга кўтарамиз,  $\operatorname{tg}^2\alpha = \operatorname{tg}^2\beta * \cos^2\gamma$

Ундан  $\operatorname{tg}^2\alpha = \sin^2\beta * \cos^2\gamma / \cos^2\beta$

Ўзгартириш киритсак  $\operatorname{tg}^2\alpha = (1 - \cos^2\beta) * \cos^2\gamma / \cos^2\beta$

Кетма-кет алгебраик амалларини бажарамиз,

$$\operatorname{tg}^2\alpha * \cos^2\beta = (1 - \cos^2\beta) * \cos^2\gamma \quad (4.5-5)$$

$$\operatorname{tg}^2\alpha * \cos^2\beta = \cos^2\gamma - \cos^2\beta * \cos^2\gamma$$

$$\operatorname{tg}^2\alpha * \cos^2\beta + \cos^2\beta * \cos^2\gamma = \cos^2\gamma$$

$$\cos^2\beta = \cos^2\gamma / (\operatorname{tg}^2\alpha + \cos^2\gamma)$$

(4.5-5) ни (4.5-4) га қўйсак,

$$\omega_2 / \omega_1 = \cos \gamma / ((\lg^2 \alpha + \cos^2 \gamma) * (\cos^2 \alpha * \cos \gamma)) = \cos^2 \alpha * \cos \gamma / ((\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha * \cos^2 \gamma) * \cos^2 \alpha) = \cos \gamma / (\sin^2 \alpha + \cos^2 \gamma * \cos^2 \alpha)$$

бўлади (4.5-6)

$\omega_2 / \omega_1$  нисбат етакланувчи валнинг потекис айланishiни характерлайди.

Агар (4.5-6) ни тахлил этилса  $\alpha=0^\circ$ ;  $\alpha=180^\circ$ ;  $\alpha=360^\circ$  да у энг катта кийматта эга бўлади, яъни  $(\omega_2 / \omega_1)_{max} = 1 / \cos \gamma$  ва у (4.5-6) энг кичик кийматта  $\alpha=90^\circ$ ;  $\alpha=270^\circ$ ...да эга бўлади, яъни  $(\omega_2 / \omega_1)_{min} = \cos \gamma$

Етакланувчи валнинг потекис айланishiни бирор  $\alpha$  билан белгиласак, у ҳолда  $\alpha = (\omega_{2max} - \omega_{2min}) / \omega_1$  (4.5-7)

(4.5-7) га кийматларини қўйсак ва амалларин бажарсак,

$$\alpha = (\omega_1 / \cos \gamma) / \omega_1 - (\omega_1 * \cos \gamma) / \omega_1 = (1 - \cos^2 \gamma) / \cos \gamma = \sin^2 \gamma / \cos \gamma$$

бўлади (4.5-8)

(4.5-8) ни график равишда ифодалаймиз (38-расм).

Графикдан кўришиб турибдики,  $\gamma$  нинг ўсиши етакланувчи валнинг потекис айланishiнинг параболлик ўсишига олиб келади.

$\alpha$ .

38-расм. Етакланувчи валнинг потекис айланishiни характерловчи коэффициент  $\alpha$ , ҳамда етакланувчи ва етакловчи валлар орасидаги бурчак  $\gamma$  орасидаги боғланиш графиги

Ҳозирги замон автомобилларининг кўичилиги кардан узатмасининг асосий қисми универсал шарнирдан иборат бўлиб, у бир валдан иккинчисига айланишни ёки қувватни, валлар бир текисликда ётиб, орасидаги бурчак  $< 90^\circ$  бўлганда узатади. Шарнирнинг иш жараёнида бу бурчак ўзгариши ҳам мумкин. Ҳар бир автомобилда кардан узатмаси зарурлиги сабабли, етакчи ўқларининг сонига қараб битта, иккита ва ундан ортқ шарнир бўлиши мумкин.

Ҳар ёқлама (универсал) шарнир иккита вилкадан иборат бўлиб, бир-бирига нисбатан тўғри бурчак остида жойлашган, уларнинг орасида эса бутсимон қисм ўриашган. Иш жараёнида вилкалар ўз цаифаларига нисбатан бурчакли ҳаракатда бўлиб, бутсимон қисмининг битта хариси етакчи вилкага, иккинчиси етакланувчи вилкага тик равишда ҳаракатланади.

Ҳар ёқлама (универсал) шарнир ўзгарувчан узатишга эга, яъни етакчи қисмининг ўзгармас бурчак тезлигида, етакланувчи қисми ўзгарувчан бурчак тезлигига эгадир. Етакчи қисми бир айланишнинг икки бўлагиде тезроқ, қолган икки бўлагиде эса секинроқ бурчак тезлиги билан айланади. Шарнирнинг бу хусусияти унинг асосий камчилиги ҳисобланади. Агар шарнир бирлаштирган қисмларнинг инерция моменти катта бўлса, катта бурчак тезлиги билан айланса ва валлар орасидаги бурчак катта бўлганда бу камчилиги жуда бўртиб кетади.

Валлар бурчак тезлигининг ўзгариши трансмиссиянинг, агрегат ва қисмларидаги кучланишни орттириб юборади.

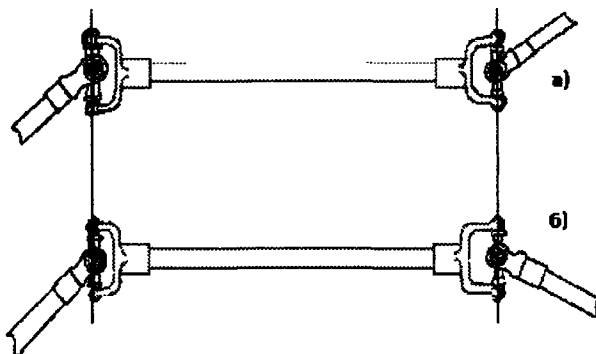
Агар двигателнинг буровчи моменти битта шарнирли катта бурчак билан жойлашган кардан вали орқали узатилса, валлар  $90^\circ$  га бурилганда, ё двигателнинг бурчак тезлиги, ё автомобилнинг тезлиги, ёки иккаласи ҳам ўзгаради. Бурчак тезлигининг бундай ўзгаришига қайд этилган инерция кучлари қаршилик кўрсатади, натижада трансмиссиянинг қисмларида деформация ва кучланишлар ортади. Бундан ташқари, ишчалар ёлдирак тезланиш ёки секинланиш билан ҳаракатланганда сирпаниши натижасида

ейилади.

Кардан узатмасида ҳосил бўлаётган кучланишларни камайтириш учун, ҳар қандай ҳолатда ҳам етакловчи ва етакланувчи валлар бир чизиқда ётиши шарт. Бурчак тезлигининг ўзгариши билан боғлиқ кучланишлар фақат иккита универсал шарнир ишлатилганда тўла-тўқис йўқолиши мумкин. Маълумки, бир ҳолатдан иккинчисига ўтаётган етакчи вал ҳар гал  $90^{\circ}$  га бурилади. Демак, иккита универсал шарнирнинг шундай жойлаштириши керакки иккинчи валнинг етакчи қисми, биринчи валнинг етакчи қисми билан  $90^{\circ}$  ни ташкил этсин, ҳамда етакловчи ва етакланувчи валларни оралик валга нисбатан бир хил бурчак остида жойлаштирилсин. Бу шартни бажаришнинг иккита амалий усули бор.

39-расм а, б схемада етакловчи ва етакланувчи валлар параллель жойланган.

Бу схема етакловчи ўқ рама билан симметрик, ярим эллиптик рессора орқали боғланган енгил автомобилларда қўлланилиши мумкин. Бунда симметрик ярим эллиптик рессора бўлгани учун етакловчи ўқ рессора деформацияланганда рама текислигига тик кўчади, натижада орқа ўқнинг етакловчи шестерияси рама ва узатмалар қутисининг иккиламчи валга параллель бўлади.



39-расм. Етакланувчи ва етакловчи валларда бир хил бурчак тезлигини таъминловчи шарнирларнинг жойланиши схемаси

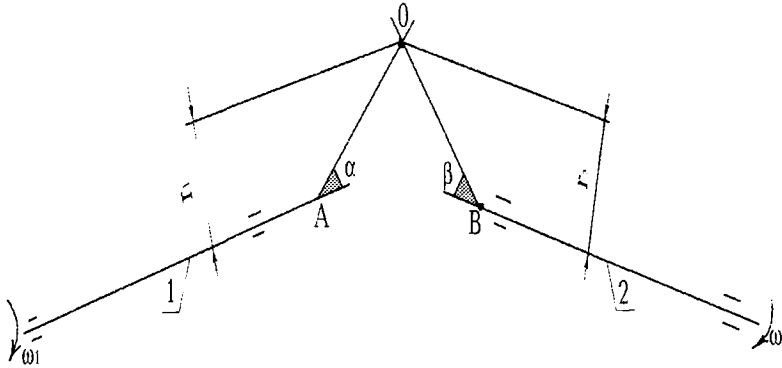
39-расм, да эса етакловчи ва етакланувчи валлар оралиқ валга иккитан наётта бир хил бурилган, шунинг учун уларни шундай жойлаштириш керакки, ҳар доим оралиқ вал билан бир хил бурчакни ташкил этсин.

Иккала схемада ҳам оралиқ кардан валининг иккала томонидаги муштумлар битта текисликда ётиши керак.

Двигател ва узатмалар қутиси бир қобигда жойланган схемада албатта кардан валининг узайиши зарурият бўлади, бунда эса шарнирлар орасидаги бурчак камаяди. Бу бурчакни яна ҳам камайтириш учун двигателни горизонтал қийшайтириб жойлаштирилади, у вақтда юкланган енгил автомобил тирсакли валининг ўқи, орқа ўқ етакловчи шестернясининг ўқи билан бир текисликда ётади, яъни агрегатлар битта чизикда горизонталь жойланади.

#### 4.6. Бурчак тезликлари бир хил шарнирли кардан узатмалари

Кардан шарнирининг кинематик схемасини қўриб чиқамиз (40-расм).



40-расм. Бурчак тезлиги бир хил кардан шарнирининг кинематик схемаси



Етакловчи 1 ва етакланувчи 2 вилкалар учун умумий бўлган  $O$  нуқтасининг айланма тезлиги  $V_O$  ни аниқлаймиз, яъни

$$V_O = r_1 * \omega_1, V_O = r_2 * \omega_2 \quad (4.6-1)$$

бу ерда

$r_1, r_2$  - умумий  $O$  нуқтадан етакловчи ва етакланувчи вилкаларгача энг қисқа масофалар (радиуслар);

$\omega_1, \omega_2$  - етакловчи ва етакланувчи валларнинг бурчак тезликлари.  
(4.6-1) тенгламаларининг чап томонларининг тенглигини ҳисобга олсак, ёзиш мумкин,  $r_1 * \omega_1 = r_2 * \omega_2$ .

Бурчак тезлиги бир хил шарнирли кардан узатмасини лойиҳаланганда битта тамойилга амал қилинади, яъни айланма кучлар узатилаётган нуқталар етакловчи ва етакланувчи валлар биссектор текислигида ётади. Буни конструктив жиҳатдан амалга ошириш учун кардан шарнири шундай ясаладикки, унинг шаркли етакловчилари  $AO$  ва  $BO$  га тенг бўлади.

Етакловчи 1 ва етакланувчи 2 валларнинг бурчак тезликлари тенг бўлиши учун  $\alpha$  ва  $\beta$  бурчаклари тенг бўлиши лозим. Бунинг учун умумий  $O$  нуқтаси  $AOB$  бурчаги биссектрисасида ётиши,  $\alpha$  ва  $\beta$  бурчаклари ўзгарганда ҳам  $O$  нуқтаси биссектриса текислигида ётиши керак.

Айгини жонзки, бурчак тезликлари бир хил кардан шарнирлари фақат етакловчи-бошқарилувчи ўқларда ишлатилади. Бу карданларнинг қуйидаги турлари бўлиши мумкин:

- шаркли, бўлувчи ариқчали;
- шаркли, бўлувчи ричагли;
- қўшалок, бўлувчи ричагли;
- мунггумчали.

Шаркли, бўлувчи ариқчали кардан шарнир энг қўн тарқалган бўлиб, етакловчи ва етакланувчи валлар орасидаги бурчак  $\gamma = 30-32^\circ$  бўлганда ҳам яхши ишлайверади. Унинг қисмлари орасида томаландаги ишқаланиши

мавжудлиги учун унинг ф.п.к. катта. Афеуски, қисмлар орасидаги боғланиш нуқта орқали бўлгани учун солинтирма босим катта бўлади, натижада чидамлиги анча past, 25-30 минг километрга боради. Лекин бу турдаги шарнир ясаи ўнғай ва арзонга тушади.

Шарикли, бўлувчи ричагли шарнир эса стакловчи ва стакланувчи валлар орасидаги бурчак  $\gamma=35-38^{\circ}$ , шарикларининг ариқчалар билан боғланиши чизик бўйлаб бўлгани учун унинг ф.п.к. катта ва чидамлиги узоққа чўзилади. Бу шарнир технологик жиҳатдан мураккаб ва уни ясаи ҳам қийинроқ.

Қўшалок шарнир ҳам бўлувчи ричагли бўлиб, у стакловчи ва стакланувчи валларнинг бир хил айланшинини маълум бурчакларда таъминлаб беради. Бу турдаги шарнир ўлчамларининг катталиги ва чидамлигининг pastлиги туфайли ҳозир ишлатилмайди.

Муштумчали кардан шарнир, қўшалок карданининг такомиллашган туридир.

#### 4.7. Кардан узатмасини ҳисоблаш

Эксплуатация шариғида кардан узатмаси эғувчи, буровчи, ўқ бўйлаб йўналган кучларни қабул этади.

Кардан валини эғувчи кучлар мувозанатланмаган валнинг айланшиндан ҳосил бўлган марказдан қочма куч таъсирида пайдо бўлади. Бундан ташқари, вал ўзининг оғирлиги туфайли ҳам эғилади; айниқса вал узун бўлиб, таянчлари бир биридан анча узоқ бўлса. Шу омилни ҳисобга олган ҳолда енгил автомобил кардан валлари учун руҳсат этилган мувозанатланмаганлик 10-15 г. см, юк автомобиллари учун эса 50-75 г.см.

Кардан валининг критик айланши частотасида валнинг эғилшини жуда катта бўлиб унинг сивиншига олиб келиши мумкин.

Кардан вали буралишига қуйидагича ҳисобланади:

$$\tau = M/W \text{ ёки } \tau = (M_c * U_{KII} * \eta_{ш} * D) / (0.2 * (D^4 - d^4)) \leq [\tau] \quad (4.7-1)$$

бу ерда

$M_e$  — двигателнинг самарадор momenti;

$U_{KIII}$  — узатмалар кутиси  $I$  узатмасининг узатиш сон;

$M_e$  — валини буровчи момент;

$W$  — валининг буралишига қаршилик momenti, трубадан ясалган вал учун  $W=0.2*(D^4-d^4)/D$ ;

$[\tau]$  — прототи (тиксол) автомобил кардан валининг буралишидаги кучланиш.

Кардан валининг иш жараёнида унинг буралишидаги бикирлиги катта аҳамиятга эга. Буралишидаги бикирлик эса валининг буралиш бурчаги  $\theta$  билан боғлиқдир.

Валининг буралиш бурчаги  $\theta$  куйидагича аниқланади:

$$\theta = (M_e * U_{KIII} * L * \eta_{ml}) / (J_0 * G) * (180^\circ / \pi) \leq [\theta] \quad (4.7-2)$$

бу ерда

$J_0$  — вал кесимининг поляр инерция momenti,  $J_0 = \pi d^4 / 32$ ;

$G$  — иккинчи даражали эластиклик модули,  $G = 8 * 10^4 \text{ МПа}$ ;

$[\theta]$  — прототи (тиксол) автомобил кардан вали 1 м ишиг руҳсат этилган буралиш бурчаги  $[\theta] = 7 \cdot 8^\circ$

$\eta_{ml}$  — иланиш муфтасининг ф.и.к.

Кардан вали автомобилнинг тортиш ва тормозланиш жараёнида чўзилиш ва сиқилишга ишлайди.

Кардан валининг сиқилиш (чўзилиш) жараёнидаги кучланиш куйидагича аниқланади:

$$\sigma = (M_e * U_{KIII} * \mu * \eta_{ml}) / (r_{ypr} * F) \leq [\sigma] \quad (4.7-3)$$

бу ерда

$\mu$  — кардан илницасидаги ишқаланиш коэффициент,  $\mu=0.2$

$F$  — кардан валининг куйдаланг кесими юзаси;

$r_{ypr}$  — кардан вали куйдаланг кесимининг ўртача радиуси.

Буровчи моментнинг таъсирдан кардан валининг илницалари эзилди

ва қирқилиши ҳам мумкин. Шлицали қисмининг ўрта диаметри бўйлаб таъсир этувчи куч остидаги эгилишидаги қучланиш  $\sigma$ ; қўйидагича аниқланади:

$$\sigma_{\text{э}} = (8 * M_{\text{сmax}} * U_{\text{КПГ}} * \eta_{\text{кв}}) / ((d_{\text{шт}}^2 - d_{\text{шл}}^2) L_{\text{ш}} * n_{\text{ш}}) \leq [\sigma]_{\text{э}} \quad (4.7-4)$$

бу ерда

$M_{\text{сmax}}$  кардан валини буровчи момент;

$d_{\text{шт}}, d_{\text{шл}}$  шлицаларни ташқи ва ички диаметрлари;

$L_{\text{ш}}$  шлицанинги узунлиги;

$n_{\text{ш}}$  шлицалар сони.

$[\sigma]_{\text{э}}$  прототип автомобилнинг кардан вали эгилишидаги қучланиш,

$[\sigma]_{\text{э}} = 1.5 \cdot 20 \text{ МПа}$ .

Шлицанинги осеси бўйича ( $d_{\text{шл}}$  бўйича) қирқилишидаги қучланиш  $\tau_{\text{к}}$  қўйидагича аниқланади:

$$\tau_{\text{к}} = (M_{\text{сmax}} * U_{\text{КПГ}} * \eta_{\text{кв}}) / (d_{\text{шл}} L_{\text{ш}} n_{\text{ш}}) \leq [\tau]_{\text{к}} \quad (4.7-5)$$

бу ерда

$[\tau]_{\text{к}}$  - прототип автомобилнинг кардан вали буралишидаги қучланиш,

$[\tau]_{\text{к}} = 2.5 \cdot 30 \text{ МПа}$ .

Шарнир крестовинаси бармоғининг эгилишидаги қучланиш қўйидагича аниқланади:

$$\sigma_{\text{эл}} = (M_{\text{сmax}} * U_{\text{КПГ}} * a * \eta_{\text{кв}}) / (2r * 0.1d^3) \leq [\sigma]_{\text{эл}} \quad (4.7-6)$$

бу ерда

$r$  крестовина марказидан бармоқнинг куч қўйилган қисмигача масофа;

бармоқ осесидан куч қўйилган қисмигача масофа;

$d$  бармоқнинг диаметри.

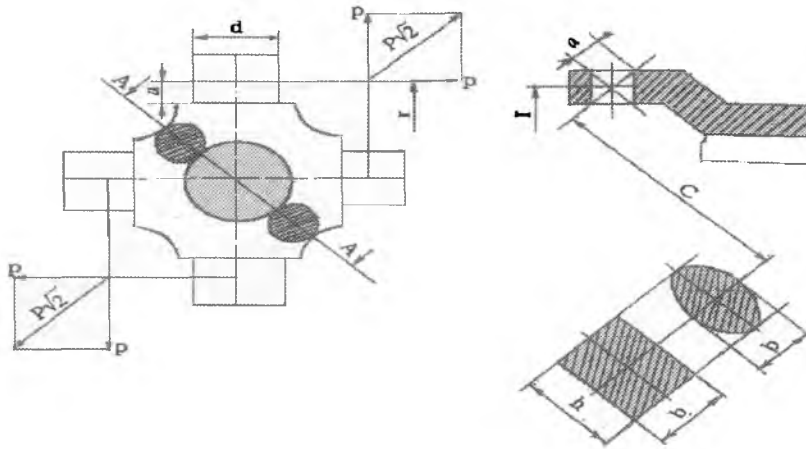
$[\sigma]_{\text{эл}} = 300 \text{ МПа}$ .

Крестовина бармоғининги қирқилишидаги қучланиши:

$$\tau_{\text{к}} = (2M_{\text{сmax}} * U_{\text{КПГ}} * \eta_{\text{кв}}) / (\pi d^2 r) \leq [\tau]_{\text{к}} \quad (4.7-7)$$

бу ерда

$$[\tau]_K = 60 - 80 \text{ МПа.}$$



41-расм. Шарир крестовишасини ҳисоблаш схемаси

Крестовишанинг  $A-A$  қирқими (41-расм) бўйича узинишига қуйидагича ҳисобланади:

$$\sigma_y = (M_{\text{emax}} * U_{KIII} * \sqrt{2} * \eta_{\text{ил}}) / 2r * F \leq [\sigma]_y \quad (4.7-8)$$

бу ерда

$F$   $A-A$  қирқимининг юзаси;

$$[\sigma]_y = 100 - 150 \text{ МПа.}$$

Кардан санҷқисен (вилка) нинг эгилишидаги кучланиш қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{\text{эл}} = (M_{\text{emax}} * U_{KIII} * \eta_{\text{ил}} * C) / 2r * W_{\text{эр}} \leq [\sigma]_{\text{эр}} \quad (4.7-9)$$

бу ерда

$W_{\text{эр}}$  қирқимининг эгилишидаги қаринлик моменти, тўғри тўртбурчак қирқим учун  $W_{\text{эр}} = bh^2/6$ , эллипсимон қирқим учун  $W_{\text{эр}} = bh^2/10$ .

#### 4.8. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар

1. Кардан узатмасининг трансмиссия тизимида бўлиш зарурияти.
2. Ҳар хил текисликда ётган ва ҳаракатчан агрегатлар ўртасидаги буровчи моментни ўтказиш муаммосини айтиш.
3. Кардан узатмасининг вазифаси.
4. Кардан узатмасига қўйиладиган талаблар.
5. Кардан узатмасининг иш жараёнида шовқинининг пайдо бўлиши ва уни бартараф этини.
6. Кардан узатмасининг иш жараёнида резонанс ҳолатининг пайдо бўлиши сабаблари, уни камайтириш усуллари.
7. Кардан узатмасида етакланувчи қисмининг потекис айланиши сабаблари.
8. Кардан узатмасида ҳосил бўлувчи эгувчи, буровчи, бўйлама таъсир эгувчи кучларини камайтириш зарурияти.
9. Ҳозирги замон автомобилларида ёниқ турдаги кардан узатмасининг ишлатилмаслик сабаблари.
10. Тўла ва ярим карданларининг трансмиссияда ишлатилиши чегараси.
11. Кардан шарнирида бурчак тезлигининг бирхил қилини шартлари.
12. Бикир ва эластик кардан узатмасининг ишлатилиши меъёри.
13. Иккита шарнирли ва бир текисликда ётган кардан валинининг текис айланиши шarti.
14. Учта шарнирли ва бир текисликда ётган кардан валинининг текис айланиши шarti.
15. Бир текисликда ётмаган кардан валларинининг текис айланиши шarti.
16. Валлардаги бурчак тезлигининг ҳар хиллиги кардан валинининг иш жараёнига таъсир даражасини тушунтириб бериш.
17. Кардан узатмасида илтифати қисмининг бўлиш афзалликлари.
18. Кардан валинининг ф.и.к. ни орттириш усуллари.
19. Бурчак тезлиги бир хил кардан шарниринининг чидамликлигини орттириш усуллари.
20. Кардан узатмасидаги мувозанатланмаганликнинг меъёрли қийматлари.

21. Кардан валининг бирор жойи эзилса, букилса унинг ич жараёнига таъсир этиниши асосланг.
22. Кардан узатмасини мувозанатландан кўзланган мақсадлар.
23. Кардан узатмаси валнин доира, квадрат, тўғри тўртбурчак шаклида ва тендик профиллардан ясаиш мумкинлигини асосланг.
24. Кардан валининг критик айланниши ва эжекуатация давридаги частоталари ўргасидаги боғланиши асосланг.

## **5. Асосий узатма**

### **5.1. Асосий узатманинг зарурияти**

Маълумки, ҳозирги замон автомобилларида тиреакли валнинг айланни частотаси 6000 ай/мин га яқин тезювар двигателлар шилатилади. Бу двигателларнинг габарит ўлчамлари ва массаси нисбатан унча катта эмас. Лекин шу автомобилни ҳатто яхши йўлда эжекуатация қилинса ҳам йўлнинг жами қаршилиги етакчи елдиракларга двигателдан трансмиссия орқали узатилган буровчи момент қийматидан анча каттадир. Бундан ташқари, узатмалар қувида тўғри узатма қўшилганда автомобилнинг энг катта тезлик билан юраолиниши ва шу билан бирга ёшилги тежамкорлигини таъминлаи зарурияти ҳам бордир. Ва ниҳоят, трансмиссия орқали етакчи елдиракларга узатилаётган буровчи моментни бурчак остида узатиш зарурияти ҳам бор.

Зикр этилган омиллар трансмиссия тизимига яна бир агрегат, асосий узатмани киритишни тақозо этади.

Асосий узатма двигателдан етакчи елдиракка узатилаётган буровчи моментни ортириб автомобилга зарур энг катта тезликни ёшилги тежамкорлигини таъминлаган ҳолда, моментни бурчак остида узатиш вазифасини бажаради.

### **5.2. Асосий узатмага қўйиладиган талаблар**

Асосий узатмага қўйиладиган талаблар қуйидагилар

1. Конструкциясининг ихчамлиги ва унинг узатиш сонини энг мақбул

қилиб танлаш ҳисобига автомобилнинг ўтағонлик хусусиятини яхшилаш керак;

2. Ф.Н.К. юқори бўлиши мақсадга мувофиқ
3. Шовқинсиз ишлатиш зарур;
4. Энг маъқул тортиш динамикаси ва ёшилги тежамкорлигини таъминлашга мос узатиш сонига эга бўлиши керак;
5. Ҳамма агрегатлар каби у ҳам энг кичик габарит ўлчам ва массага эга бўлиши, конструкцияси содда, жорий қаров ўтказиш ўнғай, технологик жиҳатдан уни ясаш ва таъмирлаш осон бўлиши мақсадга мувофиқ.

Энгр этилган мақсадларни қондиринга интилиши асосий узатманинг ҳар хил конструктив турларини келтириб чиқарди.

### **5.3. Асосий узатмалар таснифи**

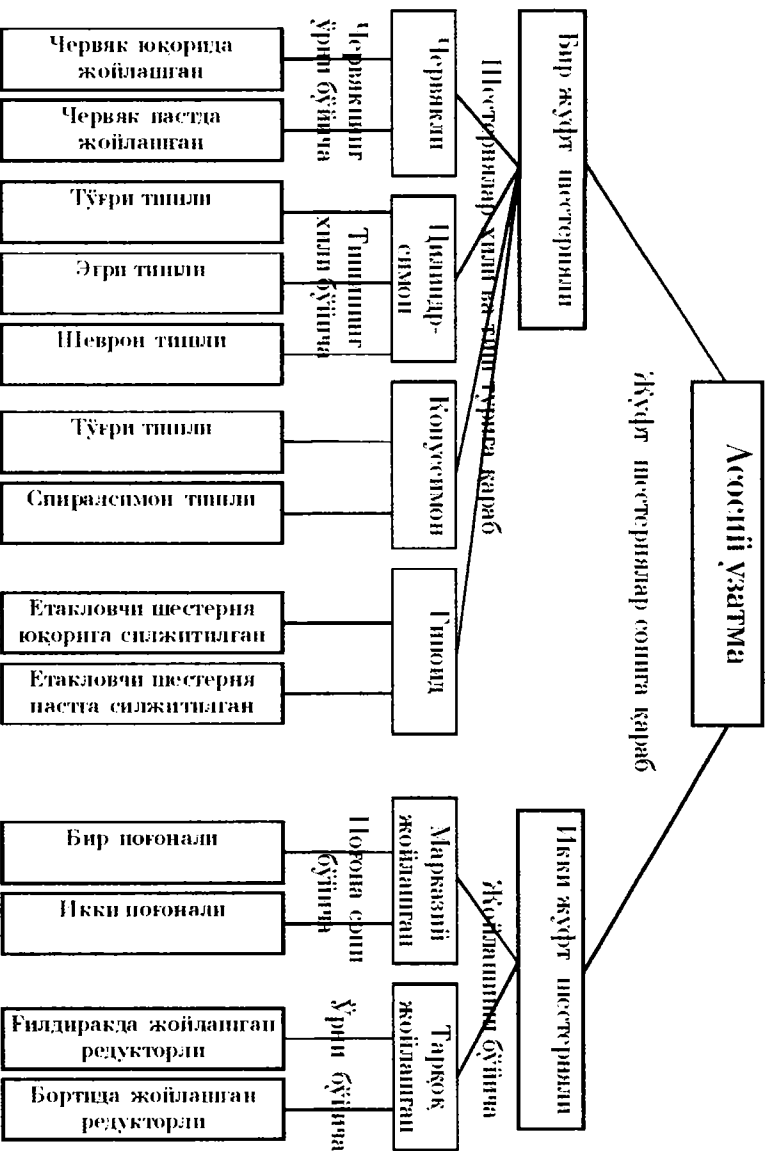
Асосий узатмаларнинг ҳар хиллиги, уларни бир-бирига таққослаб, камчилик ва афзаллиқларини аниқлаш натижасида энг мақбулларини жойида ишлатишни тақозо этади.

Асосий узатма жуфт шестериялардан иборат редуктор бўлиб, унинг таснифи 42- расмда кўрсатилган.

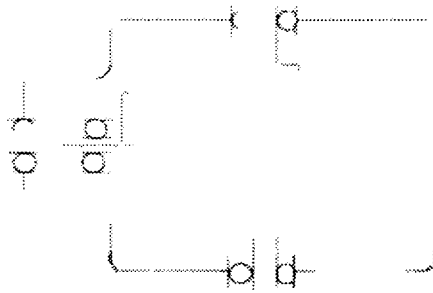
Асосий узатма шестериялар жуфтлининг сонига қараб бир жуфт шестерияли ва икки жуфт шестерияли бўлиши мумкин. Бир жуфт шестерияли узатмалар енгил автомобиллар ва ўртача юк кўтариш қобилиятига эга юк автомобилларида қўлланилади (43-расм) (Москвич-412, ВАЗ-2106, ГАЗ-31, ГАЗ-53 ва ҳ.к.).

Бир жуфт шестерияли асосий узатмалар шестерияларининг хили ва тишининг турига қараб червякли, цилиндрсимон, конуссимон, гипоид бўлиши мумкин. Маълумки, червякли узатма червяк ва червяк вилдирагидан иборат. Шундай экан, унинг червяк қисми шестериянинг устида ёки остида жойланishi мумкин.



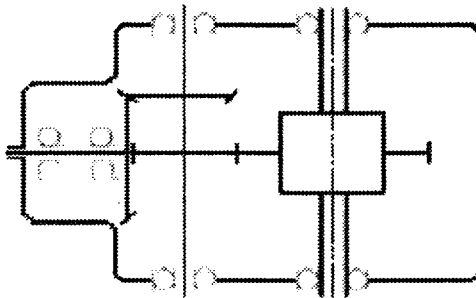


12-Рисм. Асосий ўзатманинг таснифи



43-расм. Бир жуфт шестерияли асосий узатманинг кинематик схемаси

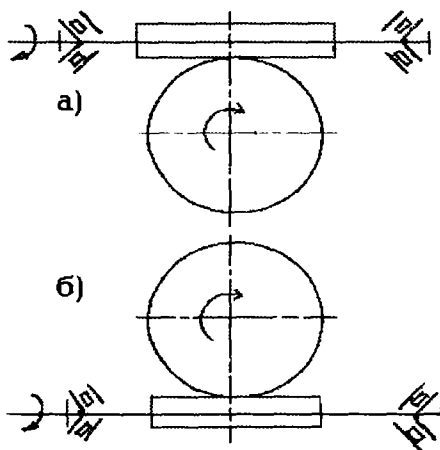
Икки жуфт шестерияли асосий узатмалар (44-расм) эса катта ва ўта катта юк кўтариш қобилиятига эга автомобилларда шикатилади (ЗИЛ-130, МАЗ-530, КРАЗ-277 ва ҳ.к.).



44-расм. Икки жуфт шестерияли асосий узатманинг кинематик схемаси

Червяк қисми шестериянинг устида жойлашган (червяк юқорида жойлашган) асосий узатмалар кўпи ўқли катта вазидаги автомобилларда қўлланилади (45-расм).

Сабаби шуки, бу конструкция ўқларга буюрчи момент узатишни осонлаштиради ҳам кардан узатмасининг иш жараёнини яхшилайди (кардан узатмасини горизонтал жойлаштириш имконияти ортади).



45-расм. Червякни асосий узатманинг схемалари

Червяк қисми шестериянинг тагида жойлашган (червяк пастда жойлашган) асосий узатмада (45 расм, б) эса автомобил таги сатҳини пасайтириш имконияти туғилади, ҳамда шестериялар жуфтини мойлаш имкониятлари ортади, лекин кардан узатмасининг бурчак остида жойлашнинг натижасида унинг иш шариоти ёмонланади.

Червякни асосий узатманинг қуйидаги афзалликлари бор  
қўи ўқли автомобилларда кардан узатмасининг иш шариотини яхшила-  
ши мумкин;

бошқа турдаги асосий узатмаларга нисбатан табарит ўлчамлари кичик;  
иш жараёни шовқинсиз.

Унинг камчиликлари қуйидагилар:

ф.и.к. (0,9-0,92) бошқа турдаги асосий узатмалардан кичик;

узатмани ишлаб чиқариш таниархи катта;

узатма қисмларини ясашда ишлатиладиган ашёлар қимматбаҳо (масалан  
бронза).

Цилиндренмон асосий узатмалар тишининг хили бўйича тўғри, эгри,

шеврон тишли бўлиши мумкин. Бу турдаги асосий узатмалар двигатели ва етакчи филдираклари олдиди, ҳамда двигатели ва етакчи филдираклари орқада жойлашган компоновкали автомобилларда ишлатилади (ЗАЗ-1102 «Таврия», ВАЗ-2108, ВАЗ-2109, «Тико», «Нексия» ва ҳ.к.). Бу конструкцияларда двигатель ва трансмиссия бир қобиёда жойлашган бўлиб, асосий узатманинг етакчи шестерияси узатмалар қутисининг етакловчи валида маҳкамланган, етакловчи шестерияси эса дифференциал қобиёда бириктирилгандир.

Тўғри тишли асосий узатмага "Форд Фиеста", эгри тишлисига ВАЗ-2108, ВАЗ-2109, шеврон тишлисига "Хонда" туридаги автомобиллар мисол бўла олади.

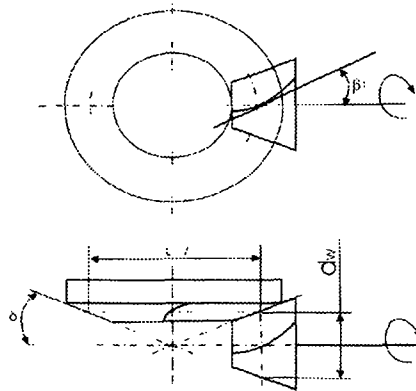
Цилиндрик шестерияли асосий узатмаларнинг афзалликлари: ф.и.к. катта, цилиндрлик жуфт шестериялар учун камида 0,97-0,98; двигатель ва трансмиссияни бир қобиёда жойлаштирилган компоновкали автомобилларда асқотади; лойиҳалаш ва ясаи осон.

Унинг камчилиги шундаки, асосий узатманинг узатиш сонини 4,0 дан каттароқ бўлиши зарур бўлса, ўлчамлари катталашади. Чунки узатма охиёта, шовқинсиз ишлаши учун етакловчи шестерия тишларининг сонини камида 10 та бўлиши керак.

Конуссимон шестерияли асосий узатмалар тўғри ва спиралсимон тишли бўлади (46 расм).

Уларнинг ичиди спиралсимон тишли асосий узатмалар энг кўп тарқалган ва енгил ҳам юк автомобилларида бир хил муваффақият билан ишлатилади.

Узатма тишларининг эгрилик бурчаги 30-40 ° бўлиб, у а бир вақтда илашишда бўлган тишлар сонини орттиради, демак солиштирма босимни камайтиради, натижада уларнинг чидамчилиги ортади.



46-расм. Конуссимон шестерияли асосий узатманинг схемаси

Етакловчи шестерия тишлари спиралининг йўналиши доим чап томонга бурилади. Бу турдаги асосий узатманинг афзаллиги қуйидагилар:

узатин сонининг маълум қийматларида ўлчамлари кичик;

ф.и.к. катта, 0,97-0,98.

Унинг камчилиги шуки, эксплуатация даврида автомобил орқага юрғанда, тишнинг спиралсимонлиги туфайли, шестериялар пона каби сиқилиб қолиб, у тўхтаб қолиши мумкин.

Гиноид асосий узатмаларнинг етакловчи шестерияси юқорига ва пастга (47-расм) силжитилган турлари бор.

Замонавий енгил ва юк автомобилларида гиноид узатмаси фаол ишлатилаяпти. Бунинг сабаблари унга тегишли афзалликларидан келиб чиқади:

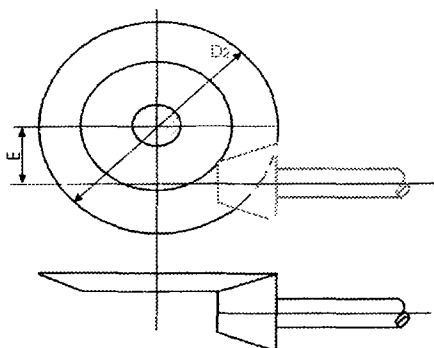
автомобилларнинг оғирлик марказини насайтириши мумкин

кўп ўқли автомобилларда кейинги ўқларга буровчи моментин қийинчиликсиз узатиши мумкин;

оддиги ғилдираклари етакчи автомобилларда трансмиссияни жойлаштириши имконияти ортади;

-узатманинг маҳкамлиги конуссимон турига нисбатан катта;

ни жараёни шовқисенз.



47-расм. Етакловчи шестерияси наstdа жойланган гипоид асосий узатманинг схемаси

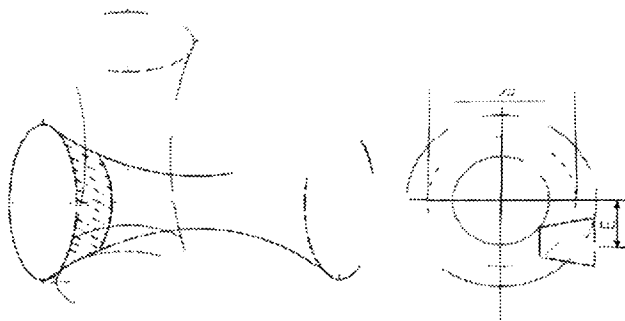
Унинг камчилиги шундаки, шестериянинг спиралсимон тишлари бир-бирига нисбатан ни жараёнида сирланади, натижада улар орасидаги солиштирма босим жуда катта. Шунинг учун унга махсус қўшимчалар киритилган мойни қўйиш талаб этилади.

Конуссимон узатмаларда етакловчи ва етакланувчи шестерия ўқлари кесинса (46-расм), гипоид узатмада кесинмайди, яъни чалинган ҳолатда бўлади. Бунда етакчи шестерия ўқи етакланувчиникига нисбатан  $E$  масофага сурилган (48-расм).

Эксцентриситет  $E$  нафақат наstdа, балки етакланувчи шестерия ўқида нисбатан юқорида ҳам бўлиши мумкин. Гипоид туридаги жуфтларнинг бирламчи юзалари иккита гиперболоидни бир-бирига нисбатан контактли буралишидан ҳосил бўлади (48-расм, а). Бир вақтда етакловчи ва етакланувчи шестерияларнинг қўи тишлари плавиниши таъминлаш учун етакловчи шестерия спиралиниши бурчаги,  $\beta_1$  етакланувчиникидан  $\beta_2$  катта бўлади, яъни  $\beta_1 > \beta_2$ . Ницлаётган гипоид узатмалар учун  $\beta_1 = 45-50^\circ$ ,  $\beta_2 = 20-30^\circ$ .

Гипоид узатма шестериялари ни жараёнида, масалан автомобил

олдинга юрганда бўйлама кучлар таъсирида понасимон сиқилиб қолмаслиги учун етакловчи шестерия настьга силжитилганда, спиралнинг йўналиши чан томонга, юқорига силжитилган турида эса ўннга йўналган бўлади.



48-расм. Гипоид асосий узатма: а- айланувчи гиперболюид шакллар; б- гипоид узатма схемаси

Кейинги вақтда ўрта ва катта юк кўтарувчи автомобилларда уларнинг ўтағонлигини яхшилаш, ҳамда каттароқ буровчи момент узатиш имкониятига эга бўлиши учун икки жуфт шестерияли асосий узатмалар ишлатилайти (44-расм).

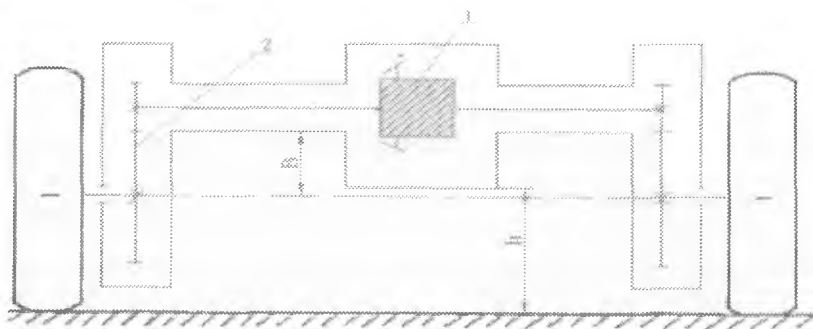
Икки жуфт шестерияли асосий узатмалар жойлашши ўрни бўйича марказий ва тарқоқ жойлашганларга бўлилади. Марказий жойлашган асосий узатма аксарият автомобилларда ишлатилади.

Тарқоқ жойлашган асосий узатманинг ривожланишига асосий сабаб, юк автомобиллари етакчи вилдиракларида катта буровчи моментни мавжуд қилиш билан бир вақтда, унинг ўтағонлигини ҳам яхшилашдир (49-расм).

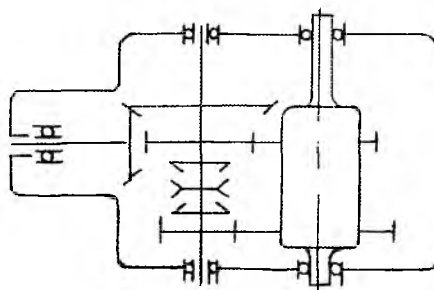
Марказий жойлашган асосий узатманинг турли хил схемалари бор. Уларнинг энг кўп тарқалганида валлар бир текисликда ётади (ЗИЛ-130, МАЗ-500).

Бу схема кардан узатмасини бироз қисқартирши имкониятини беради, лекин унинг жойлашши бурчаги катта бўлиб қолади. Бу турдаги

асосий узатма поғонасининг сони бўйича бир поғонали ва икки поғонали бўлиши мумкин (50-расм).



49-расм. Тарқоқ жойлашган асосий узатманинг компоновкаси



50-расм. Икки поғонали асосий узатманинг кинематик схемаси

Икки поғонали асосий узатма ёрдамида автомобилнинг йўл қаршилигини синга олди қобилияти кенгайди ва унинг ўтаёвлиги, ҳамда ёнидаги тежамкорлиги ортади. Икки поғонали асосий узатманинг трансмиссияда бўлиши узатми сонини 1,5-2 марта орттиради, поғоналар сонини эса икки марта қўнайтиради. Агар йўл яхши бўлиб автомобилнинг юки кам бўлса, юқори узатmani, йўл ёмон ва юк тўла бўлса эса пастки узатма қўшилади.

Тарқоқ жойлашган асосий узатма ўрни бўйича янада жойлашган



редукторли, ҳамда ёнида (бортида) жойланган редукторли бўлиши мумкин (МАЗ-560, МАЗ-5335). Демак, тарқоқ жойланган асосий узатма (49-расм) шкита, марказий I ва ёлдиракда (ёки ёнида) 2 жойланган редуктордан иборатдир. Марказий I редуктор бир жуфт конуссимон (ёки гионд) узатмадан иборат. Унинг узатиш соми  $l_{III}=2-3$  ёлдиракларда (ёки ёнларида) жойланган редукторлар оддий цилиндрик ёки планетар узатмадир (МАЗ-5336, БелАЗ-540, ЛиАЗ-697). Планетар узатмалар ёрдамида агрегатнинг габарит ўлчамлари ўзгармаган ҳолатда каттароқ узатиш сомини олиши мумкин.

#### **5.4. Узатмага қўйилган талабларнинг унинг конструкциясида қондирилиши ва уни баҳолаш**

Асосий узатмага қўйилган талаблардан бири унинг трансмиссия орқали ўтказилаётган буровчи моментни ортириши ва ўлчамларининг кичик бўлишидир. Червякли узатманинг узатиш соми червякнинг ёлдирак бўйича юриши йўлининг сомига боғлиқ. Червякнинг юриши йўли 4-5 та бўлиши мумкин ва у қанча катта бўлса шунча яхши. Шунинг учун бир хил узатиш сомида червякли узатманинг ўлчамлари цилиндрик узатмашикага нисбатан кичикдир.

Цилиндрик асосий узатманинг узатиш соми 3,5-4,2 орасида. Узатиш сомини жуда катта қилиш мақсадга мувофиқ эмас. Сабаби шунки, узатиш соми қанча катта бўлса, шестерия жуфтидаги ёлдиракнинг ўлчамларини катталантиради, натижада орқа ўқ ва йўл орасидаги тиркишнинг камайиши ҳисобига автомобилнинг ўтаёқлиги ёмонлашади.

Конуссимон узатманинг ўлчамлари анча кичик. Сабаби шунки, етакловчи шестериянинг тишлар соми 5-6 та бўлиши натижасида шестерия диаметри кичикланади ва асосий узатманинг ўлчамлари ҳам кичикланади, кам металл сарф бўлади, арзонланади.

Гионд узатманинг енгил автомобилларда шикатиладиган турида узатиш соми 3,5-4,5, юк автомобилларида ўриштиладиганида эса 5-7

бўлиши мумкин. Етакчи шестериянинг эксцентриситет билан ўриятилиши, автомобилнинг ўтағонлик масаласига таъсир этиши имкониятини беради.

Маълумки, юк автомобилларида катта буровчи моментни етакчи вилдиракларга узатиш зарурияти катта. Конструкцияларда, бу мақсадда узатиш сонини, шестерия жуфтларининг сонини кўпайтириш ҳисобига амалга оширилган. Узатиш сонининг катталаниши, ўлчамларини орттириб юборади. Шунинг учун тарқоқ жойланган узатмаларни ишлатиш ҳисобига ўлчамлари кичикланади ва автомобилнинг геометрик ўтағонлиги эса яхшиланади.

Автомобилнинг ҳамма агрегатлари, ну жумладан унинг асосий узатмасининг шовқинсиз ишлатиш конструкцияси томонидан таъминланиши зарур. Агрегат жуфтларининг шовқинсиз ишлатиш шестерияларга ишлов бериш ҳисобига, конструкциясининг мукамаллигига, танланган мойнинг сифати ва ҳ.к. лар боғлиқдир. Шовқинсиз ишлатиш ишқаланиш жиҳатларига боғлиқлиги сабабли, унинг ф.и.к. га таъсир этмай қолмайди.

Червякли асосий узатма шестериялар планишнинг юмшоқлиги туфайли, ҳамда бронза турларидан ишлатилгани сабабли, шовқинсиз ишлайди.

Унинг ф.и.к. 0,9-0,92 атрофида. Албатта, бу рақам анча кичик. Сабаби нуқти, червякли узатмада тишларининг бўйлама сирпангани мавжуд бўлиб, тишлар орасидаги мойни сиқиб чиқаради. Бундан ташқари ф.и.к. нинг қиймати винт чизиғи бурчаги  $\beta$  нинг қийматига боғлиқ. Агар  $\beta = 45^\circ$  бўлса, ф.и.к. энг юқори бўлади. Лекин  $\beta$  ортгани сари узатманинг ўлчамлари катталанади. Шунинг учун ўтағонликни яхшилаш муаммоси бўлса  $\beta = 25 - 30^\circ$  бўлгани мақсадга мувофиқ.

Цилиндрсимон асосий узатмада етакчи шестерия тишларининг сонини камда 10 та бўлгани маълум, ундан кам бўлса шестерия жуфтлари шовқин билан ишлайди. Бу турдаги асосий узатманинг ф.и.к. 0,98.

Конуссимон асосий узатмаларда тишларининг оғиш бурчаги  $\beta = 30-40$  бўлади. Бунда бир вақтда плагинида бўлган тишлар сони ортгани ҳисобига юзаларга солиштирма босим камаяди, динамик юкланиш бўлмайди, шестерия жуфти шибатан шовқинсиз ишлайди. Асосий узатмани йиғиш даврида унинг аниқлиги юқори бўлса, тишларида ортқича кучланиш пайдо бўлмайди, натижада шовқинсиз ишлайди. Гиноид узатма, конуссимон туридан ҳам шовқинсиз ишлайди. Сабаби, бу жуфт шестерияларда бир вақтда плагинида бўлган тишлар сони конуссимон туридан 1,5 марта ортқидир. Амалда бу етакчи шестерия оғиш бурчагини катта  $\beta_1 = 45-50^\circ$ , етакланувчисикини кичик  $\beta_2 = 20-30$  қилиб ясаи ҳисобига амалга оширилади. Гиноид узатманинг ф.и. к. 0,96-0,97 га тенг.

### 5.5. Асосий узатмани ҳисоблаш

Асосий узатмани ҳисоблаи усулини конуссимон ва гиноид узатма мисолида қўриб чиқамиз. Конуссимон ва гиноид асосий узатманинг узатиш сони  $U_{111}$  қуйидагича аниқланади:

$$U_{111} = Z_2/Z_1 = D_2 \cos \beta_2 / d_1 \sin \beta_1 \quad (5.5-1)$$

бу ерда

$D_2, d_1$  етакланувчи ва етакловчи шестерияларнинг бошланғич диаметлари;

$Z_1, Z_2$  етакловчи ва етакланувчи шестериялар тишларининг сони;

$\beta_1, \beta_2$  етакловчи ва етакланувчи шестериялар тишларининг оғиш бурчаги.

Конуссимон жуфт учун  $\beta_1 = \beta_2$  бўлгани сабабли,

$$U_{111} = Z_2/Z_1 = D_2/d_1 \quad (5.5-2)$$

Гиноид узатма учун  $\beta_1 = 45-50^\circ$ ,  $\beta_2 = 20-30^\circ$  қабул қилиш керак.

Гиноид узатма узатиш сонини моментлар орқали тоиши ҳам мумкин (51 расм).

$$U_{111} = M_2/M_1 = P_2 D_2 / P_1 d_1 \quad (5.5-3)$$

бу ерда

$M_1, M_2, P_1, P_2$  етакловчи ва етакланувчи шестериялардаги момент ва айланма кучлар;

Етакловчи ва етакланувчи шестерияларга таъсир этувчи нормал кучлар тенг ва лекин  $\beta_1 \neq \beta_2$  бўлганлиги сабабли, нормал кучлар қуйидагича аниқланади:

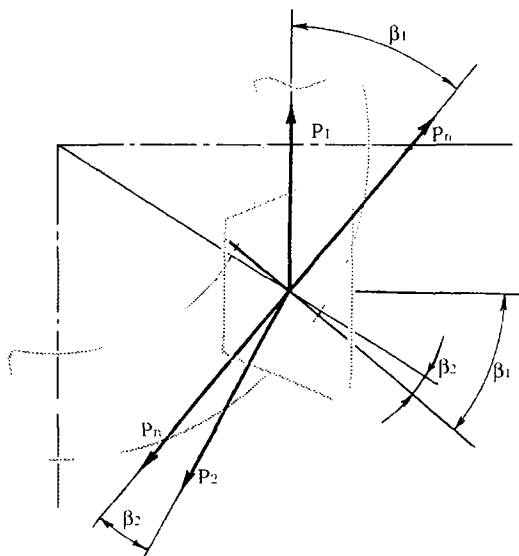
$$P_1 = P_n \cos \beta_1, \quad P_2 = P_n \cos \beta_2 \quad (5.5-4)$$

бу ерда

$P_n$  шестерияларга таъсир этувчи нормал кучлар.

Натижада гипонд асосий узатманинг узатми соми (5.5-3) ни аниқлаш формуласи (5.5-4) ни ҳисобга олсак қуйидаги шаклда бўлади:

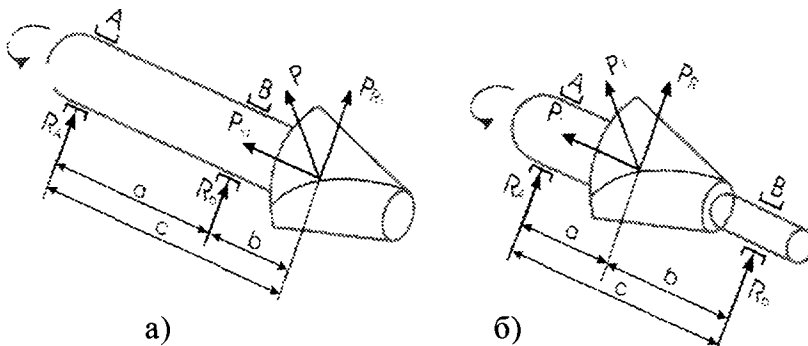
$$U_{111} = D_2 \cos \beta_2 / d_1 \cos \beta_1 \quad (5.5-5)$$



51-расм. Гипонд узатма шестерия тишларига таъсир этувчи кучлар схемаси

Асосий узатма шестерияларидаги юклашчиларни аниқлаш учун

етақловчи шестериянинг икки хил, икки таянчли консолли (52-расм, а) ва икки таянчли консолсиз (52-расм, б) схемаларини таҳлил қиламиз.



52-расм. Асосий узатманинг етақловчи шестериядаги юкланишларни аниқлаш схемаси

Бирламчи А ва В таянчларига таъсир қилувчи акс-таъсир кучлари  $R_A$  ва  $R_B$  ларни аниқлаймиз. Бунинг учун таъсир этаётган кучларнинг А ва В таянчларига нисбатан мувозанат шартларини кўриб чиқамиз.

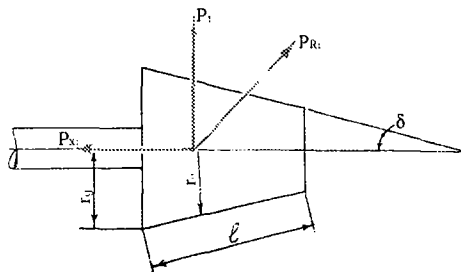
$$\Sigma M_A = 0, \quad \Sigma M_B = 0$$

Натижада,

$$R_A = \sqrt{((P_1 * b)^2 + (P_{R1} * b - P_{x1} * r_0)^2)} / a$$

$$R_B = \sqrt{((P_1 * c)^2 + (P_{R1} * b + P_{x1} * r_0)^2)} / a \quad (5.5-6)$$

53-расмда етақловчи шестериянинг ўлчамлари ва таъсир қилувчи кучлар схемаси кўрсатилган.



53-расм. Етақловчи шестериянинг ўлчамлари ва унга таъсир қилувчи кучлар схемаси

бу ерда

$r$  - конуссимон шестерия катта асосининг радиуси;

$r_0$  - шестериянинг ўртача радиуси;

$l$  - шестериянинг эни;

$\delta$  бошланғич конус бурчагининг ярми.

Унга асосан  $r_0 = r (L \cdot \sin \delta) / 2$  экалинги маълум.

Айлана бўйлаб йўналган  $P_1$  кучи қуйидагича аниқланади:

$$P_1 = M_{\max} \cdot U_{\text{тр}} / r_0 \quad (5.5-7)$$

бу ерда

$M_{\max}$  - двигателнинг энг катта буровчи моменти,

$U_{\text{тр}}$  - трансмиссиянинг асосий узатмагача узатиш сон.

Етакловчи шестериянинг ўқи бўйлаб йўналган куч:

$$P_{N1} = (P_1 / \cos \beta_1) (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \mp \sin \beta_1 \cos \delta_1) \quad (5.5-8)$$

бу ерда

$\alpha$  - шестериянинг плавши бурчаги,  $\alpha = 20^\circ$ .

Формуладаги,  $\leftrightarrow$  ишораси шестериянинг учидан қаралгандаги унинг айланиши ва спиралининг йўналиши бир хил бўлса, ҳар хил бўлса эса  $\leftarrow +$  ишораси асосида ҳисобланади.

Радиал куч  $P_{R1}$  эса қуйидагича ҳисобланади:

$$P_{R1} = P_1 [\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta_1 \sin \delta_1] / \cos \beta_1 \quad (5.5-9)$$

Формуладаги  $\leftarrow$  ишораси шестериянинг айланиши ва спиралининг йўналиши бир хил бўлса, ҳар хил бўлса эса  $\leftarrow +$  ишораси ишлатилади.

Етакловчи шестерияга таъсир этувчи кучларнинг қиймати аниқлангандан сўнг этувчи ва сиқувчи кучлар таъсиридаги эшоралар чизилади ва таҳлил этилади.

Етакловчи шестериянинг эгилишидаги кучланнинг  $\sigma_{\text{эр}}$  қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{\text{эр}} = P_1 / \gamma \cdot b \cdot l_S \leq [\sigma]_{\text{эр}} \quad (5.5-10)$$

бу ерда

$y$  – шестериянинг тиш кўришсининг коэффициенти;

$l_s$  – шестериянинг ўртача қирқими бўйича қадами;

$b$  – шестериянинг эши.

$[\sigma]_{\sigma r}$  – рухсат этилган кучланиш,  $[\sigma]_{\sigma r} = 700-900\text{МПа}$ .

Шестерияларнинг чидамчилиги унинг тишлари боғланишидан ҳосил бўлган кучланишларга боғлиқ. Тишлар боғланишидаги кучланиш кўйидагича аниқланади:

$$\sigma_k = 0,418 \cdot \sqrt{(P_1 \cdot E (1/\rho_1 + 1/\rho_2)) / b \cdot \sin\alpha \cos\alpha} \leq [\sigma]_k \quad (5.5-11)$$

бу ерда

$\rho_1, \rho_2$  – етакловчи ва етакланувчи шестерия тишларининг эгрилик радиуси;

$[\sigma]_k$  – тишлар боғланишидаги кучланишнинг рухсат этилган қиймати;

$E$  – эластиклик модули.

## 5.6. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар

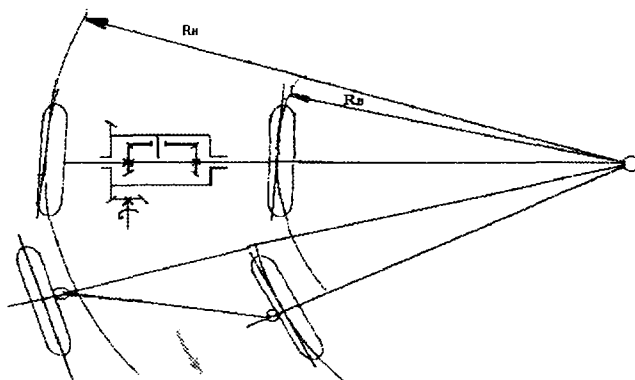
1. Асосий узатманинг трансмиссия тизимидаги зарурияти.
2. Асосий узатманинг вазифаси.
3. Узатмага қўйиладиган асосий талаблар.
4. Ўқ ва асосий узатма орасидаги тирқини қўйайтириш усуллари.  
Асосий узатманинг ўлчамларини кичрайтириш зарурияти.
6. Узатманинг иш жараёнида ҳосил бўладиган шовқини камайтириш усуллари.  
Червякни асосий узатманинг афзаллик ва камчиликлари
8. Цилиндрик шестерияли асосий узатманинг афзаллик ва камчиликлари.
9. Конуссимон шестерияли асосий узатманинг афзаллик ва камчиликлари.
10. Гипоид узатманинг афзаллик ва камчиликлари.
11. Гипоид узатма иш жараёнида шестерияларининг новасимон сикломаслигининг сабаби.

12. Узатма шестериялари тишларининг ҳар хил бурчакка оғанлик сабаби.
13. Кўшалоқ асосий узатманинг афзаллик ва камчилиги.
14. Икки поғонали асосий узатманинг афзалликлари.
15. Асосий узатмада шовқинини камайтириш усуллари.
16. Тарқоқ жойланган асосий узатманинг ишлатилиш сабаблари.

## 6. Д И Ф Ф Е Р Е Н Ц И А Л Л А Р

### 6.1. Дифференциалнинг зарурияти

Маълумки, автомобил ҳаракатининг кўп қисми эгри чизиқли ва маневр қилиш учун зарур ҳаракатлардан иборатдир. Автомобил бурилаётганда (54-расм) унинг ташқи ва ички гилдираклари бир хил вақт ичида ҳар хил ( $R_{II}$ ,  $R_B$ ) радиусли айланалар бўйлаб ҳаракатлангани учун ҳар хил йўл босади.



54-расм. Автомобилнинг бурилишидаги ҳаракатининг схемаси

Жумладан, ички айлана бўйлаб ҳаракатланаётгани кам, ташқиси жа кўп йўл босади. Демак, ташқи айлана бўйлаб ҳаракатланаётган ўнг гилдирак, чандагиси билан баробар кетилиш учун эзроқ айланиши зарур. Автомобилнинг ҳатто тўғри чизиқли ҳаракатида ҳам орқа гилдиракларининг ҳар хил бурчак тезлиги билан айланиши зарурияти бор. Масалан, ишпа



босқимнинг ҳар хиллиги, чап ва ўнг томонга тўғри келган юкнинг тенг эмаслиги, шиналарнинг ҳар хил ейилганлиги, потекис йўлдан юрилганда иккала ғилдиракнинг радиуслари ҳар хиллиги туфайли икки хил узунликдаги йўлни босиши зарур. Натижада, бир томондаги ғилдираklar тортиш жараёнида, иккинчиси эса тормозлашиш жараёнида айланаётган бўлиб, ўқ қисмлари ва шиналарнинг ейилишига олиб келади.

Бу ҳолатдан қутулиш учун чап ва ўнг ғилдираklar ҳар хил бурчак тезлиги билан айланиши керак. Бундан ташқари, ўқнинг икки томонида етакчи ғилдираklar бўлгани сабабли, трансмиссиядан келаётган буровчи моментни уларга бўлиб бериши зарур. Бу вазифаларни трансмиссиянинг механизмларидан бири дифференциал бажаради.

Дифференциал чап ва ўнг ғилдираklar (ўқлар, бортлар)га келтирилган буровчи моментни тақсимлаб, уларнинг ҳар хил бурчак тезлиги билан айланишини таъминловчи механизмдир.

## **6.2. Дифференциалга қўйиладиган талаблар**

Дифференциалга қўйиладиган талаблар қуйидагилар:

ғилдираklarга (ўқларга, бортларга) узатилаётган буровчи моментни зарур нисбатда узатиши;

ғилдираklarнинг бурилиши жараёнида уларни ҳар хил бурчак тезлиги билан айланишини таъминлаши;

ўзчамлари ва массаси кичик, тузилиши содда, техник қаров ўтказиши ва таъмирлаши осон, технологик жиҳатдан ўнғай, ҳамда ташарҳи наст бўлиши керак.

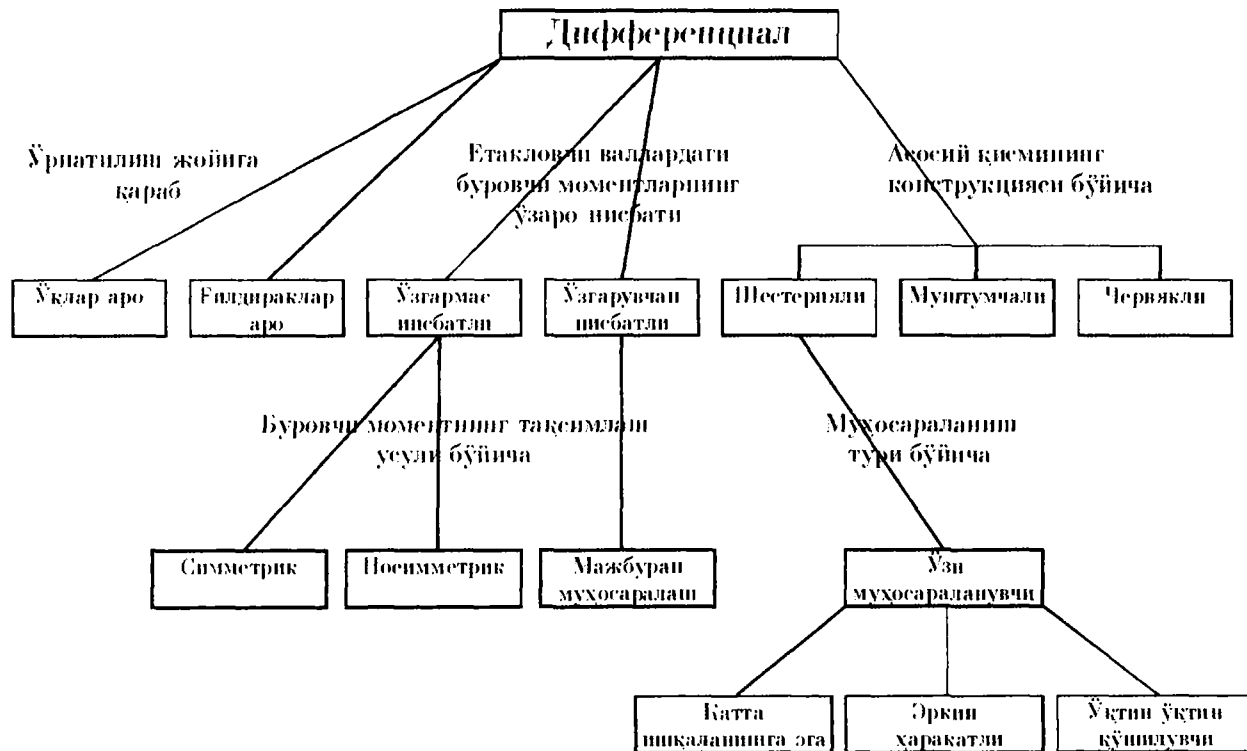
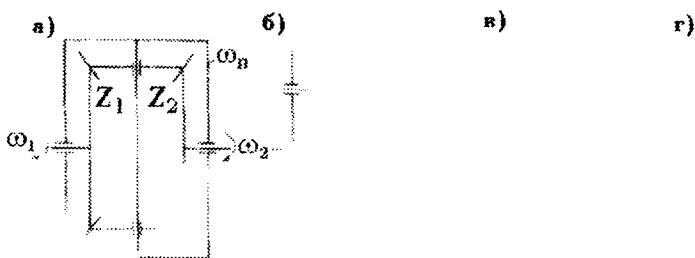


Рис Дифференциалларнинг таснифи

### 6.3. Дифференциаллар таснифи

Дифференциалга қўйилган талабларни бажаришга шитилиш унинг турли конструктив турларини келтириб чиқарди. Шунинг учун уларни таснифлаб ўрганиш маъсадга мувофиқдир. Дифференциалларнинг таснифи 55-расмда келтирилган.

Етаклаувчи валлардаги буровчи моментларнинг ўзаро нисбати бўйича дифференциаллар ўзгармас (55-расм) ва ўзгарувчан нисбатли бўлади.



56-расм. Етаклаувчи валлардаги буровчи моментлари ўзгармас нисбатли дифференциаллар хемалари

Ўзгармас нисбатли дифференциаллар буровчи моментни тақсимлаш усули бўйича симметрик (56-расм а,б) ва носимметрик (56-расм г,в) турларга бўлинади. Симметрик, ўқлар аро дифференциаллар тўртга филдираги етакчи, икки ўқли автомобилларда (ВАЗ-2121, ГАЗ-66, УАЗ-469, КАЗ-7540), ҳамда кейинги иккита етакчи ўқларига тенг юк тушган уч ўқли юк автомобилларида ишлатилади. Носимметрик дифференциаллар эса, моментлар ўқларга тенг бўлишмайдиган уч ўқли автомобилларда ишлатилади (Урал-4320). Борлар аро дифференциаллар кўп ўқли махсус автомобилларда (филдиракли шасси 543), буровчи моментни чан ва ўнг томонга тенг бўлиб беради.

Дифференциаллар асосий қисмининг конструкцияси бўйича

шестерияли (КамАЗ-5320, МАЗ-6422), муштумчали, червякли бўлиши мумкин.

Мухосараланши тури бўйича дифференциаллар мажбуран (КамАЗ-5320) ва ўзи муҳосараланувчи бўлади. Ўзи муҳосараланувчи дифференциаллар ўз навбатида катта ишқаланишга эга (ГАЗ-66, МАЗ-7310), эркин ҳаракатли, ўқтин-ўқтин қўшилувчи турларга бўлинади.

#### 6.4. Дифференциалга қўйилган талабларнинг унинг конструкциясида қондирилиши ва уни баҳолаш

Дифференциал автомобил бурилишида филдиракларининг ҳар хил бурчак тезлиги билан айланганини таъминлаши керак. Масалани ҳал этиш учун дифференциал кинематикасини таҳлил этамиз. Дифференциал иккита овозлик даражасига эга планетар механизм бўлиб, етакловчи вазифасини дифференциал қобиғи бажаради, қолган қисмлари сателлит ва ярим ўқ шестерияларидан иборатдир.

Дифференциални трансмиссияда дифференциал қобиғи ва етакловчи филдираклар бурчак тезликлар ўртасида аниқ боғланиши мавжуд:

$$U_d = Z_1 / Z_2 = (\omega_1 \omega_d) / (\omega_2 \omega_d) \quad (6.4-1)$$

бу ерда

$Z_1, Z_2$  ярим ўқ шестериялари тишининг сони;

$\omega_1, \omega_2$  ўнг ва чап филдиракларининг бурчак тезлиги;

$\omega_d$  дифференциал қобиғининг бурчак тезлиги;

$U_d$  дифференциалнинг ички узатиш сони.

(6.4-1) да баъзи бир алгебрик амалларни бажарамиз:

$$U_d * \omega_2 \cdot U_d \omega_d = \omega_1 \omega_d$$

$$\omega_1 \cdot U_d \omega_2 = \omega_d \cdot U_d \omega_d$$

$$\omega_1 \cdot U_d \omega_2 = \omega_d (U_d \omega_d)$$

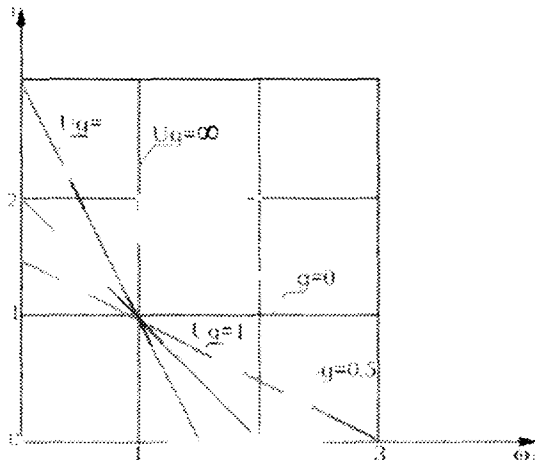
Агар дифференциал симметрик ва унинг қобиғи айланмайди десак, унинг ички узатиш сони  $U_d = 1$  бўлади. Натияжада

$$\omega_1 + \omega_2 = 2 \omega_d \quad \text{бўлади,} \quad (6.4-2)$$

Демак, симметрик дифференциал учун чап ва ўнг ғилдиракларнинг бурчак тезликлари  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  нинг йиғиндиси, дифференциал қобиғи бурчак тезлигининг иккиланганига тенг. Дифференциал симметрик бўлса,

$$\omega_1 - l_d \omega_2 = \omega_d (1 - l_d) \quad (6.4-3)$$

(6.4-3) формулада  $l_d$  нинг ҳар хил қийматларида 4 X 4 туридаги автомобилнинг бурилишидаги ҳаракати учун  $\omega_1$  ва  $\omega_2$  ўртасидаги боғланишнинг кўрайлик (57-расм).



57-расм. 4x4 ғилдирак формулали автомобилнинг бурилишидаги стаковччи ўқлари ўртасидаги боғланиш графиги

Графикдан аёнки,  $l_d$  нинг ўзгариши  $\omega_1$  ва  $\omega_2$  ўртасидаги нисбатини ўзгартириб юбориши мумкин экан. Шунинг учун бажарилган конструкцияларда  $l_d$  нинг қиймати кўп ўқли автомобиллар учун ўқларга тўғри келган юклар нисбатига яқин қилиб олинади.

Таъкидлаш зарурки, келтирилган формулаларда жуфтлар ўртасидаги ишқаланиш ҳисобга олилмаган.

Дифференциалга қўйилган талаблардан яна бири ғилдиракларга

(ўқларга) узатилаётган моментларни зарур нисбатда бўлишидир.

Юқоридаги фикрга асосан,

$$M_1 + M_2 = M_d \quad (6.4-4)$$

бу ерда

$M_1, M_2$  чан ва ўнг ёлдираклардаги буровчи моментлар;

$M_d$  – дифференциал қобига келтирилган буровчи момент.

Дифференциал қобигидаги қувват  $N_d$  чан ва ўнг ёлдиракларга узатиладиган қувватлар  $N_1, N_2$  лар йиғиндисига тенг ва ниқаланишни ҳисобга олсак, қуйидаги тенгламани ёзиш мумкин:

$$N_1 + N_2 = N_d \quad (6.4-5)$$

Дифференциал симметрик деб ва (6.4-2) га асосланиб ёзиш мумкин:

$$M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2 = 0,5 M_d (\omega_1 + \omega_2) \quad (6.4-6)$$

(6.4-4), (6.4-6) ларни бирга ечиб,  $\omega_1 > \omega_2$  яъни бир ёлдирак ўзиб кетувчи ( $\omega_1$ ), иккинчиси ( $\omega_2$ ) орқада қолувчи десак, ўзиб кетувчи ёлдиракда:

$$M_{\text{ф}} = 0,5 (M_d - M_{\text{тп}}) \quad \text{бўлади} \quad (6.4-7)$$

Орқада қолувчи ёлдиракда:

$$M_0 = 0,5 (M_d + M_{\text{тп}}) \quad (6.4-8)$$

бу ерда

$M_{\text{тп}}$  дифференциалдаги ниқаланишни енгинга сарфланган момент.

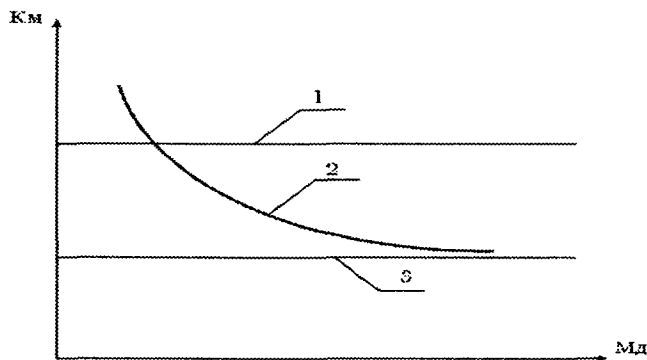
Демак, автомобил бурилиши даврида чан ва ўнг ёлдираклардаги моментлар ҳар хиллиги туфайли механизмда муҳосараланиши жараёни бор. У жараён муҳосараланиши коэффициенти  $K_M$  билан белгиланади, яъни

$$K_M = M_0 / M_{\text{ф}} \quad (6.4-9)$$

Муҳосараланиши коэффициентини дифференциал конструкциясига кўра  $K_M = l - \infty$  гача бўлиши мумкин.

Муҳосараланиши коэффициентининг узатилаётган момент  $M_d$  га боғлиқлиги графиги 58-расмда кўрсатилган.

Агар дифференциалдаги ишқаланиш узатилаётган моментга пропорционал бўлса 1, ишқаланиш умуман йўқ бўлса 3, ишқаланиш ўзгармас бўлса 2 чизиқлари каби ўзгаради.



58-расм. Ҳар хил турдаги дифференциаллар учун муҳосараланиш коэффициенти  $K_M$  нинг узатилаётган момент  $M_d$  га боғлиқлик графиги

Юқоридаги фикр-мулоҳазаларнинг дифференциал конструкцияларида қандай намўн бўлишини кўриб чиқайлик.

Конуссимон симметрик дифференциал енгил ва юк автомобилларида энг кўп қўлланиладиган туридир. Унда сателлитларнинг сони 2-4 та бўлади. Қисмларининг ишқаланиш коэффициентини камайтириш мақсадида уларнинг орасига антифрикцион шайбалар ўрнатилади. Натижада, муҳосараланиш коэффициенти  $K_M \approx 1$  бўлади.

Дифференциалнинг афзалликлари қуйидагилар:

- унинг ёрдамида, етакчи ёлдиракларда тангенциал акс-таъсир кучларининг тегилиги учун, автомобилнинг сирнапчиқ йўлда ва двигател ёрдамида тормозланишида турғунлигини таъминлайди;
- ўлчамлари ва массаси кичик;
- тузилшини содда, ф.и.к. катга.

Унинг камчилиги бир томондаги ёлдирак сирпанчиқ йўлга тушиб шатаксыраганда автомобилнинг ўтаёنлиги ёмонланади.

Симметрик, цилиндрик дифференциалнинг ўлчамлари катта, цилиндрик жуфтларнинг сони кўп, тайёрлаш қийин бўлгани учун жуда кам ишлатилади.

Ўқлар аро ўриштиладиган дифференциаллар симметрик ёки носимметрик бўлиши мумкин. Симметрик ўқлар аро дифференциал, ўқлари бир хил юкланган юқори ўтаён ёки ўта юқори ўтаён автомобилларда ишлатилади.

Дифференциал тақсимлаш қутиси билан бирга (ВАЗ-2121, КамАЗ-4310) ёки уч ўқли автомобил ўрта ўқининг асосий узатмаси билан бир қобилда ўриштирилиши мумкин (КамАЗ-5320). Ўқлар аро дифференциалнинг трансмиссияда мавжудлиги айланиб юрувчи керак эмас (паразит) қувватни йўқотади.

Носимметрик дифференциал цилиндрик планетар узатмадан иборат бўлиб, у ўқларга тўғри келган юкларга мос равишда буровчи моментни тақсимлайди.

Зарурийат бўлганда, дифференциал ҳайдовчи томондан мажбурий муҳосара этилади (масалан, автомобилнинг бир томондаги ёлдираклари лойга тушиб қолса), бу вақтда муҳосараланиш коэффициенти  $K_M \rightarrow \infty$  бўлиб, автомобил ўтаёнлиги яхшиланади.

### 6.5. Дифференциални ҳисоблаш

Конуссимон дифференциалда сателлит ва ярим ўқ шестернялари тишларига, крестовинага, сателлитдан дифференциал қобинга тушган юкланишлар ҳисобланади.

Сателлит тишига таъсир этувчи айланма куч  $P_C$  текис таъсир этади ва у тиш орқали узатилади деб қабул қилинади.

Унда  $P_C$  қуйидагича аниқланади (59-расм):

$$P_C = M_{\max} * U_{KPII} * U_{III} * \eta_{\text{мл}} / (r_1 * u_c) \quad (6.5-1)$$



бу ерда

$r_l$   $P_C$  кучи қўйилган радиус;

$n_c$  сателлитлар сони.

Сателлит тиши эгилишидаги қучланиш  $\sigma_{\sigma r}$  қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{\sigma r} = M_{\sigma r} / W_{\sigma r} = P_C * l / W_{\sigma r} \leq [\sigma]_{\sigma r} \quad (6.5-2)$$

бу ерда

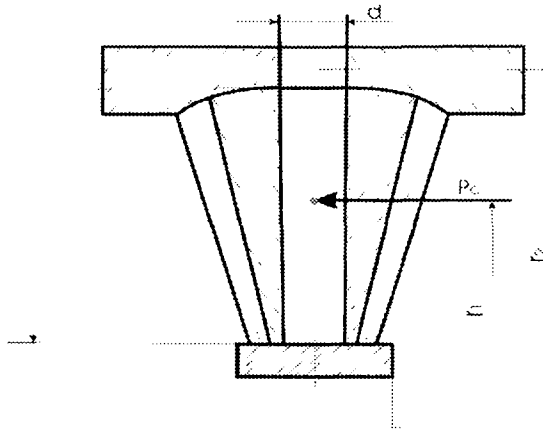
$M_{\sigma r}$  сателлит тишининг эгувчи момент;

$l$  сателлит тишининг баландлиги;

$W$  сателлит тишининг эгилишга қаршилик momenti.

$[\sigma]_{\sigma r} = 500-800 \text{ МПа}$ .

Сателлит пўлат 18Х17Т, 25Х17М лардан ясалади.



59-расм. Дифференциал сателлитининг схемаси

Сателлит тишининг  $P_C$  таъсирида эгилишидаги қучланиш

$$\sigma_{\sigma r} = P_C / d l \leq [\sigma]_{\sigma r} \quad (6.5-3)$$

Тишининг кесилишидаги қучланиш  $\tau_K$  қуйидагича аниқланади:

$$\tau_K = 4P_C / \pi d^2 \leq [\tau]_K \quad (6.5-4)$$

бу ерда

$$[\tau]_K = 50-60 \text{ МПа.}$$

Крестовина дифференциал қобилиши  $P_d$  кучи билан эади:

$$P_d = M_{\text{emax}} * U_{KPI} * U_{\Gamma\Pi} * \eta_{\text{мж}} / (r_2 * n_C) \quad (6.5-5)$$

$P_d$  кучи таъсирида эзилнидан ҳосил бўлган кучланиш:

$$\sigma_{\text{эз}} = P_d / dI_2 \leq [\sigma]_{\text{эз}} \quad (6.5-6)$$

бу ерда

$$[\sigma]_{\text{эз}} = 50-60 \text{ МПа.}$$

### 6.6. Дифференциалнинг автомобил ўтағонлигига таъсири

Автомобил симметрик дифференциалнинг камчилигидан бири шукни, агар етакчи филдиракларидан бири иланиш коэффициенти  $\varphi$  кам йўздан юра бошласа,  $\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_d$ ,  $M_1 \approx M_2$  шартларини кетма-кет бажарилмаслиги автомобилнинг ўтағонлигини ёмонлаштиради. Муаммони ҳал этиш учун етакчи орқа ўқга таъсир этувчи кучларни кўриб чиқамиз (60-расм).

Кўриниб турибдики,  $\varphi_{\text{min}} < \varphi_{\text{max}}$  натижада ўқнинг чап филдираги шатакспрай бошлайди.

Маълумки, филдирак билан йўл ўртасидаги уринма акс-таъсир кучи автомобилни олдинга итариб юритади. Дифференциалнинг автомобил ўтағонлигига таъсирини аниқлаш учун дифференциал муҳосара бўлмаган ва муҳосара бўлган ҳолатлар учун етакчи филдираклардаги умумий уринма акс-таъсир кучини аниқлаймиз.

Дифференциал муҳосара бўлмаган ҳолатда симметрик дифференциал узатилаётган буровчи моментни тахминан теш иккига бўлади, яъни муҳосараланиш коэффициентини  $K'_M = 1$ . Унда чап филдиракдаги уринма акс-таъсир кучи қуйидагича аниқланади:

$$R_{\text{чан}} = R_{Z \text{ чан}} * \varphi_{\text{min}} \quad (6.6-1)$$

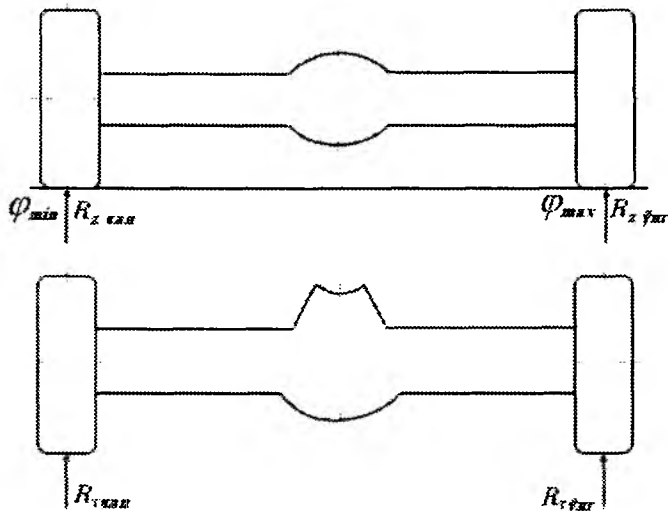
Дифференциал симметрик ва муҳосараланиш коэффициентини  $K'_M = 1$

бўлгани учун  $R_{Z \text{ ўнг}} > R_{Z \text{ чап}}$  бўлиши мумкин эмас, яъни

$$R_{\tau \text{ ўнг чап}} = R_{Z \text{ ўнг}} * \varphi_{\text{min}} \quad (6.6-2)$$

Чап ва ўнг ёлдирақлардаги уринма акс-таъсирлар йиғиндисен:

$$\Sigma R_{\tau} = (R_{Z \text{ чап}} + R_{Z \text{ ўнг}}) \varphi_{\text{min}}, \quad \Sigma R_{\tau} = R_{Z} \varphi_{\text{min}} \quad (6.6-3)$$



60-расм. Автомобил стаячи ўқининг схемаси

Таҳлил кўрсатадики (6.6-3) учун  $\varphi_{\text{min}}$  ning шундай қиймати бўлиши мумкинки,  $\Sigma R_{\tau}$  ning қиймати автомобилни ҳаракатлантириши учун етарли бўлмайди, яъни битта ёлдирақ шатаксайрайди, иккинчиси ўз ўрнида қолади. Дифференциал муҳосараланадиган бўлса, ёлдирақлардаги акс-таъсир кучлари қуйидагича бўлади:

$$R_{\tau \text{ чап}} = R_{Z \text{ чап}} * \varphi_{\text{min}} \quad (6.6-4)$$

$$R_{\tau \text{ ўнг}} = R_{Z \text{ ўнг}} * \varphi_{\text{max}}$$

Унда жами акс-таъсир кучи  $\Sigma R_{\tau} = (R_{Z \text{ чап}} + R_{Z \text{ ўнг}}) (\varphi_{\text{min}} + \varphi_{\text{max}})$  ёки

$$\Sigma R_r = R_z(\varphi_{min} + \varphi_{max}) \quad (6.6-5)$$

(6.6-3) ва (6.6-5) лар таққосланганда иккинчисида  $\Sigma R_r$  ning қиймати анча катталиги аёндыр.

Юқоридаги шароит учун энг мақбул муҳосараланиш коэффициентини аниқлаймиз, яъни  $K_M = M_{\dot{y}_{nr}} / M_{\dot{y}_{an}}$

Етавчи ўқининг ўнг ва чап ғилдирақларига дифференциалдан келтирилган моментлар қуйидагилар:

$$M_{\dot{y}_{an}} = R_{Z_{\dot{y}_{an}}} \varphi_{min}^* r_K + R_{Z_{\dot{y}_{an}}} f^* r_K \quad (6.6-6)$$

$$M_{\dot{y}_{nr}} = R_{Z_{\dot{y}_{nr}}} \varphi_{max}^* r_K + R_{Z_{\dot{y}_{nr}}} f^* r_K \quad (6.6-7)$$

(6.6-7)ни (6.6-6)га бўласак, берилган шароит учун зарур муҳосараланиш коэффициентини аниқланади:

$$K_M = (\varphi_{max} + f) / (\varphi_{min} + f) \quad (6.6-8)$$

Агар  $\varphi \gg f$  ни ҳисобга олиб  $f = 0$ ,  $\varphi_{max} = 0.8$ ;  $\varphi_{min} = 0.1$ , деб қабул қилсак,  $K_M = 8$  бўлади.

Аслида, амалиётда автомобилнинг ўтаёқлигини яхшилаш учун  $K_M = 4-5$  бўлиши етарлидир.

### 6.7. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар

1. Дифференциалнинг трансмиссия тизимидаги зарурияти.
2. Дифференциалнинг вазифаси.
3. Дифференциалга қўйиладиган асосий талаблар.
4. Механизмга қўйиладиган асосий талабларнинг бажарилиши.
- Дифференциалнинг таснифи.
6. Ўқлар аро дифференциалнинг ўрнатилиш зарурияти.
7. Дифференциалнинг камчилиги.
8. Дифференциалда муҳосараланиш жараёнининг зарурияти.
9. Дифференциалларда 2-4 та сателлитларнинг ишлатилиш зарурияти.
10. Конуссимон симметрик дифференциалнинг афзалликлари.

11. Ёқлар аро дифференциалнинг ўриятилиш усуллари.
12. Ёқлар аро дифференциалларда муҳосараланишни танкил этини усуллари.
13. Дифференциалнинг узатини соини қийматини айттинг.
14. Дифференциалларининг муҳосараланиш коэффициентини қиймати чегараларини айттинг.
15. Дифференциал конструкциясининг автомобил ўтафонлигига таъсири.
16. Дифференциал конструкциясининг автомобил турғунлигига таъсири.

## **7. ТОРМОЗ БОШҚАРМАСИ**

### **7.1. Тормоз бошқармасининг зарурияти**

Маълумки, автомобил халқ хўжалиги учун зарур юк ва йўловчиларин ўз вақтида манзилга етказиш вазифасини бажаради. Бу вазифанинг адо этилиши кўн жиҳатдан унинг катта ўртача тезлик билан ҳаракат қила олишига боғлиқ. Йўл шaroитида унинг ҳаракат тезлигини светофор, йўл потекисликлари, тўсатдан олдида чикқан одам ва ҳ.к. каби чеклагичлар бордир. Натияжада, ҳаракатдаги автомобилнинг кинетик энергиясини сўндириб, унинг тезлигини камайитириш ёки тўхтатиш зарурияти туғилади. Бундан ташқари, тўхтаган автомобил узок ўз жойида турини зарурияти бўлса, уни фавқулодда қўзгалмасдан туришини ҳам таъминлаш керак.

Тормоз бошқармаси автомобил тезлигини камайитириш ва тўхтатиш, тўхтагандан сўнг, ўз жойида ушлаб туриш, транспорт воситасини ҳар хил юклавини ва йўл шaroитида самарадор тормозланишини таъмин этиши керак.

Тормоз бошқармаси тормоз механизми, тормоз юритмаси, тормоз кучайтиргичи ва шу кун талабига мувофиқ филдиракларининг муҳосараланишига қарши тизим каби йирик қисмлардан иборат.

Тормоз бошқармасининг тузилиши ГОСТ 22895-77 га асосан

қуйидагилардан иборат:

автомобил ҳаракат тезлигини ҳар қандай эксплуатация шароитида камайитириш ва тўхтатиш учун иш тормази;

иш тормази ўз вазифасини бажара олмаганда автомобилни тўхтатиш учун эҳтиёт тормази;

тўхтаган автомобилни қўзғатмасдан ўз жойида ушлаб туриш учун тўхтатиб туриш тормази;

довонлардан туниш вақтида ва ҳ.к. кўпроқ учрайдиган, ястлаб борувчи йўлларда тормозлаш учун ёрдамчи тормоз.

Автомобилнинг тормозлашни жараёнида тормозловчи момент ҳайдовчининг педалга босиши натижасида колодка қонламаларининг барабанга сиқилиб ишқаланиши натижасида ҳосил бўлади.

Маълумки, тормозловчи момент  $M_{TOP}$  ёки куч  $P_{TOP}$  қуйидаги тенгсизлик шарти бажарилгандагина самарадор ишлайлади, яъни

$$P_{TOP} \leq P_{\varphi} = R_z * \varphi$$

бу ерда

$P_{\varphi}$  иланиш кучи, Н;

$R_z$  тик акс-таъсир, Н;

$\varphi$  - иланиш коэффициенти.

Тормозлашнининг энг самарадор бўлиши эса қуйидаги нисбат мавжуд бўлганда амалга ошириш мумкин.

$$P_{TOP 1} / P_{TOP 2} = R_{z 1} / R_{z 2} = \dots \quad (7.1-1)$$

бу ерда

$P_{TOP 1}$ ,  $P_{TOP 2}$  олдинги ва кетинги вилдираклардаги тормоз кучлари,

$R_{z 1}$ ,  $R_{z 2}$  олдинги ва кетинги вилдиракларга тўғри келган тик акс-таъсир.

## **7.2. Тормоз механизми, юритмаси ва кучайтиргичига қўйиладиган талаблар**

Тормоз бошқармасига юкланган вазифанинг беками-қўст бажарилиши унга қўйиладиган талабларнинг аниқ ва заруриятли эканига на албатта унинг конструкториясида мужассамланганлигига боғлиқдир.

Тормоз бошқармаси механизм, юритма, кучайтиргичлар мажмуасидан иборатлиги ва бир умумий вазифани бажарганлиги уларга қўйиладиган талабларнинг уйғунлашиб кетишига сабабдир.

Тормоз бошқармасига қўйиладиган талаблар қуйидагича:

1. Автомобил ва автоноезд тормоз бошқармалари юқори самарадорли бўлиши керак;
2. Ҳар бир ёлдирак тормоз моментининг ўсини ва пасайиши бир вақтда баббаробар амалга ошириши керак;
3. Автомобил ва автоноезд тормоз юритмасининг ишга тушиши вақти кичик бўлиши зарур;
4. Ёлдиракларда ҳосил бўлган тормоз моментлари уларга тўғри келган юкларга ҳар доим мутаносиб бўлиши керак;  
Ҳар бир ўқининг чап ва ўнг ёлдиракларидаги тормоз кучлари тенг бўлиши зарур;
6. Тормоз механизмининг ишқаланувчи юзаларидаги ҳосил бўлган иссиқлик атроф-муҳитга яхши тарқалиши мақсадга мувофиқ;  
Колодка қондамаси ва барабан ўртасидаги ишқаланиш коэффициенти катта ва ҳар доим бирдек бўлиши зарур;
8. Тормоз механизмининг қисмлари ифлосланишдан ва намланишдан муҳофаза қилинган бўлиши зарур;
9. Тормоз юритмаси ни жараянининг ҳамма босқичларида, педагога қўйилган куч ва юритувчи момент ўртасида мутаносибликни сақлай олиши каби қўзғатувчанлик вазифасини ҳам бажариши керак;
10. Тормозланиш жараянида ёлжирлаш, чийиллаш каби товунларнинг пайдо бўлиши мумкин эмас;

11. Ҳаракат хавфсизлигини таъминлаш мақсадида тормоз бошқармасининг кўпгина қисмлари ишончли маҳкамликка эга бўлиши зарур;
12. Автопоезднинг тиркамаси фавқулодда узилиб кетса, тиркаманинг тормоз тизими уни автоматик равишда тўхтата олиши зарур;
13. Автомобил ёки автопоезд тормозланганда тормоз бошқармасининг самарадорлиги қандайлигидан қатъий назар, уларнинг ҳаракати турғун бўлиши шарт;
14. Механизмдаги тормоз колодкаси ва барабан орасидаги тирқин, қопламасининг ейилишидан қатъий назар, автоматик ростлана олиши керак;
15. Узун, настилаб борувчи йўлларда автомобилнинг тормозланишини таъминлай олиши ва тўхтаб турганда ҳаракатланиб кетмаслигини таъминлаши керак;
16. ГОСТ 22895-77 талабига мувофиқ, ҳамма турдаги енгил ва юк автомобиллари синашининг турига қараб энг кичик тормоз йўли ва энг катта ўзгармас секикликнингга эга бўлиши керак;
17. Тормоз бошқармасини бошқарини учун ҳайдовчи кам куч сарф этиши керак;
18. Ҳамма тизим ва механизмларга қўйиладиган, содда бўлиши, тап нархи кам, пухта ишлатилиши каби умумий талабларга ҳам жавоб бериши керак.

### **7.3. Тормоз бошқармасининг таснифи**

Тормоз бошқармасига қўйиладиган талабларнинг сархиллиги унинг ҳар турли конструкциясини пайдо қилади. Нативжада уларни ўрганиш, таҳлил этишда янги муаммолар ҳосил бўлади.

Бундай шароитда бирдан-бир усул, уларнинг қўйишлигига тааллуқли хусусиятларини аниқлаб, шў хусусиятларга ишбатан жойлаштиришидир. Хусусиятлар шундай бўлиши керакки, улар тормоз бошқармасининг ҳамма



конструктив кўришишларига тааллуқли бўлиши керак.

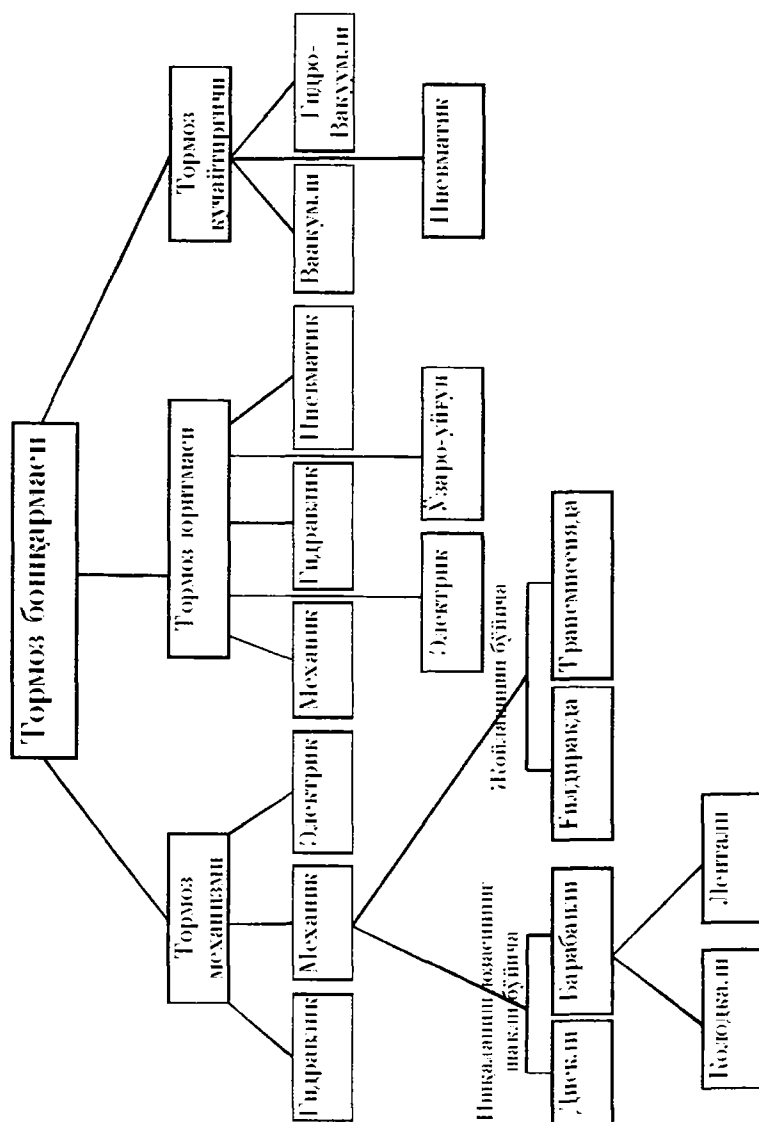
Тормоз бонивармасининг таснифи 01-расмда кўрсатилган.

Автомобилли секкилатувчи тормоз кучи, юритма ёрдамида, тормоз механизмида ҳосил бўлади. Тормоз механизми гидравлик, механик (фрикцион), электрик бўлиши мумкин.

Гидравлик механизмда тормозловчи момент иккита бир-бирига инсбатан айланувчи қисмларнинг сувоқлик қаринчилигини енгини ҳисобига (гидротормоз), лектрик тормозда эса (катта юк кўтарувчи автомобилларининг мотор-ёқдирати) ротор ва статорда бир-бирига тосқари йўналишидаги токнинг ўтишидан ҳосил бўладиган тормозловчи момент ҳисобига амалга ошади.

Автомобилларда энг кўп тарқалган механик (фрикцион) тормоз механизмларидир. Енгил автомобилларда олд ёқдиракларда дискли, кетинишида эса колодка-барабанли; юк автомобилларининг ҳамма ёқдиракларида фақат колодка-барабанли тормоз механизмлари ишлатилади. Айтилганлардан иетисно, кейинги найтларда енгил автомобилларининг ҳамма ёқдиракларида, юк автомобилларининг эса олд ёқдиракларида дискли механизмнинг ишлатилишини учратини мумкин. Пента-барабанли механизмлар автомобилларда ишлатилмай кўйилди, тракторларда эса учраб туради.

Механик юритма ҳозирги замон автомобилларининг ҳаммасида тўхтаган автомобилли жойида ушлаб турувчи тормоз сифатида ишлатилади. Гидравлик юритма эса енгил автомобилларининг эгарлик ҳаммасида ва кичик, ўрта миқдорда юк кўтара оладиган юк автомобилларда ҳам ишлатилади (УАЗ-451, ГАЗ-52, ГАЗ-53, ЗИЛ-130 ва х.к.). Шневматик юритма эса катта юк кўтароладиган автомобиллар ва автопоездларда ишлатилади. Кейинги найтда гидравлик ва шневматик юритмалар афзаллигидан фойдаланилган ўзаро-уйғун гидро-шневматик турдагилари ҳам ишлатилмоқда (масалан, УРАЛ-4320).



61 Раст. Тормоз бөлчөкмөсүнүн таснифи

Кучайтиргичлар вакуумли, гидровакуумли ва пневматик бўлиб, гидравлик юритмага эга енгил ва юк автомобилларда вакуумли, пневматик юритмасида эса пневматик кучайтиргич ишлатилади.

#### 7.4. Тормоз механизмларини баҳолаш мезонлари

Кўриб чиқилганидек, тормоз механизмларининг сархиллиги жуда ҳам кендир. Механизмларга қўйиладиган вазифаларнинг бажарила олинн даражаси ва унинг сифатини аниқлаш учун мезонлар зарурдир. Шундагина тормоз механизми ва умуман тормоз бошқармасини баҳолаш имконияти туғилади.

Баҳолаш мезонлари қуйидагилар: тормоз самарадорлигининг коэффициенти- $K_C$ ; тормознинг барқарорлиги (стабиллиги); мувозанатланганлиги ва реверсивлиги.

Тормоз самарадорлигининг коэффициенти деб колодка қонламасининг барабанга ишқаланиши натижасида ҳосил бўлган моментнинг  $M_{TOP}$  тормоз педалига босилганда колодкаларин юритувчи кучдан ҳосил бўлган  $M_{TOP}$  моментга нисбатига айтылади, яъни

$$K_C = M_{TOP} / M_{TOP} = M_{TOP} / 2 * P * r_b \quad (7.4.1)$$

бу ерда

$P$  колодкаин юритувчи куч, Н;

$r_b$  тормоз барабанининг радиуси, м.

Колодкалар соин иккиталигини таъкидлаш учун 2 коэффициенти киритилган.

Барқарорлик (стабиллик) деб ишқаланиш коэффициенти  $\mu$  ўзгарганда тормозлаш momenti  $M_{TOP}$  нинг кам ўзгарини, яъни тормозлаш самарадорлигининг ўзгармаслиги тушвилади. Барқарорлик  $K_C = f(\mu)$  функцияси билан белгиланади ва у тормоз механизмнинг статик тавсифи дейилади. Барқарор тормоз механизми  $K_C = f(\mu)$  функциясининг тўғри чизиқ эканлиги, яъни мутаносиблигидан кўришиб

туради. Айтиш жоизки, бугунги кунда, ҳаракат хавфсизлигини сақлаш жиҳатидан тормоз механизмининг барқарорлиги, самарадорлигидан ҳам юқорироқда туради.

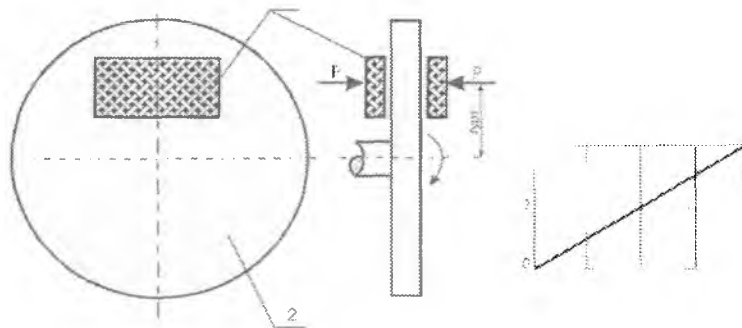
Мувозанатланганлик колодка ва барабанининг шиқаланишидан ҳосил бўлган куч билдирак подшиникларида қўшимча юкланиш ҳосил қилмайди.

Реверсивлик ҳаракат йўналишидан қатъий назар, ҳосил бўлаётган тормоз momenti бир хил бўлади.

#### 7.4.1. Дискли тормоз механизмининг таҳлили

Тормоз механизмларининг юқоридаги мезонларга асосан таҳлилининг автомобил транспортда кўпроқ тарқалган дискли ва колодка барабанли тормоз механизмлари мисолида кўриб чиқамиз.

Дискли тормоз механизмининг схемаси б2-расмда кўрсатилган.



б2-расм. Дискли тормоз механизмининг кинематик схемаси а) ва статик тавсифи

Тормозловчи момент қонлама 1 ининг билдирак тормоз цилиндрларида ҳосил бўлган  $P$  юритувчи кучлар томонидан  $\omega_n$  бурчак тезлиги билан айланиб турган тормоз дискига сиқини натижасида ҳосил бўлади.

Самарадорлик коэффициентини аниқлаймиз

$$K_C = M_{TOP} / M_{TOP} = 2P^* \mu^* r_{\text{зпр}} / 2P^* r_{\text{зпр}} = \mu \quad (7.4.1-2)$$

Агар ишқаланиш коэффициентининг энг катта қиймати  $\mu = 0,35$  бўлса,  $K_C = 0,35$  бўлади. Демак, дискли тормознинг самарадорлиги етарли катта эмас. Барқарорлик масаласига келсак,  $K_C = f(\mu)$  функцияси тўғри чизиқдан иборат (62-расм). Демак, дискли тормоз механизми барқарор. Механизм мувозанатланмаган, чунки  $M_{TOP} = 2P^* r_{\text{зпр}}$  momenti гулчак подишникларини қўшимча юклайди. Ва ниҳоят, дискли тормоз реверсив, сабаби шунки, автомобил олдинга ёки орқага юриб тормозланганда ҳам тормозланиш самарадорлиги бир хил бўлади.

Дискли тормознинг юқоридаги мезонлар бўйича тахлили, унинг афзаллик ва камчиликларини кўрсатишга имкон яратади. Тормоз механизмининг афзалликлари қуйидагича:

- энг барқарор, бу сифатта самарадорликка нисбатан қўпроқ эътибор берилади;

- эининг ўлчами кичик:

- сўвининг механизм ичига киришига бефарқ, сабаби шунки, қонламасига тушган солиштирма босим  $400-500 \text{ Н/см}^2$  ва сўв ишқаланиш даврида бир зумда парланиб кетади, кўрсатилган солиштирма босим колодка-барабанли тормоз механизминикидан 3-4 марта каттадир;

- қонлама ва диск орасидаги тирқилиш ( $0,05-0,08 \text{ мм}$ ) жуда кичиклиги туфайли уни автоматик ростлаш имконияти ортади;

- механизмининг атрофи очиқлиги туфайли, уни совутиш имконияти қўпроқ;

- реверсив.

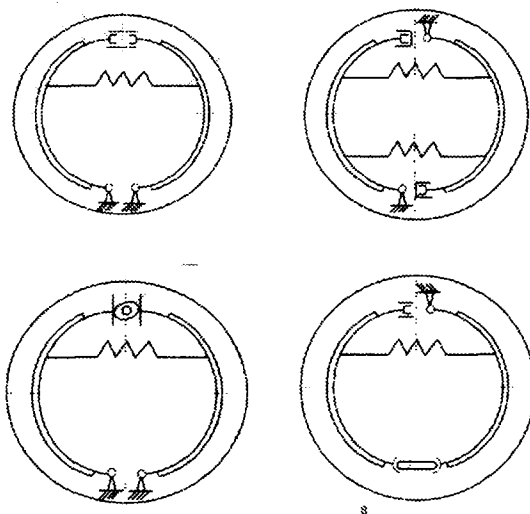
Дискли тормознинг камчиликлари қуйидагилар:

- колодка қонламалари тез ейилади, чунки уларнинг юзаси кичиклиги солиштирма босимни орттириб юборади ва ейилишини кучайтиради;
- мувозанатланган эмаслиги, подишникларининг (айниқса

ташқаридагисини) тезда индан чиқаради;  
самадардорлик коэффициенти энг кичик,  $K_C = 0,35$ .

#### 7.4.2. Колодка-барабанли тормоз механизмининг таҳлили

Колодка-барабанли тормоз механизми тўрт хил конструктив кўришида бўлиши мумкин (63-расм):



63-расм. Колодка барабанли тормоз механизмларининг турлари

1. Колодка таянчлари бир томонда жойлашган ва юритувчи кучлари тенг (63-расм, а). Бу механизм гидроюртмасли тормоз бошқармасига мансуб бўлиб, «Москвич»-412, ГАЗ-24 "Волга" ГАЗ-3102, ЗАЗ-1102, ГАЗ-66, ГАЗ-53А, ВАЗ-2108 автомобилларининг кетинги тормози мисол бўла олади.

2. Колодкалар таянчи қарама-қарши томонда жойлашган ва юритувчи кучлари тенг тормоз механизми (63-расм.б), («Москвич»-412, ГАЗ-24 "Волга" ГАЗ-66, ГАЗ-3102 автомобилларининг олдинги тормози);

3. Тормоз колодкалари бир хил масофага силжувчи механизмлар

(63-расм, в), (ЗИЛ, МАЗ, КамАЗ автомобилларининг олдинги ва кетинги тормоз механизмлари);

4. Ўзи ўта кучайтиргичли тормоз механизмлари (63-расм, г). Улар асосан тўхтаган автомобилни жойида ушлаб туриш хизматиши бажаради ва ГАЗ-66, МАЗ нинг ҳамма русумлари трансмиссиясида жойлашган.

63-расмда кўрсатилган хемаларда 1-лин цилиндр, 2-тормоз колодкаси, 3-колодкаларни тортиб турувчи пружина, 4-колодка қонламаси, колодка таянчи, 6-барабан, 7-тормоз мушгумчаси, 8-узатувчи ричаг.

Колодка таянчлари бир томонда жойлашган ва юритувчи кучлар тенг бўлган тормоз механизмини кўриб чиқайлик (64-расм). Тормоз механизмларини таҳлил этинда қуйидаги фаразлар, қабул қилинган:

$O$  ва  $O'$  таянчлар бир нуқтада жойлашган;

$V$  ва  $\Lambda$  кучлар фиксирок марказидан ўтади.

колодка қонламаларида ҳосил бўлган кичик аке-таъсир кучлар текис тақсимланган.

Чан ва ўнг колодкаларга таъсир қилувчи кучлар мувозанати тенгламаларини тузамиз.

$$\sum M_O = 0$$

$$P \cdot h + T \cdot r_{\sigma} - \Lambda \cdot a = 0 \quad (7.4.2-1)$$

Маълумки ишқаланиш кучи  $T$  қуйидагича аниқланади,

$$T = \Lambda \cdot \mu \quad \text{ёки} \quad \Lambda = T / \mu \quad (7.4.2-2)$$

7.4.2-2 қийматиин (7.4.2-1) га қўйиб  $T$  га нисбатан ечамиз, яъни

$$P \cdot h + T \cdot r_{\sigma} - (T / \mu) \cdot a = 0 \quad T = P \cdot h \cdot \mu / (a - \mu \cdot r_{\sigma}) \quad (7.4.2-3)$$

Ишқаланиш momenti  $M_{\gamma OP}$  ни аниқласак,

$$M_{\gamma OP} = T \cdot r_{\sigma} = P \cdot h \cdot \mu \cdot r_{\sigma} / (a - \mu \cdot r_{\sigma}) \quad (7.4.2-4)$$

Олдингидек, иккинчи колодка учун,  $\sum M_{O'} = 0$

$$P \cdot h - T \cdot r_{\sigma} - \Lambda \cdot a = 0$$

$$T = \Lambda \cdot \mu, \quad \Lambda = T / \mu$$

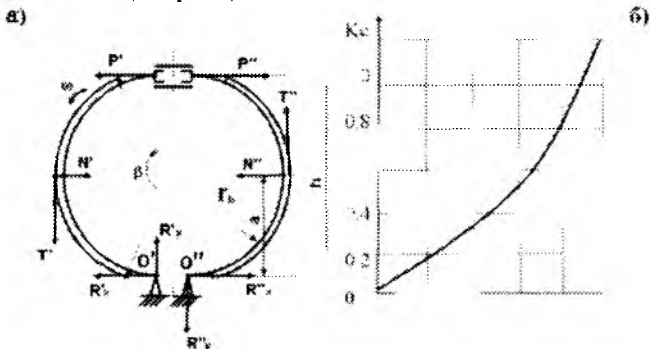
$$T = P * h * \mu / (a - \mu * r_6) \quad (7.4.2-5)$$

$$M_{ТОР} = T * r_6 = P * h * r_6 * \mu / (a + \mu * r_6)$$

Ҳилдиракда ҳосил бўлган тормоз моменти  $M_{ТОР}$  ни аниқлаймиз,  
 $M_{ТОР} = M_{ТОР} + M_{ТОР} = P * h [r_6 * \mu / (a - \mu * r_6) + r_6 * \mu / (a + \mu * r_6)]$  (7.4.2-6)  
 (7.4.2-4), (7.4.2-5) тенгламалардан кўришиб турибдики, чан ва ўнг колодкаларда ҳосил бўлаётган моментлар бир-биридан фарқ қилади. Тенгламаларнинг чан ва ўнг томонини ҳадма-ҳад бўлаемиз:

$M_{ТОР} / M_{ТОР} = (a + \mu * r_6) / (a - \mu * r_6)$  Агар  $a = r_6$  ва  $\mu = 0.35$  десак,  $M_{ТОР} / M_{ТОР} = 2$  эканлиги маълум бўлади. Шундай қилиб, олдинги колодкадаги тормоз моменти, кетингисидан икки марта каттадир. Шунинг учун ҳам олдинги колодкаларни фаол, кетингиси эса фаол эмас деб айтилади. Фаол колодкаларда юритувчи ва ишқаланиш кучларининг йўналишлари бир хил бўлгани учун колодка ва барабанлар бир-бирига қаттиқ сиқилади ва тормоз моментини катталаштиради; аксинча фаол эмасида эса, юритувчи ва ишқаланувчи кучлар қарама-қарши йўналган бўлиб, колодка барабан жуфти бир-биридан қочади, натижада, тормоз моменти тахминан икки баробар кам бўлади.

Колодкалар таянчларидаги акс-таъсир кучларини аниқлаш учун  $X$  ва  $Y$  координата ўқларига нисбатан таъсир этувчи кучларнинг мувозанат шартларини ёзамиз (64-расм).



64-расм. Колодкалар таянчлари бир томонда жойлашган ва



юритувчи кучлари тенг тормоз механизмининг кинематик схемаси а) ва статик тавеифи б)

Чап томондаги колодка учун,

$$\begin{aligned} \Sigma X = 0, \quad R_X = N - P \\ \Sigma Y = 0, \quad R_Y = T \end{aligned} \quad (7.4.2-7)$$

Маълумки,  $T = N \cdot \mu$  ундан

$$N = T / \mu = P \cdot \mu \cdot h / (a - \mu \cdot r_0) = P \cdot h / (a - \mu \cdot r_0)$$

Демак,

$$R_X = N - P = P \cdot h / (a - \mu \cdot r_0) - P = P [h / (a - \mu \cdot r_0) - 1] \quad (7.4.2-8)$$

Юқоридагига ўхшаш, ўнг колодка учун

$$\begin{aligned} R_Y = T \quad R_X = N - P, \\ N = T / \mu = P \cdot \mu \cdot h / (a + \mu \cdot r_0) = P \cdot h / (a + \mu \cdot r_0) \\ R_X = N - P = P \cdot h / (a + \mu \cdot r_0) - P = P [h / (a + \mu \cdot r_0) - 1] \end{aligned} \quad (7.4.2-9)$$

Тормоз механизмининг самарадорлик коэффициентини  $K_C$  ни аниқлаймиз.

Бунинг учун самарадорлик коэффициентининг таърифи ва (7.4.1-2) дан фойдаланамиз. (7.4.1-2) формуласининг суратидаги  $M_{TOP}$  қийматини эса (7.4.2-8) дан оламиз.

$$\text{Ўзини } K_C = M_{TOP} / 2P \cdot r_0 = \{P \cdot h [r_0 \cdot \mu / (a - \mu \cdot r_0) + r_0 \cdot \mu / (a + \mu \cdot r_0)]\} / 2P \cdot r_0 \quad (7.4.2-10)$$

Агар  $h \approx 2r_0$ ,  $a \approx r_0$  деб қабул қилиб, (7.4.2-10) ифода суратини ихчамлаштирсак, унда  $K_C = 2\mu / (1 - \mu^2)$  ифода ҳосил бўлади.

(7.4.2-10)да  $\mu = 0.35$ лигини эътироф этиб (7.4.2-10) ни ҳисобласак

$K_C \approx 0.8$ лигини аниқлаймиз.

Демак, бу турдаги колодка-барабанли тормоз механизмининг самарадорлик коэффициентини дискли тормоз механизмишиқидан 2 мартадан зиёд ортиқ экан.

(7.4.2-10) ифодасининг  $\mu$  ҳадига қийматлар бериб  $K_C = f(\mu)$  функция графинини курсак (64-расм, б) расмдагидек бўлади. Кўришиб турибдики,

бу тормоз механизми барқарор эмас, чунки функциядаги боғланиш эгри чиқиқли. Юқорида исботланганидек, (7.4.2-3, 7.4.2-4, 7.4.2-8, 7.4.2-9).

$$V \neq V \text{ ва } T \neq T'$$

Бўлгани учун, тормоз механизми мувозанатланмаган, натижада  $V$  ва  $T$  лар тегишли эскаларда гуначкадаги подшинишларда уларни қўшимча юкловчи моментлар ҳосил қилади.

Ва ниҳоят, тормоз механизми реверсив, чунки автомобил орқага юрганда колодкалар вазифаларининггина алмаштиради, натижада умумий тормоз самарадорлиги ўзгармайди.

Колодкалар таянчи қарама-қарши томонда жойланган ва юритувчи кучлари тенг тормоз механизмининг (65-расм, а,б) кўриб чиқайлик.

Расмдан кўришиб турибдики, барабан  $\omega$  йўналишида айланганда, чап ва ўнг колодкалар бир вақтда иккаласи ҳам фаолдир. Демак, колодкаларнинг барабанга ишқаланишидан ҳосил бўлган моментлар ҳам тенгдир, яъни

$M_{ТОР} = M_{ТОР}$ ,  $O$  таянчига нисбатан мувозанат тенгламасини тузиб, (7.4.2-1) (7.4.2-4) дагидек амаллар бажариладиган сўнг,

$$M_{ТОР} = M_{ТОР} = P * h * r_{\sigma} * \mu / (a - \mu * r_{\sigma}) \text{ эканлиги маълум бўлади.}$$

Натижада умумий тормозловчи момент,

$$M_{ТОР} = 2 * P * h * r_{\sigma} * \mu / (a - \mu * r_{\sigma}) \quad (7.4.2-11)$$

Колодкалар таянчларидаги акс-таъсир куч қийматлари (7.4.2-7), (7.4.2-8) дагидек бўлади.

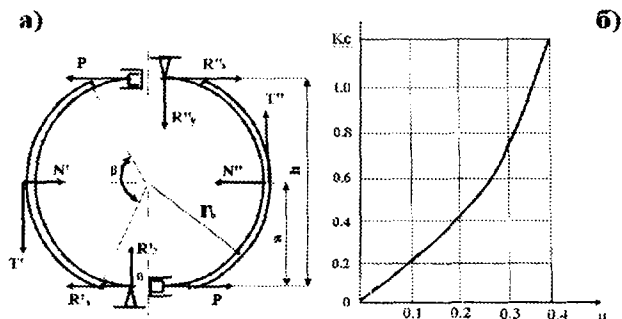
Тормоз механизмининг самарадорлик коэффициенти:

$$K_C = M_{ТОР} / M_{ТОР} = (2 * P * h * r_{\sigma} * \mu / (a - \mu * r_{\sigma})) / 2 * P * r_{\sigma} = h * \mu / (a - \mu * r_{\sigma}) \quad (7.4.2-12)$$

Айтинганидек,  $h \approx 2r_{\sigma}$ ,  $a = r_{\sigma}$ ,  $\mu = 0.35$  бўлса,  $K_C = 2\mu / (1 - \mu) = 1.08$  бўлади. (7.4.2-13).

Кўришиб турибдики, бу турдаги тормоз механизмининг самарадорлик коэффициенти дискин механизмикидан 3 марта, колодка таянчлари бир томонда жойланган механизмикидан эса 13,5 % орттир.

$K_C = f(\mu)$  функциясини (7.4.2-12) формуласидан фойдаланиб графигини қурсак, у 65-расм, б кўринишида бўлади



65-расм. Колодкалар таянчи қарама-қарши томонда жойлашган ва юритувчи кучлари тенг тормоз механизмининг кинематик схемаси а) ва статик тавенфи б)

Тормоз механизмининг статик тавенфидан кўришиб турибдими, у барқарор эмас. Сабаби шуки, функциядаги боғланиш эгри чизиқдир.

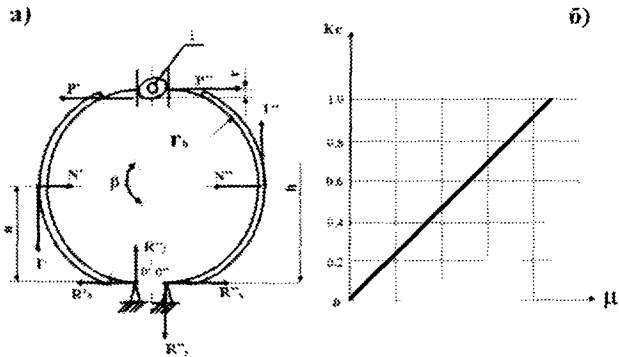
Бу тормоз механизми учун  $N = N''$   $T = T''$  бўлгани сабабли, ишқаланиш кучи ёлдирак гулчагидаги уни қўшимча юкловчи моментлар ҳосил қилмайди.

Ва ниҳоят, тормоз механизми реверсив эмас, сабаби шуки, автомобил орқага юриб тормозланганда ишқала колодкаси ҳам фаол эмас бўлади, натижада тормозланиш самарадорлиги ўзгариб, икки баробар кам бўлади.

Тормоз колодкалари бир хил масофага силжувчи механизмларни (66-расм а, б) таҳлил этайлик.

Колодкаларни керувчи мунгум симметрик бўлгани учун колодкалар бир хил масофага силжийди, натижада  $N = N''$   $T = T''$  . Лекин юритувчи  $P \neq P''$  кучлар таъсир елкалари ҳар хил бўлгани сабабли юритувчи момент таъсирида  $P \neq P''$  кучлар ҳосил бўлади. Чунки, фаол елка барабанга қаттиқроқ сиқилади (елка катта), фаол эмаси эса секинроқ

(елка кичик).



66-расм. Колодкалари бир хил масофага силжувчи тормоз механизмининг кинематик схемаси а) ва статик тавсифи б)

Юқоридагидек, мувозанат тенгламаларини тузиб, уларни ечилса, колодка ва барабанларнинг ниқаланишидан ҳосил бўлган моментлар қуйидагича аниқланади:

$$M_{TOP} = P \cdot h \cdot \mu \cdot r_0 / (a - \mu \cdot r_0)$$

$$M_{TOP} = P \cdot h \cdot \mu \cdot r_0 / (a + \mu \cdot r_0) \quad (7.4.2-14)$$

Умумий тормоз momenti:

$$M_{TOP} = M_{TOP} + M_{TOP} = h \cdot \mu \cdot r_0 \cdot \mu \cdot [P / (a - \mu \cdot r_0) + P / (a + \mu \cdot r_0)] \quad (7.4.2-15)$$

Юритувчи  $P$  ва  $P$  кучлари орасидаги боғланишни кўриб чиқамиз. Фаол колодкадаги тормоз momenti:

$$M_{TOP} = T \cdot r_0 = V \cdot \mu \cdot r_0 \quad (7.4.2-16)$$

Ниқинчи томондан (7.4.2-14) ни ҳисобга олганда,

$$V \cdot \mu \cdot r_0 = P \cdot \mu \cdot r_0 \cdot h / (a - \mu \cdot r_0), \text{ яъни } V = P \cdot h / (a - \mu \cdot r_0)$$

Шунга ўхшаш,  $V = P \cdot h / (a + \mu \cdot r_0)$

Юқорида айтганимиздек,  $V = V$  . Демак,

$$P / (a - \mu \cdot r_0) = P / (a + \mu \cdot r_0) \text{ ёки } P / P = (a + \mu \cdot r_0) / (a - \mu \cdot r_0)$$

Юқоридаги  $a \approx r_0$  ва  $\mu = 0.35$  экинчи ҳисобга олсак,  $P / P = 2$

бўлади.

Демак, фаол колодкадаги юритувчи куч, фаол эластикка қараганда икки баробар катта экан.

Тормоз механизмининг, юқорида кўрилган тўрт мезон бўйича баҳолаймиз.

Бу тормоз механизмининг самарадорлиги коэффициенти

$$K_C = 2\mu = 2 * 0.35 = 0.7.$$

Кўришиб турибдики, самарадорлик коэффициенти дискли тормозникидан икки баробар катта, лекин юқорида таҳлил этилган колодка-барабанли механизмларидан 10-15% кичикдир.

$K_C = 2\mu$  функцияси графигини кўрсак /66-расм б /, статик тавсифи тўғри чизиқдан иборатдир. Демак, тормоз механизми барқарордир.

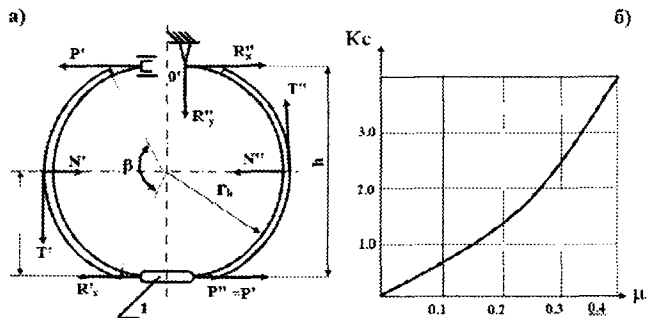
Тормоз механизмининг колодкалари бир хил масофага силжигани учун  $T = T \quad V = V$  демак мувозанатланган.

Механизм реверсив хамдир. Сабаби шунки, автомобил орқага юраётганда тормозланса, колодкалар ичи жараёнида фақат ўрни алмашгани бўлади / фаол-фаол эмас /, натижада умумий тормоз momenti ўзгармайди.

Автомобилнинг эксплуатацияси жараёнидаги тажрибадан маълумки, чап ва ўнг колодка қопламалари бир хил ейилади, чунки уларга бўлган солиштирма босим бир хил. Сабаби шунки, колодкалар бир хил масофага силжийди ва  $T = T \quad V = V$

Ўзи ўта кучайтиргичли тормоз механизмининг таҳлил этайлик (67-расм а,б).

Бу колодка-барабанли тормоз механизми бошқаларидан иккала колодка ўртасида кўшимча қисмининг, яъни оралиқ рычаг I бўлиши билан фарқ этади. /67-расм а/ даги механизм бир томонлама ишловчи бўлиб, /P юритувчи куч таъсирида /, таянч нуқтаси O ҳам биттадир. Айтиш жоизки, таянч нуқтаси иккита бўлган механизмлар ҳам mavжуддир /ГАЗ-53А, МАЗ-5335/.



67-расм. Ўзи кучайтиргичли тормоз механизмининг кинематик схемаси а) ва статик тавсифи б)

Юритувчи куч  $P$  ning таъсирида олд колодка барабанга сиқилади ва бир вақтда оралиқ рычаг  $1$  таъсирида кетинги колодка ҳам барабанга сиқилади. Олд колодканинг барабанга сиқаланиши натижасидаги  $T$  кучи кетинги колодкани яна ҳам қаттиқроқ барабанга сиқади, яъни иккала колодка ҳам фаол бўлиб қолади. Натижада, тормоз momenti ҳаддан ташқари ортиб кетади. Айтилган фикрни назарий жиҳатдан кўриб чиқайлик.

Фаол колодкадаги тормоз momenti қуйидагича бўлади:

$$M_{\text{ТОР}} = P \cdot h \cdot \mu \cdot r_{\sigma} / (a - \mu \cdot r_{\sigma})$$

Шунга ўхшаш фаол эмас колодкада:

$$M_{\text{ТОР}} = P \cdot h \cdot \mu \cdot r_{\sigma} / (a + \mu \cdot r_{\sigma}).$$

чунки иккинчи колодкани юритувчи куч  $P = R_{\lambda}$ , демак  $P = P$  фаол колодкадаги таъсир этувчи кучларининг  $X$  ўқига соялари мувозанат шартини тузамиз, яъни  $\sum X = 0$

$$R_{\lambda} = N \cdot P = P \cdot h / (a - \mu \cdot r_{\sigma}) - P$$

$$R_{\lambda} = P \text{ лигини ҳисобга олсак, } P = P \cdot h / (a - \mu \cdot r_{\sigma}) - P$$

Юқорида айтилган фаразлардан  $a \approx r_{\sigma}$ ,  $h \approx 2 \cdot r_{\sigma}$ ,  $\mu = 0.35$  фойдалансак.

$$P = P / ((2/(1-\mu)-1)) \cong 2P \quad (7.4.2-17)$$

Механизмнинг умумий тормоз моменти:

$$M_{\text{ТОР}} = M_{\text{ТОР}} + M_{\text{ТОР}} = P * h * r_{\sigma} * \mu / (a - \mu * r_{\sigma}) + P * h * r_{\sigma} * \mu / (a - \mu * r_{\sigma})$$

(7.4.2-17) ҳисобга олак,

$$M_{\text{ТОР}} = 3 * P * h * r_{\sigma} * \mu / (a - \mu * r_{\sigma})$$

Тормоз механизмни мезонлари бўйича баҳолаймиз.

$$K_C = 4\mu / (1-\mu)^2 = 4 * 0.35 / (1-0.35)^2 \approx 3.3 \quad (7.4.2-18)$$

/7.4.2-18/ дан кўришиб турибдики, тормоз самарадорлиги кўрилган механизмлариникидан энг юқори. Бундай механизмли автомобиллар тормозланса, у жараён кескин намоен бўлади, натижада йўловчи ва юклар учун ноқулайлик пайдо бўлади. Шунинг учун бу турдаги тормоз механизми трансмиссияда жойлашган тўхтатиб туриш тормози сифатида ишлатилади. Масалан, ГАЗ-53А, МАЗ-500А ва ҳ.к. автомобилларда шундай.

Ўзи қучайтиригичли тормоз механизми барқарор эмас, чунки унинг статик тавенфи эгри чизиқдан иборат /67-расм, б/.

У мувозанатланган эмас, чунки  $T \neq T$  ва  $N \neq N$  албатта реверсив ҳам эмас, сабаби шуки, автомобил орқага юраётганда тормозланса, унинг самарадорлиги ўзгаради ва кичик ҳам бўлади.

### 7.5. Тормоз кучларини ростлагичлар, уларни ҳисоблаш

Автомобил назариясидан маълумки, тормоз кучларининг ўқларга энг мувофиқ тақсимлангани кўйидаги нисбат бажарилгандагина амалга ошади:

$$P_{\text{ТОР}1} / P_{\text{ТОР}2} = R_{Z1} / R_{Z2} = \dots \quad (7.5-1)$$

Бу боғлашни мавжуд бўлганда иланиш коэффициентини  $\varphi$  дан тўла фойдаланилади, натижада тормозланиш жараёни самарадор бўлади. Яъни тормозланишдаги секинланиш даражаси ҳар хил бўлганда  $P_{\text{ТОР}1} / P_{\text{ТОР}2}$  нисбати ҳам ўзгариши керак. Бу нисбат ўзгармас бўлгани учун, секинланишнинг фақат биттагина қийматида  $\varphi$  нинг қийматида тўла

фойдаланилади. Тормозланишнинг қолган ҳамма ҳолатида иланиш коэффициентидан ё олдинги, ёки кетинги вилдиракларда тўла фойдаланилган бўлади. Яъни олдинги ёки кетинги вилдираклар муҳосара бўлган бўлади.

Маълумки, аксарият ҳолларда кетинги вилдираклар биринчи бўлиб муҳосара бўлади. Сабаби шунки, тормозланишда кетинги вилдиракларнинг юкланиши камайдн, натижада тормоз кучи иланиш кучидан катта бўлади. Орқа ўқ ёнаки сурилнб автомобил турғунлигини йўқота бошлайди.

Бу ҳолатдан қутилишнинг йўлларидаан бири, вилдиракдаги тормоз кучини ростлаб, яъни бошқариб туриб, уни муҳосараланишдан сақландир.

Ростлагич (бошқарувчи мослама) кетинги вилдираклардаги тормоз кучини унга тушган юкка мутаносиб равишда чеклаб, муҳосаралантнрмайди натижада уларнинг сираниб ҳаракатланишда турғунлигини йўқотилишдан сақлайди.

Юқоридаги (7.5-1) нисбатнинг муфассалроқ кўриниши куйидагича:

$$P_{top1} / P_{top2} = R_{Z1} / R_{Z2} = (b + \varphi h_g) / (a - \varphi h_g) \quad (7.5-2)$$

Кўришиб турибдики (7.5-2)  $P_{top1} / P_{top2}$  нисбат иланиш коэффициенти  $\varphi$ , юкнинг вазни ўзгаришига ( $a$ ,  $b$ ,  $h_g$  ўзгаради) боғлиқ.

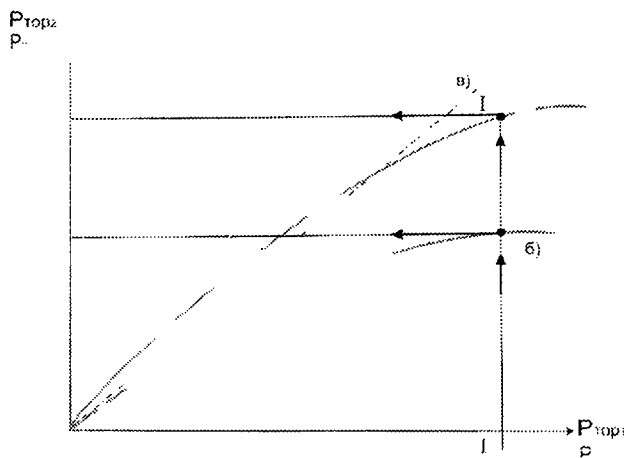
$P_{top1}$  ( $P_1$ ) ва  $P_{top2}$  ( $P_2$ ) тормоз кучлари ўртасидаги боғланиш графигини (7.5-2) га асосан қурамиз (68 расм).

График  $\varphi = I$  ва автомобилнинг юкли а), юксиз б) ҳолатлари учун қурилган ва олдинги, кетинги вилдираклардаги тормоз кучлари, юритмасидаги босим бир хил бўлганда, тенг деб қабул қилинган (68-расм).

а), б) энги чизиқлар парабола кўринишда бўлиб, тормоз кучларининг энг мақбул, яъни энг кичик тормоз йўлини таъминловчи нисбатда тақсимланганлигини кўрсатади. в) тўғри чизиғи эса, ростлагичсиз тормоз юритмасига мансуб бўлиб, олдинги ва кетинги вилдиракларда тормоз кучларининг (юритманинг босимлари ҳам) тенглиги ва ордината ( $P_{top2}$ ) ва абсцисса ( $P_{top1}$ ) масштаблари бир хил бўлганлиги сабабли абсцисса ўқига



нисбатан  $A_5^0$  жойлашгандир.



68-расм. Олдинги ва кетинги вилдираклардаги тормоз кучларининг боғланиш графиги.

68-расмдаги графикдан кўришиб турибдики,  $I-I$  кесмадаги  $P_{top1}$  қиймати, автомобилнинг юкли а) ва юксиз б) ҳолатлари учун  $P_{top2}$  дан анча каттадир. Яъни  $P_{top} > R_{z2} * \varphi$  тенгсизлиги катта диапазонда кетинги вилдиракларда мавжуд бўлади, улар биринчи бўлиб муҳосара бўлади, зетинги ўқ ёнаки сурилиб, автомобил тўрғулигини йўқотади.

Қайд этилган мушкиликдан қутилиш учун тормоз юритмасида ростлагичнинг мавжуд бўлишлик шарти кўришиб турибди.

Транспорт воситаларида ишлатилаётган ростлагичларни икки гуруҳга ажратиб мумкин:

- статик ростлагич;
- динамик ростлагич.

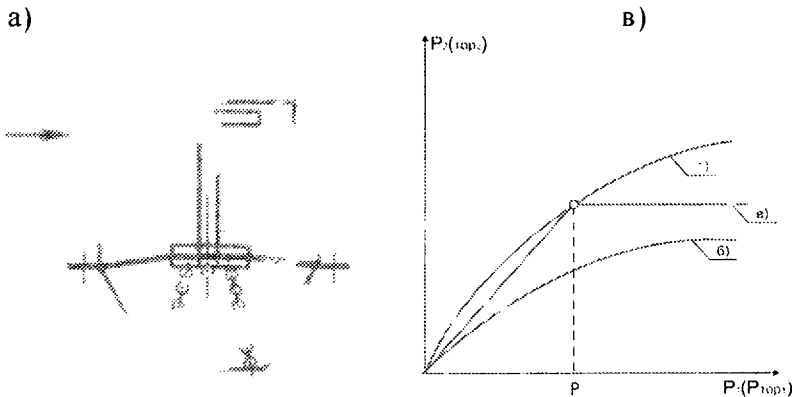
Статик ростлагич тормоз юритмасининг фақат ростлагич ўриштирилган қисмидаги босимни недалга қўйилган кучдан ҳосил бўлган босимга боғлиқ равишда чеклайди.

Динамик ростлагич эса, юритмадаги босимни нафақат недалга

қўйилган кучга эмас, балки бир вақтнинг ўзида орқа ғилдирақларга тушган юкнинг ўзгаришига боғлиқ равишда ҳам чеклайди.

Статик ростлагичга мисол тариқасида 69-расмдаги схема ва унинг статик тавсифини кўрсатиш мумкин.

69-расм а) даги ростлагич ажраткич клапанлисига мисол бўлиб, бундан ташқари мутаносиб клапанли ҳам бўлиши мумкин. Ажраткич клапанли ростлагич клапан 1, диафрагма 2, конуссимон пружина 3, умумий қобиқ 5, таг қонқоқ 4, киритиш 6 ва чиқариш 7 йўлларида иборатдир. Конуссимон пружина 3 диафрагма 2 ни эгиб, ажраткич клапан 1нинг доим очқлигини таъминлайди. Бу вақтда  $P_2 = P_1$  бўлади. Тормоз педалига босилганда, юритмадаги  $P_1$  босими  $P_1'$  қийматга эга бўлиб пружина 3 кучини енганда клапан 1 ёпилади, натижада кетинги ғилдирақлар тормоз юритмасида босим ўзгармас бўлиб қолади,  $P_2 = \text{const}$  (69-расм в). Натижада тўла юкланган автомобил учун олдинги ғилдирақлар кетингисига нисбатан тезроқ муҳосара бўлади, орқа ғилдирақлар эса муҳосара бўлмайди.



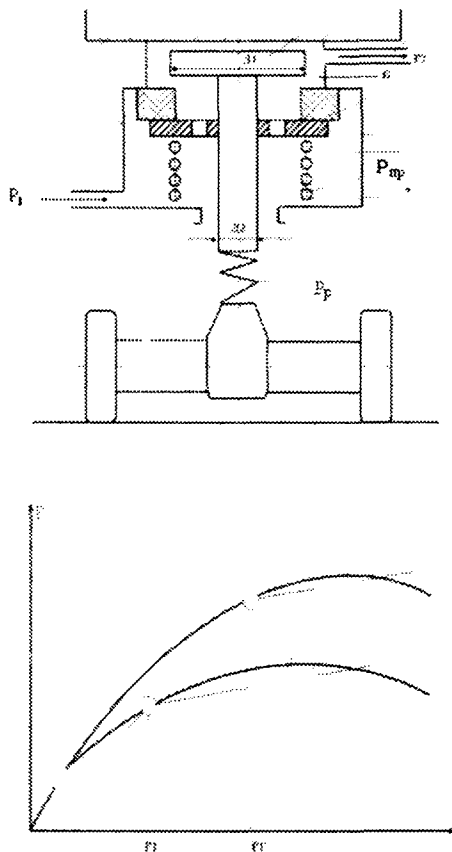
69-расм. Статик ростлагич схемаси а) ва унинг тавсифи в)

Юкланмаган автомобил учун эса  $P_1$  шиг ҳамма қийматларида кетинги ғилдирақлар муҳосара бўлади.

Динамик ростлагич (70-расм, а) енгил автомобилларнинг

гидрооригмали тормоз тизимида шкатулкади (ВАЗ-2108, ВАЗ-2101, ВАЗ-21011 ва ҳ.к.).

Ростлагич I-поршень-кланан, кетинги филдираклар тормоз механизмга асосий цилиндрдан аввал ростлагичга келади, ундан чиқиб эса тормоз механизмнинг филдирак цилиндрларига боради.



70-расм. Муқобил кланали динамик ростлагич схемаси а)ушнинг статик тавсифи в)

Шундай қилиб ростлагич, чеклагич кланан каби тормоз

механизмга узатилаётган суюқликни метёрлайди. Суюқлик ўтказиш йўли-2, поршень-клаванинг зичлагич ҳалқаси-3, таянч ҳалқаси-4, поршень-клавани пружинаси-5, орқа ўқ рессоралари-6, орқа ўқ-7, асосий цилиндрдан суюқлик ўтказиш йўли-8, автомобил кузови-9, созлагич қобиги 10 каби қисмлардан иборат.

Ростлагич гидроюртманинг асосий цилиндри ва кетинги тормоз механизми иш цилиндри орасида ўриatilган бўлиб, юритмадаги босим айнан ундан ўтиб ўзгариши парт. Яъни, суюқлик асосий цилиндрдан аввал ростлагичга келади, ундан чиқиб эса тормоз механизмининг ёлдирак цилиндрига боради. Шундай қилиб ростлагич, чеклагич клапан каби тормоз механизмга узатилаётган суюқликни меёрлайди.

Ростлагичнинг ишланиш куйидагича. Асосий цилиндрдан  $P_1$  босим билан келаётган суюқлик  $A$  ҳажми тўлдириб, 4-таянч ҳалқасининг тешикларида ўтиб 1-поршень-клаванинг атрофидаги  $B$  ҳажми ҳам эгаллайди ва  $P_2$  босим билан кетинги ёлдирак тормоз механизмининг иш цилиндрига боради. Пружина 5 поршень-клаванинг зичлагич ҳалқаси 3 иш зичлагич қобиги 10 га сиқиб турганлиги учун  $P_1$  ва  $P_2$  босимлар орасидаги тафовут поршень-клавани 1 ва зичлагич ҳалқаси 3 орасидаги тирқишнинг катталигига боғлиқдир. Бундан ташқари, поршень-клаванининг 1 боши ва оёқ қисми диаметрлари фарқи ва  $D_1 > D_2$  бўлгани учун  $P_1$  босим орқанда ҳосил бўладиган гидростатик куч поршень-клаванини дастга туширишига, пружина 5 эса унга қаршилик кўрсатишига ҳаракат қилади. Автомобил қанчалик шиддат билан тормозланса, кузовининг орқа қисми шунчалик кўтарилади. 1-3 қисмлар ўртасидаги тирқиш эса кичрайдди, натижада  $P_2$  босим камайдди.

Демак, кетинги ёлдирак тормоз механизми иш цилиндридаги  $P_2$  босим бир вақтда  $P_1$  нинг ўзгариши ва кетинги ёлдиракларининг юкланишига қараб ўзгарар экан. Динамик ростлагичнинг статик тавсифини кўриб чиқайлик (70-расм, в).

Асосий цилиндрдан келаётган босим юксив б) автомобил учун  $P_1$

юкли автомобил а) учун эса  $P_1$  бўлганда  $P_1 = P_2$  бўлади, чунки поршень-клаван I нинга тушгани йўқ ( $\Delta$ ).  $P_1$  ни яна ҳам ошира борсак, кузов автомобилнинг секнлавлани меърига боғлиқ равишда олд томонга оғиб поршень-клаван ўз вазифасини бажара бошлайди, яъни  $P_2 < P_1$  бўла бошлайди.  $P_2$  босим бир вақтнинг ўзида  $P_1$  босим, орқа ўқнинг юки ва автомобилнинг секнлавлани даражасига боғлиқдир (синик чизиқнинг  $B$  қисми).

Поршень-клаванинг мувозанат шарти куйидагича:

$$P_2 \pi D_2^2 / 4 - P_1 (\pi D_2^2 / 4 - \pi D_1^2 / 4) - P_{HP} - P_p = 0 \quad (7.6-3)$$

$P_2$  ни аниқлаймиз:

$$P_2 = P_1 (\pi D_2^2 / 4 - \pi D_1^2 / 4) / (\pi D_2^2 / 4) + P_{HP} / (\pi D_2^2 / 4) + P_p (\pi D_2^2 / 4) \quad (7.6-4)$$

Автомобилнинг орқа ёлдиракларга тушган юк қанча кам бўлса, ростлагич шунча вақтсирок нинга тушади.  $A-B$  синик чизиқнинг  $A$  қисмининг оғиш бурчаги  $D_2 / D_1$  нисбаттагина боғлиқдир, чунки поршень-клаван нинга тушгани йўқ;  $B$  қисми эса кетинги ўққа тушган юкка боғлиқ ва у қанча катта бўлса,  $B$  чизини шунчалик юқорилашиб боради.

Графикдан кўришиб турибдики, автомобилнинг юкли а) ва юксиз б) ҳолатдаги фарқ кичик бўлгандагина бу ростлагич ўз вазифасини бажара олади. Юк автомобилда бу фарқ жуда катталиги туфайли шу турдаги ростлагичнинг ишлатилиши мақсадга мувофиқ эмас, чунки юксиз автомобил тормозланганда ҳар доим кетинги ёлдираклар муҳосара бўлаверади. Демак, юк автомобилга шундай ростлагич зарурки, у юк ўзгаринининг ҳамма қийматларида ишлайверсин.

## 7.6. Автомобил ёлдиракларининг муҳосара бўлмаслигини

### таъминловчи тизимлар

Ростлагичларни муфассал ўрганишдан маълум бўлдики, улар ёлдиракларининг муҳосараланишининдан айрим хусусий ҳолатдагина қутқара олади. Бундан ташқари, ростлагичларнинг мавжудлиги тормозланиши

самарадорлигини 10-15% камайтиради. Сабаби шунки, ғилдираklarнинг муҳосараланишдан сақлани учун колодка қопламаларининг барабанга ишқаланиш меъёри сунъий камайтирилади.

Шундай қилиб, ғилдираklarнинг муҳосараланишига қарши механизмлар ростлагичлар ривожини юқори поғонаси бўлиб юзага келади.

Муҳосараланишига қарши механизмларининг вазифаси энг мақбул тормоз самарадорлигини мавжуд этини ва бир вақтнинг ўзиде автомобилнинг турғунлик ва бошқарилувчанлигини таъминлашдир.

Маълумки, тормозланиш жараёнида ғилдираklarнинг йўл билан плашини коэффициенти катта аҳамиятга моликдир. Таърибада плашини коэффициентини ғилдираklar муҳосараланган ҳолатда йўлга нисбатан сирганиб ҳаракатланаётганида аниқланади. Нативижада, ҳақиқатдан узокроқ қиймат аниқланади. Чунки ғилдираklarнинг йўл билан плашини коэффициенти нафақат йўл қопламасининг ҳолати, балки тормозланиш даврида, унинг йўлда сирганиш даражасига ҳам боғлиқдир /масалан, тормозланаётган ғилдираklarнинг тезлиги, унинг хусусияти ва ҳ.к. /.

Плашини коэффициенти автомобилнинг бўйлама  $\varphi_x$  ва кўңдаланг  $\varphi_y$  ўқига нисбатан аниқланиши мумкин.

71-расмда тормозланаётган ғилдираklarнинг йўлга нисбатан нисбий сирганиш  $S$  абсцисса ўқига фоиъз ҳисобида кўрсатилган.

$$S = (V_a - \omega_T * r_0) / V_a \quad (7.7.1)$$

бу ерда,

$V_a$  - автомобилнинг тезлиги, м/с;

$\omega_T$  - тормозланаётган ғилдираklarнинг бурчак тезлиги, рад/сек;

$r_0$  - ғилдираklarнинг озод радиуси, м.

Агар  $\omega_T = 0$  бўлса, ғилдираklar айланмайди, яъни муҳосараланган бўлади, натижижада у йўлга нисбатан 100% сирганиб ҳаракатланади.  $\varphi_x$  нинг энг катта қийматига тўғри келган нисбий сирганиш критик дейилади, яъни  $S_{кр}$  нинг қиймати 0,1...0,3 орасида бўлиб, бу ораликда  $\varphi_y$  нинг қиймати

хам старлича каттадир. Юқорида таъкидланганидек, агар  $S = I$  бўлса,  $\varphi_x$ , айниқса  $\varphi_y$  камайиб кетади, натижада автомобилнинг тормозланиш самарадорлиги камаяди, турғунлиги, бошқарилувчанлиги ёмонлашади.

$$\Phi_x \Phi_y$$

$$\Phi_x$$

$$\Phi_y$$

71-расм. Планиш коэффициенти билан нисбий сираниш орасидаги боғланиш графиги.

Ғилдиракларнинг муҳосараланишига қарши мослама нисбий сиранишни  $S_{кр}$  чегарасида тутиб туриши керак, шундагина тормозланиш тавсифи энг қўлай бўлади. Бунинг учун ғилдиракларда ҳосил бўлаётган тормоз моментини автоматик равишда сошлаб туриши лозим.

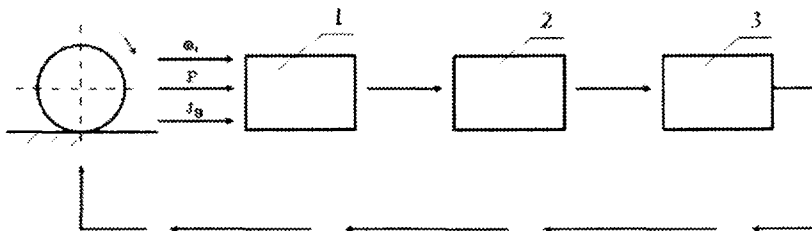
Конструкциясининг қандайлигидан қатъий назар, муҳосараланишга қарши тизимлар уч қисмдан иборат /72-расм /

датчик 1 -ғилдиракнинг тормозланиш жараёнига тааллуқли маълумотларни / ғилдиракнинг бурчак тезлиги, юритмадаги босим ва ҳ.к. / йиғади ва узатади;

бошқариш қисми 2 датчикдан олинган маълумотни магнитқий таҳлил этиб ва ишлаб буйруқ сифатида бажарувчи механизмга узатади;

бажарувчи механизм 3 /энг соддаси, юритмадаги босимни ўзгартиради/ буйруқнинг маъносига асосан юритмадаги босимни камайитириши, бир метёрда ушлаши, ошириши мумкин.

72-расмдан кўришиб турибдики, вилдиракларнинг муҳосараланишига қарши тизимнинг иш жараёни цикликдир, бу унинг инерцияга эгаллигидан дарак беради.



72-расм. Муҳосараланишига қарши тизим ишлашнинг принципиал схемаси

Муҳосараланишига қарши тизимнинг сифати унга қўйиладиган талабларнинг қандай бажарилишига боғлиқ. Улар қуйидагича:

- тормозланаётган вилдиракнинг сирпаниши  $S_{кр}=0.1...0.3$  чегарасида бўлиши керак, чунки  $\varphi_{\Delta}$ ,  $\varphi_{\gamma}$  қийматлари катта бўлиб,
- тормозланиш самарадорлигининг юқори бўлиши, автомобилнинг турғун ва бошқариладувчан бўлиши таъминланади;
- юритмадаги босимнинг циклик тебраниш даражаси ҳаддан таниқари катта бўлмаслиги керак; катта бўлса, автомобил силтаб тормозланади, трансмиссия ортиқча юкланади, йўловчи ва юк учун шарапт ёмонланади;
- тизимнинг тезкор ишлаши мақсадга мувофиқ, тезкорлик тормоз моментининг циклик частотаси билан мутаносиб боғлиқдир; тормоз моментининг ўзгарши частотаси қанча катта бўлса, тормозланиш жараёни шунча сокин ўтади;



тизим тормозлашни шароитининг ўзгаришига мослана олиш қобилиятига эга бўлиши керак, масалан, автомобил ҳаракати даврида иланиш коэффициентини  $\varphi$  ўзгартириб туради.

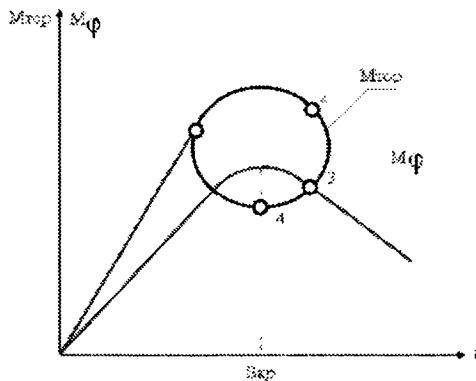
Ўз навбатида, бу ҳолат тормоз кучининг иланиш кучи билан бўладиган мулоқотида ўз таъсирини ўтказди;

тизим иш суюқлиги /газини / кам сарф этиши мақсадга мувофиқ бўлиши керак;

тизим арзон ва содда бўлиши, нухта ишлаши зарур.

Мухосараланишига қарши тизимлар ҳар хил алгоритм билан ишлаши мумкин ва улар бир-биридан мураккаблиги, амалга оширилишидаги сарф-ҳаражатлар, қўйилган талабларин қондира олиши билан фарқ қилади.

Тормозланаётган вилдиракнинг секинлашни алгоритми билан ишловчи муҳосараланишига қарши тизим иш жараёнини таҳлил этайлик /73-расм/.



73-расм. Секинлашни алгоритми билан ишловчи муҳосараланишига қарши тизимнинг иш жараёни графиги

Тормозланаётган вилдиракнинг ҳаракат тенгламаси қуйидагича:

$$J_F \cdot \varepsilon_T = M_{TOP} - M_\varphi \quad (7.7-2)$$

бу ерда

$J_F$  - ғилдиракнинг инерция моменти,  $H^*m^*c^2$ ;

$\varepsilon_T$  - тормозланаётган ғилдиракнинг бурчак тезлиниши,  $рад / c^2$ ;

$M_{TOP}$  - тормоз механизмида ҳосил бўлаётган момент,  $H^*m$ ;

$M_\varphi$  - ғилдиракнинг йўл билан янашши шарти бўйича мавжуд бўлган момент,  $H^*m$ .

$M_{TOP} = f(S)$  ва  $M_\varphi = f(S)$  графиклари / 7.7-2 / тенгласига асосан қурилган.  $M_\varphi = R_Z^*r_d^*\varphi$  экани маълум бўлганлиги учун,  $M_\varphi = f(S)$  графиги 71-расмдаги  $\varphi = f(S)$  дан фақат масштаби билан фарқ этади ҳолос.

73-расмдаги графиклар ёрдамида ғилдиракнинг муҳосараланишига қарши тизимнинг иш жараёнини қўриб чиқайлик.

Ҳайдовчи тормоз ишдашши босқичида / 0 -1 чизиғи / тормоз моменти ортиб бориб, 0 -1 чизиғининг ҳамма қисмларида  $M_{TOP} > M_\varphi$  тенгсизлиги мавжуддир. Натижада, ғилдиракнинг айланиши секинлашади ва бир вақтнинг ўзида унинг йўлга нисбатан нисбий сираниши ортади. 1-2 чизиғи чегарасида  $M_\varphi$  нинг тезкор камайиши  $M_{TOP} - M_\varphi$  айирмасининг ҳаддан танқари орғишини таъминлайди, чунки ғилдиракнинг секинлашиши даражаси юқоридаги айирмага мутаносибдир, яъни  $\varepsilon_T = (M_{TOP} - M_\varphi) / J_F$  ғилдирак секинлашиши даражасининг тезкор ўсиши унинг нисбий сираниши  $S_{KP}$  дан ортиб кетганидан дарак беради. Бу хабарни датчик /72-расм / бошқариш қисми 2 га узатади ва унинг таҳлилидан сўнг буйруқ сифатида бажарувчи механизм 3 га боради. Натижада, 2 нуқтасида тормоз юритмасида босимнинг насайиши зарурлиги буйруғи олинади. Бажарувчи механизм 3 буйруқни бажо келтиради, 2 -3 чизиғи чегарасида  $M_{TOP}$  тезкор камаяди. 3 нуқтасида  $M_{TOP} = M_\varphi$  бўлганлиги учун /7.7-2/ тенгласига биноан секинлашиши жараёни тўхтайдди, яъни  $\varepsilon_T = 0$ .

Секинлашишининг йўқлиги 1-2-3 тизимининг алгоритмига асосан, бошқариш қисми 2 бажарувчи механизм 3 га янги буйруқ, яъни тормоз юритмасидаги босимни ўзгартирмасликка,  $M_{TOP} = const$  бўлишини талаб

элади. Буйруқнинг бажарилиши 3-4 чизиги чегарасида амалга олади. Бу ерда  $M_\varphi > M_{TOP}$  бўлгани учун /7.7-2/, формуласига асосан  $\varepsilon_T$  манфий бўлади, демак ёлдирак аввалгидек тезлана бошлайди. 4 нуқтада  $M_\varphi$  нинг қиймати энг катта бўлади ( $M_\varphi = M_{TOP}$  ҳам), ёлдирак энг катта тезлашига эга бўлади. Бу эса 4 нуқтада бошқарши қисми 2 нинг бажарувчи механизм 3 га янги буйруқ, яъни тормоз юритмасида босимни қўнайитиришни таъкидланади.

Шундай қилиб, юқорида қайд этилган цикл қайтарилмаверади. Бу эса ёлдиракнинг нисбий сирванилиши  $\varphi_1, \varphi_2$  ларининг энг катта қиймати чегарасида ушлаб туришни таъминлайди.

Албатта, қайд этилган жараёни идеаллаштирилгансир. Чунки, илгари айтилганидек, тизим инерцияга эга. Буни ҳисобга олиб буйруқлар илгарироқ берилиши зарур.

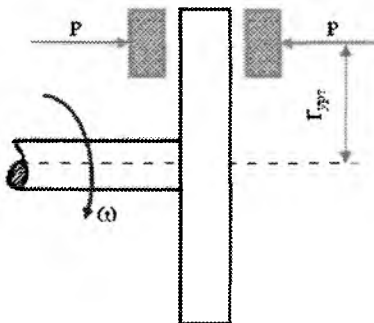
Ёлдиракнинг муҳосараланишига қарши тизимлар ичи жараёни икки ва уч фазали бўлиши мумкин. Икки фазали бўлса, цикл юритмада босимнинг ортини-камайиниши зайилда, уч фазалида эса, юритмада босимнинг ортини-камайиниши бир метёрда ушлаб турилиши тартибда бўлади.

Муҳосараланишига қарши тизимлар механик ва электромеханик турида бўлиши мумкин. Электромеханик тизимда электрон қисмларининг қўлиги уни мураккаблантиради, нарҳини орттиради, нуқта ишлашини таъминлаш олмайд. Шунинг учун ҳозирги вақтда яна механик тизимларини ишлатишига қайтилишти.

### 7.7. Тормоз механизми ва юритмаларини ҳисоблаш

Тормоз механизмининг ҳисоблаш унга танланган ўлчамлар таъсирда ҳосил бўлаётган тормозлаш моментини  $M_{TOP}$  ва тик акс-таъсирларини  $N$  аниқлаш ва унинг ичи жараёнини тавсифлаб берувчи ва баҳоловчи тормоз қоннамаларига солиштирма юкланиши  $p$ ; ишқаланишидаги солиштирма ичи  $q$  барабанининг қизиниши ва ҳ.к. лар билан чекланади.

Колодка-барабанли тормоз механизмларининг ҳар хил турлари учун тормоз моменти  $M_{ТОР}$  ва тик аке-таъсир  $N$  ларини аниқлаш 7.4.2 матнда кўрсатилган. Дискли тормоз учун ҳисоблаш схемаси 74-расмда кўрсатилган.



74-расм. Дискли тормоз механизмни ҳисоблаш схемаси

Қондаларнинг дисска ишқаланишидан ҳосил бўлган тормозловчи момент:

$$M_{ТОР} = 2 * P * r_{ypT} * \mu \quad (7.7-1)$$

бу ерда

$r_{ypT}$ -ишқаланиш кучларининг тенг таъсир этувчиси қўйилган радиус, м;

$\mu = 0,35$ - ишқаланиш коэффициенти;

$P$  колодкаларни барабанга сиқувчи элементар кучлар йиғиндиси, Н.

Колодкаларни барабанга сиқувчи куч:

$$P = 0,25 * \pi * p * \sum_{i=1}^n d_u^2 * i \quad (7.7-2)$$

бу ерда

$p$  суюқлик босими,  $МПа$ ;

$d_u$  дискнинг бир томонидаги тормоз цилиндрларининг диаметри, см;

$i$  ишқаланиш юзаларининг сон.

Тормоз қондаларига солиштирма юкланиш қўйидагича аниқланади:

$$\rho = m_a / \Sigma F_{II} \quad \text{МПа} \quad (7.7-3)$$

бу ерда

$m_a$  автомобилнинг тўла массаси, кг;

$\Sigma F_{II}$  тормоз қондаларининг умумий юзаси,  $\text{см}^2$ .

Автобуслар учун  $\rho = 0,25 \dots 0,4 \text{ МПа}$ , енгил автомобилларга

$\rho = 0,15 \dots 0,2 \text{ МПа}$ , юк автомобиллари учун эса  $\rho = 0,2 \dots 0,4 \text{ МПа}$  эканлиги маълум.

Кўришиб турибдики, автобус ва юк автомобиллари учун қондаларга солиштирма юкланиши каттадир, патижада эксплуатация даврида у тезроқ сийнади.

Айтиши жоизки, кўрсатилган солиштирма юкланиши бўйича маълумотлар колодка-барабанли тормоз механизмларига тегишлидир. Дискли тормозлар учун  $\rho$  анча юқори, сабаб шунки қондаларининг юзаси нисбатан кичик бўлади.

Колодкаларининг барабанга ишқаланишидаги солиштирма иш қуйидагича ҳисобланади:

$$Q = V / \Sigma F_{II} = m_a V^2_a / 2 \Sigma F_{II} \quad (7.7-4)$$

бу ерда

$Q$  катта тезлик билан ҳаракатланаётган автомобилнинг тормозланиши бошланишидаги кинетик энергияси;

$\Sigma F_{II}$  тормоз колодкалари қондаларининг жами юзаси,  $\text{см}^2$ .

Ишқаланишидаги солиштирма ишнинг ўртача қийматлари енгил автомобиллар учун  $70 \dots 90 \text{ Н*м/см}^2$ , юк автомобиллари учун  $120 \dots 200 \text{ Н*м/см}^2$ , автобусларга эса  $100 \dots 150 \text{ Н*м/см}^2$  га тенгдир. Кўришиб турибдики, юк автомобилли ва автобус тормоз механизмлари оғир шароитда ишлайди. Чунки колодка қондалари ва барабанининг ишқаланишидан улар қизиқди, сийлиши эса қучаяди. Ишқаланишидаги иш жараёнини енгилангирини учун /7.7-4/ нисбатининг махражини орттириши керак, яъни тормоз қондаларининг юзасини қўнайитириши, барабан диаметри ва элини

ортириши керак.

Ишқаланиш жараёнида иссиқлик пайдо бўлиши муқаррардир. Натижада колодка ва барабанлар қизийди. Шу сабабдан ишқаланиш коэффициенти  $\mu$  камайиб, тормозланиш самардорлигининг пасайишига олиб келади. Демак, барабанларнинг меъёридан ортиқ қизishi мақсадга мувофиқ эмас.

Тормоз барабанининг бир марта тормозлангандаги қизishi қуйидагича аниқланади:

$$\tau^{\circ} = m_a \cdot V_a^2 / 2 \cdot C_b \cdot c \leq [\tau^{\circ}] \quad (7.7-5)$$

бу ерда

$m_a$  – тормозланаётган вилдиракларга тушган автомобилнинг массаси, кг;

$C_b$  – барабан массаси, кг;

барабан материалининг солиштира иссиқлик сифми, чўян учун  $c = 500 \text{ Дж / (кг} \cdot \text{Кельвин)}$  ёки  $c = 0,115 \text{ ккал / (кг} \cdot \text{градус)}$ ;

$[\tau^{\circ}]$  – барабанининг рухсат этилган қизishi даражаси.  $[\tau^{\circ}] = 10 \dots 20^{\circ}\text{C}$ .

Тормоз юритмалари ҳайдовчи томонидан бедалга қўйилган кучни тормоз механизмларига узатиш вазифасини бажаради. Юритмалар, юқорида /7.2./ кўрсатилгандан ташқари, яна қуйидаги талабларни қондириши керак:

тормоз механизмларини тез ва бир вақтда ҳаракатга келтириши зарур;

механизмларга, уларни юритувчи кучларини меъёрида тақсимлаши керак;

ф.и.к. юқори бўлиши мақсадга мувофиқ.

Айтилганидек, механик юритма асосан автомобилни жойида тўхтатиб турувчи механизмларда ишлатилади. Унинг асосий афзаллиги, автомобилни чекланмаган вақт ўз жойида ушлаб туради. Механик юритма камчиликлардан ҳам холи эмас, яъни:

эксплуатацияда вилдирак тормозларининг бир вақтда ишлай

босқашини таъминлай олмайди;

ғилдирак тормозларидаги юритувчи кучларни зарур миқдорда бўлишини таъминлай олмайди;

ф.п.к. кичик.

Гидравлик юритмада энергия суюқлиқнинг босими ҳисобига узатилиб, суюқлиқнинг сиклмаслик хусусияти жуда асқотади. Натижада, у уш қўнгина афзалликларга эга қилади, яъни:

тормоз кучларини ўқларга зарурий қийматларда тақсимлаш

/цилиндрларнинг диаметрини ҳар хил қилиш ҳисобига /;

инга тушини вақти кам;

ф.п.к. юқори;

масса ва ўлчамлари кичик.

Шу билан бирга у камчиликлардан ҳоли эмас:

ини жараёнида катта босим ( $10...12 \text{ МПа}$ ) пайдо бўлганлиги учун, суюқлик ўтмаслик даражасидаги зичлиқни таъминлаб бўлмайди;

суюқлик ўтказувчи қисмлар ишдан чиқса, юритма вазифасини ба-жара олмайди;

ҳарорат насайганда ф.п.к. камади;

ўртача ва катта юк кўтара оладиган автомобилларда ишлатилиш қийин.

Юритмани ҳисоблашдан асосий мақсад иници ва ғилдираклардаги цилиндр диаметрлари, рычагларнинг ўлчамларини ва ҳ.к аниқлашдан иборатдир.

Гидроюритмада /75-расм/ тормоз педалига қўйиладиган куч қўйидагича аниқланади:

$$P_{исл} = \pi d_a^2 p_0 / 4 * \eta_{ю} * i_n \quad (7.8-6)$$

бу ерда

$d_a$  асосий цилиндрининг диаметри,  $м$ ;

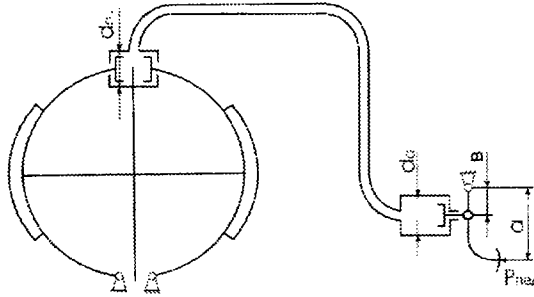
$p_0$  тормоз суюқлиқнинг босими,  $p_0 = 8...10 \text{ МПа}$ ;

$\eta_{\text{ю}}$  юритманинг ф.и.к,  $\eta_{\text{ю}} = 0,9 \dots 0,95$ ;

$i_n$  тормоз педалининг узатиш сони,  $i_n = a / b$ .

Колодкаларни керувчи куч қўйидагича аниқланади:

$$P = P = P_{\text{пед}} * i_n * d_p^2 / d_a^2 \quad (7.8-7)$$



75-расм. Тормоз тизимининг гидроюритмасини ҳисоблаш схемаси

Пневматик тормоз юритмасининг пневматик схемаси 76-расмда кўрсатилган.

Тормоз механизмидаги момент қўйидагича аниқланади:

$$M_{\text{тор}} = R_Z * \varphi \quad (7.8-8)$$

Бу ерда  $\varphi = 0,8 \dots 0,9$  деб қабул этилади.

Тормоз колодкалари бир хил масофага силжувчи механизмлар учун /66 -расм / тормоз momenti:

$$\begin{aligned} M_{\text{тор}} &= M_{\text{тор}} = M_{\text{тор}} / 2, \text{ яъни} \\ M_{\text{тор}} &= P * r_{\delta} * \mu * h / (a - \mu * r_{\delta}) \\ M_{\text{тор}} &= P * r_{\delta} * \mu * h / (a + \mu * r_{\delta}) \end{aligned} \quad (7.8-9)$$

/7.8-9/ дан  $P$  ва  $P$  юритувчи кучларини аниқлаш мумкин:

$$\begin{aligned} P &= M_{\text{тор}} / (a - \mu * r_{\delta}) * \mu * h * r_{\delta} \\ P &= M_{\text{тор}} / (a + \mu * r_{\delta}) * \mu * h * r_{\delta} \end{aligned} \quad (7.8-10)$$

Тормоз колодкаларини керувчи мушгумлардаги  $L$  момент қўйидагича



аниқланади:

$$M_B = P_1 * r_1 + P_2 * r_2 = (P_1 + P_2) * r_1$$

бу ерда,

$r_1$  - елка, м.

Тормоз камерасининг 2 штокдаги 3 куч:

$$P_M = M_B / l$$

бу ерда,

$l$  - керувчи муштум ричагининг елкаси, см.

Тормоз камерасидаги босим:

$$P_B = P_M / F_1$$

бу ерда

$F_1$  - тормоз камераси диафрагмасининг юзаси, см<sup>2</sup>.

Тормоз краининг 4 пориенига 5 таъсир этувчи куч:

$$P_H = P_B * F_2 + P_{np}$$

бу ерда

$F_2$  - тормоз краини пориенининг юзаси, см<sup>2</sup>;

$P_{np}$  - пружинанинг кучи, Н.

Ва ниҳоят, тормоз педалидаги куч қуйидагича аниқланади:

$$P_{ped} = P_H * b/a \quad (7.8-11)$$

### 7.8. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар

1. Тормоз бошқармасининг заруриятини айтиш.
2. Тормоз бошқармасининг вазифасини тунуштириш.
3. Тормоз бошқармасининг турларини айтиш.
4. Тормозлашни самарадорлигининг шарт.
5. Ёилдиракларнинг бир вақтда тормозлашинининг зарурияти.
6. Тормоз юритмасининг шига тушини вақтининг кичик бўлиш талабини тунуштириш.
7. Тормоз моментларининг уларга тўғри келган юкларга муносиб

бўлиш шартини айтинг;

8. Автомобилнинг чан ва ўнг томонидаги елдираклар тормоз моментлари тенгсизлигининг, автомобил турғувлишига таъсирини тушунтиринг.
9. Тормозланиш жараёнида механизмда ҳосил бўлган иссиқликни камайтириш заруриятини исботланг.
10. Колодка қонламаси ва барабан ўртасидаги ишқаланиш коэффициенти ўзгаришини тушунтиринг.
11. Тормоз механизми герметик бўлиши заруриятини айтинг.
12. Тормоз тизимининг иш жараёнида кузатувчанлик хусусиятининг боиси сабабини айтинг.
13. Колодка қонламаси ва барабан орасидаги тирқишнинг автоматик созланиши заруриятини исботланг.
14. Автомобил узун ва настиаб борувчи йўлда ҳаракатланса, унинг иш жараёни қандай бўлишини тавсифланг.
15. Тормоз тизимида энг кичик тормоз йўли ва энг катта секинланишни таъминлаш талабини тушунтиринг.
16. Тормозни бошқаришда ҳайдовчи кам куч сарф қилишнинг зарурияти ва уни таъминлаш усулларини айтинг.
17. Тормоз механизмининг баҳолаш мезонларидан самарадорлик ва барқарорлик мавқеини таққосланг.
18. Дискли тормоз механизмининг кўпроқ олд елдиракларда қўлланилишини асослаб бериш.
19. Самарадорлиги энг кичик бўлишига қарамай, дискли тормоз механизмининг тормоз тизимида ишлатилиши сабабини айтинг.
20. Дискли тормоз механизми колодка қонламасининг тез ёйилиши сабабини тушунтиринг.
21. Тормоз колодкаларининг фаол ва фаол эмас бўлиш сабабларини айтинг.
22. Тормоз кучи ростлагичларининг зарурияти.

23. Тормоз кучларини ўқларга қандай тақсимлаш мақсадли эканлигини айтиш.
24. Тормозлашни жараёнида кўпинча кетинги ёлдиракларнинг биринчи бўлиб муҳосараланишига сабабини айтиш.
25. Тормозлашни жараёнидаги муҳосараланишни умуман йўқ қилиш заруриятини тушунтириш.
26. Тормоз тизимида муҳосараланишга қарин мосламаларнинг кам шиллатилиши сабабларини асослаш.

## **8. Рул бошқармаси**

### **8.1. Рул бошқармасининг зарурияти**

Транспорт воситалари ўзларига юклатилган вазифани бажаришда бошқарувчи ёлдиракларини чап ва ўнгга бурни, орқага қайтиш, майдончада тўла бурилиш каби ҳаракатларини бажариши керак. Автомобилнинг бурилиш даврида эса унинг чап ва ўнг ёлдираклари ҳар хил радиусли айланалар бўйлаб юради. Натижада ёлдирақлар ён томонга сирганиб ҳаракатланишга мажбур, бу эса шишаларининг ейилишига, осма, кўприк, рамаalarda ортиқча юкланишининг пайдо бўлишига олиб келади.

Ҳайдовчи автомобилни бошқариш вақтида ёлдирак ва йўлнинг таъсиридан ҳосил бўлган қаршилик автомобил массасига мутаносиб орттиб боради ва унинг ни шароитини қийинлаштиради, ҳаракат хавфизлигини таъминлашда муаммолар пайдо қилади. Шундай қилиб, рул бошқармаси бошқарилувчи ёлдиракларининг бурилиш натижасида автомобилни ҳайдовчи томондан енгил бошқаришни таъминлаш вазифасини бажаради.

Рул бошқармаси куйидаги учта асосий қисмдан иборат:

- рул механизми;
- рул юритмаси;
- кучайтиргич.

Рул механизми ҳайдовчининг бошқарувчи ҳаракатини ёлдирақларга кучайтириб узатади. Рул юритмаси эса чап ва ўнг ёлдиракларини боғлайди

ва бирдан иккинчисига ҳаракатни ўтказадн. Қўчайтиргич ҳайдовчининг рул чамбарагига қўядиган бошқариш кучини метёрлайди.

## **8.2. Рул механизми, юритмаси, қўчайтиргичига қўйиладиган талаблар**

Юқорида қайд этилган рул бошқармасига қўйилган вазифалар бажарила олиншин учун у қўйишга талабларин қондира олинши керак.

У талаблар қўйиладиганча:

1. Автомобилнинг яхши ҳаракатчанлигини таъминлаш учун бурилиш радиуси энг кичик бўлиши керак;
  2. Бошқаришнинг енгилангирини учун рул чамбарагига қўйиладиган куч кам бўлиши зарур;
  3. Рул чамбарагидати момент ва бошқаришувчи ёлдиракларининг бурилишига қаршилик моменти, ҳамда рул чамбараги ва бошқаришувчи ёлдираклар бурилиш бурчаклари ўртасида муносиблик мавжуд бўлиши керак;
  4. Бурилиш даврида ёлдираклар ён томонга энг кам сираниши керак;
  5. Йўл потекисликларидан бошқаришувчи ёлдираклар орқали рул чамбарагига узатиладиган турткилар энг кам бўлиши керак;
  6. Рул бошқармасининг сезгирлигини белгиловчи мақбул эластик тавсифга эга бўлиши ва у бошқаришувчи ёлдиракларда авто-тебраини ҳосил бўлишига имкон бермаслиги керак;
  7. Рул бошқармаси ва осма қисмлари кинематик жиҳатдан бир-бирига мувофиқ бўлиши керак;
  8. Рул бошқармаси бошқаришувчи ёлдиракларининг барқарорлигига энг кам таъсир этиши керак;
  9. Ўта ортиқ нухта бўлиши зарур;
  10. Ҳамма механизмлар каби умумий талабларга жавоб бериши керак.
- Бундан ташқари рул механизмининг ўзинга хос талаблар ҳам

қондирилиши керак. Улар қуйидагилар:

1. Тўғри йўналишдаги ф.и.к. энг катта, тескари йўналишдагиси эса кичикроқ бўлиши зарур;
2. Рул жуфти дастлабки ҳолига қайта олиш қобилиятига эга бўлиши керак;
3. Бошқарилувчи ёлдиракларининг нейтрал ҳолатида ва кичик бурчакка бурилганида рул жуфтларининг иланишида энг кичик тирқини бўлиши ва у ростланиши имкониятига эга бўлиши керак;
4. Рул механизми узатиш соининг ўзгариши, мўлжалланган хуусиятга эга бўлиши зарур:  
Рул механизми йўловчиларни жароҳатланиши хавфидан сақлаши керак.

Юқорида қайд этилганидан ташқари, шундай талаблар ҳам қўйилганки, улар автомобилнинг ҳаракат хавфсизлигини таъминлашда фаол иштирок этади, масалан:

1. Рул бошқармаси ишончли ишлаши керак;
2. Рул бошқармаси қисмларини ҳаракатлантириш учун кам вақт сарфланиши зарур;
3. Рул чамбараги ва ўқи шундай ясаллини керакки, йўл-транспорт ҳодисаси содир бўлганда ҳайдовчи ва йўловчилар кам талофот кўрсин.

Рул кучайтиргичларига қўйилган талаблар эса ўзгача:

1. Кинематик ва кучлар таъсири билан кузатувчанликни таъминлаши керак;
2. Кучайтиргич носоз бўлганда ҳам автомобилни бошқариш имконияти мавжуд бўлиши;
3. Кучайтиргичнинг ишга тушиши учун зарур вақт энг кам бўлиши мақсадга мувофиқ;
4. Кучайтиргич бошқарилувчи ёлдиракларининг барқарорлигига кам таъсир этиши зарур;

5. Бошқарилувчи вилдираклар турткиларга дуч келганда кучайтиргич бейхитёр ишлаб кетмаслиги керак;
6. Кучайтиргичнинг ишга тушинишга кетган вақт кичик /0,2 ...2,4 сек/ бўлиши мақсадга мувофиқ;
7. Йўл потекисликларидан вилдирак орқали узатиладиган турткиларни сўндириши керак.

### **8.3. Рул механизми, юритмаси, кучайтиргичларининг таснифи**

Рул бошқармасига қўйилган талабларининг сархиллиги унинг турли-туман хилларининг келиб чиқишига сабаб бўлди.

Рул бошқармасини ўрғаниши тартибга солини учун уни тасниф қилиш керак. Яъни рул бошқармасининг ҳар хил турларига умумий бўлган хусусиятлари бўйича ажратилиш керак. 77-расмда рул бошқармасининг таснифи келтирилган.

Хорижий мамлакат фирмаларида чиқадиган автомобилларининг рул бошқармаси, шу мамлакатда қабул қилинган йўл қондасига асосан автомобилнинг чан томонида (агар транспортни йўлининг ўнг томонида юриши қабул қилинган бўлса) ёки ўнг томонида (йўлининг чан томонида юриши қабул қилинган бўлса) жойланади. Мустақил давлатлар иттифоқи, АҚШ ва ҳ.к., чиқадиган автомобилларининг рул бошқармаси чан томонида; Япония, Англия ва ҳ.к. ларда эса ўнг томонида жойланган.

Бундай усул билан автомобилнинг ҳаракат хавфсизлигини таъминлаш имкониятини орттирилади. Сабаби шунки, транспорт ўнг томондан юрганда ҳайдовчи йўлни чан томони ва қаршидан келаётган автомобил йўналишини яхши сезиб туради.

Автомобилни буриш усулларидан энг қўни тарқалгани (90 дан ортиқ) бошқарилувчи вилдираклар ёрдамидадир. Бундай усул енгил ва юк автомобилларида, автобусларда ишлатилади.



Маълумки, оғир юк кўтарадиган автомобилларининг ўтағонлигини яхшилаш учун ёлдирақларининг диаметрлари катта қилинади. Бир ўқли тортувчи автомобиль ва бир ўқли тиркамадан иборат МАЗ-6401-9585 автопоезди, «Кировец 701» трактори шулар жумласидандир. Бу автопоезд қисмлари шароитли боқланган бўлиб, бурилиши даврида горизонтал текисликда бир-бирига нисбатан йиғилади.

Бир томондаги ёлдирақларини тормозлаш ва иккинчи томондаги ёлдирақларини тезлатиш ҳисобига бурилишни амалга ошириш усули баъзи махсус автомобилларда (армияда) ишлатилади.

Рул механизми конструкциясига қараб асосан шестерияли, червякли, винтли ва кривошипли бўлиши мумкин. Шестерияли механизмнинг редукторлини ишлатилмайди ҳисоб, рейк-лиси эса асосан олд ёлдирағи стакчи ва бошқарилувчи ВАЗ-2108, ВАЗ-2109, ЗАЗ-1102, «Тико», «Нексия», ва ҳ.к. автомобилларда ишлатилайти. Улар соддалиги, нархи намлиги, юқори ф.и.к. га эгаллиги (0,9 – 0,95) билан бошқа турларидан ажралиб туради.

Червякли механизмлардан энг кўп тарқалгани червяк-роликлидир. У бир хил муваффақият билан енгил ва юк автомобилларида, автобусларда ишлатилади. Масалан, ВАЗ-2106, 21011, «Москвич-2140», ГАЗ-3102, ГАЗ-52, ГАЗ-53 ва ҳ.к. ларда червяк-роликли механизм ишлатилади. Червяк глобоидли бўлиб, у икки ёки учта тожли ролик билан жуфт бўлиб ишлайди. Унинг тўғри йўналишидаги ф.и.к. 0.85 тесқари йўналишидагиси эса 0.7 бўлиб узатини сони ўзгармасдир. Червяк-секторли механизмга «УРАЛ-4320» юк автомобилининг рул механизми мисол бўла олади.

Винтли механизмлардан винт ричаглиси кам ишлатилади, чунки унинг ф.и.к. жуда кичик. Винт рейкалиси эса ф.и.к. катта (0.8 – 0.85) бўлиши учун МАЗ, КамАЗ, БелАЗ ва ҳ.к. автомобилларининг ҳамма моделларида муваффақият билан ишлатилайти.

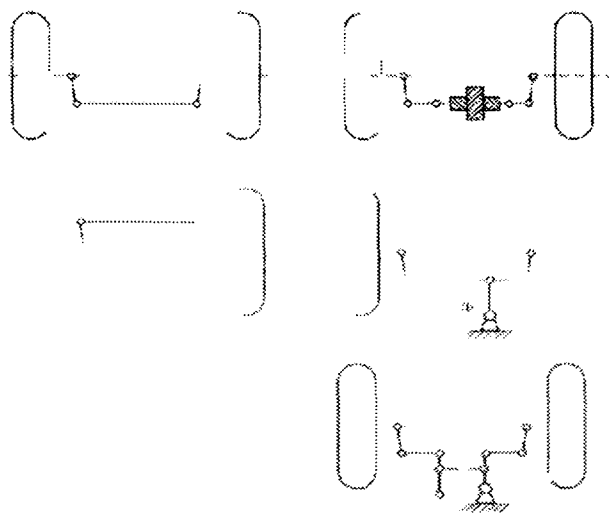
Кривошипли рул механизмлари жуда кам қўлланилади.

Рул юритмаларининг ҳозирги замон автомобилларида ишлатиладиган



турлари 78-расмда кўрсатилган. Ундаги А), Б) схемалар бир бутун; В), Г), Д), Е), лар эса бўлаклardan иборат трансцияларга мисол бўла олади. Айтин жонзки, бир-бутун конструкцияли трансциялар мустақил эмас осмага эга автомобилларда, масалан юк автомобиллари ва автобусларда қўлланилади. Бўлаклardan иборат трансциялар эса мустақил осмали, асосан енгил автомобилларда ишлатилади.

Юригма рул механизмининг конструкцияси ва рамада ўриатилишини ҳисобга олганда олдида /78-расм, Б/ ёки кетиде А), В) ва ҳ.к. жойлаштирилади. Кетинги А), В) тури автомобилларда энг кўп ишлатилади.

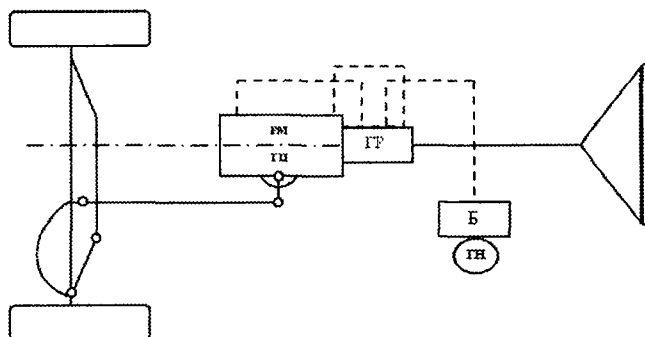


78-расм. Рул бошқармаси трансцияларининг турлари

Рул кучайтиргичлари автомобилни бошқаришни енгиллаштирган, ҳаракатчанлигини оширишни, шунча бирдан ёрилиб кетса ҳаракат хавфсизлигини сақлай олин каби афзалликларга эгаллиги туфайли ҳамма автомобилларда ишлатилиши мумкин.

Кучайтиргич (79-расм) қуйидаги асосий қисмлардан иборат:

таъминлаш манбаи (гидронасос Б, ГН) ёки компрессор, тақсимлагич (ГР), гидроцилиндр (ГЦ).



79-расм. Рул кучайтиргичи қисмларининг жойлашиш схемаси

Кучайтиргичлар ишлатиладиган жисмларининг турига қараб гидравлик ва пневматик бўлиши мумкин. Бу қўшиқча автомобил тормоз юритмасининг гидравлик ёки пневматик бўлиши билан боғлиқдир.

Кучайтиргич қисмларининг бир-бирига ишбатан жойлашиши бўйича ҳамма қисмлар бир агрегатда (79-расм, ЗИЛ ва КамАЗ автомобилларининг ҳамма моделлари), тақсимлагич ва гидроцилиндр бир агрегатда, рул механизми айрим жойлашган (МАЗ- 5335), тақсимлагич ва рул механизми бир агрегатда, гидроцилиндр айрим жойлашган (Урал-4320, Каз-4540), ҳамда ҳамма қисмлар айрим жойлашган бўлиши мумкин.

Кучайтиргич тақсимлагичининг конструкциясига қараб золотникли ва клананли бўлиши мумкин. Кўпроқ биринчи тури, золотниклиги ишлатилади.

#### 8.4. Рул бошқармаси иш жараёнини таъминлашдаги ўлчашчилар

Автомобилнинг ҳаракатчанлигини таъминлашда унинг энг кичик бурилиш радиуси  $R_{min}$  катта аҳамиятга эга. Бу бурилиш марказидан ташқи ёлдирак изининг ўртасигача масофа бўлиб, бошқаришувчи ёлдирак

Энг катта бурчакка бурилганда ўлчаниши керак. Энг кичик бурлиши радиуси  $R_{min}$  Москвич-412 учун 5м, ВАЗ-2101 учун 5.2м, Тико учун 4.4 м, ГАЗ-24 5.5м, ЗИЛ-114 7.8м, РАФ-997Д 6.5м, ПАЗ-672- 9м, ЛиАЗ-677 9.6м, МАЗ-500 8.5м, ВАЗ-2108 5м, ГАЗ-3102 5.6м, ЗАЗ-1102 Таврия-5м ва ҳ.к. Радиусларнинг катта-кичиклиги автомобилнинг базаси  $L$ , бошқарилувчи елдираklarнинг бурлиши бурчаклари  $\theta$  га боғлиқдир.  $L$  қанчалик кичик бўлиб,  $\theta$  етарлича катта бўлса  $R_{min}$  шунчалик кичик, автомобил эса бурилувчан бўлади.

Автомобил бурлиши даврида унинг чап ва ўнг елдираklари ҳар хил радиусли айланалар бўйлаб ёнга сираниб ҳаракатланади. Бу ҳолатдан қўтилиши учун елдираklар бир марказдан ўтказилган айланалар бўйлаб ёнга сираниб ҳаракатланиши лозим. Бунинг учун икки елдирак кўпроқ  $\theta_u$ , ташқиси камроқ  $\theta_T$  бурчакка бурлиши зарур, яъни

$$\operatorname{ctg} \theta_T - \operatorname{ctg} \theta_u = B / L \quad (8.4-1)$$

бу ерда

$B$  бурлиши гушчаклари ўқи орасидаги масофа, м;

$L$  автомобилнинг базаси, м.

(8.4-1) тенглама шартини рул трансцияси бажаради.

Рул бошқармаси иш жараёнини таърифлашда унинг бурчак  $U_\omega$  ва куч  $U_{\text{куч}}$  узатини сонлари катта аҳамиятта эга.

Бурчак узатини сонни  $U_\omega$  қуйидагича аниқланади:

$$U_\omega = U_{PM} * U_{P\omega}, \text{ м} \quad (8.4-2)$$

бу ерда

$U_{PM}$  - рул механизмининг узатини сонни;

$U_{P\omega}$  - рул юритмасининг узатини сонни.

Рул механизмининг узатини сонни  $U_{PM}$  қуйидагича аниқланади:

$$U_{PM} = \theta_{P\omega} / \theta \quad (8.4-3)$$

бу ерда

$\theta_{P\omega}$  - рул чамбарагининг бурлиши бурчаги, градус;

$\theta$  -сошка валининг бурилиш бурчаги, градус.

Рул механизмининг узатини соши ГАЗ-3102 учун 19.1 ЗИЛ-4104 17.5 КамАЗ-5320 20 БелАЗ-548А 40.4 экаплиги маълум. Узатини соши рул механизмининг конструкциясига қараб ўзгармас ва ўзгарувчан бўлиши мумкин. Бугунги кун автомобил русумларида кўпроқ ўзгармас узатини сошли механизмлар ишлатилади. Узатини соши бошқарилувчи ёлдирак кичик бурчакка бурилганда катта ва катта бурчакка бурилганда кичик бўлади. Бу хусусият катта тезликда ҳаракатланувчи енгил автомобилнинг (тўғри чизиқли ҳаракат) ҳаракат хавфсизлигини таъминлашда асқотади. Чунки рул чамбарагининг кичик бурчакка бурилиши ёлдирақнинг бурилишига этарли таъсир қилмайди, лекин ҳайдовчининг транспортни бошқариши учун сарфлаган кучи камаяди. Автомобил кичик тезликда ҳаракатланганда (масалан бурилишда) узатини соши кичик бўлса, бошқарилувчи ёлдирақни каттароқ бурчакка буриши имконияти туғилади.

Рул юритмасининг узатини соши  $U_{рл}$  рул сошқаси ва ричаги елкаларининг ишбати бўлиб, у ўзгарувчандир, чунки ҳаракат даврида ричаг елкаси ўзгаради. Ҳозирги замон автомобилларида  $U_{рл} = 0,85...2$  экани маълум.

Бурчак узатини соши енгил автомобиллар учун  $U_{\omega} = 13...22$ , юк автомобилларида эса  $U_{\omega} = 20 \dots 25$  қийматга эга.

Куч узатини соши  $U_{кч}$  ёлдирақнинг бурилишига қаршилик моментининг  $M$ , рул чамбарагига ҳайдовчи қўйган момент  $M$  га ишбатига тенг, яъни  $U_{кч} = M/M$  Куч узатини сошининг қиймати автомобилни бошқаришни енгиллаштириши мумкин. У қанча катта бўлса, автомобилни бошқариши шунча ўнғай. Лекин у чамбаракка қўйилган кучнинг 60 ...120 Н орасида бўлиши зарурлиги билан чегараланади.

Рул бошқармасининг ф.и.к.  $\eta_{рл}$  куч узатини соши каби автомобилни

бошқариниңиң еңгиллапгиради. У қуйидагича аниқланади:

$$\eta_{PB} = \eta_{PM} * \eta_{PIO} \quad (8.4-4)$$

бу ерда

$\eta_{PM}$  рул механизмининг ф.и.к.;

$\eta_{PIO}$  рул юритмасининг ф.и.к.,  $\eta_{PIO} = 0,92...0,95$ .

Рул механизмининг ф.и.к. тўғри ва тескари йўналишда бўлиши мумкин. Тўғри йўналишдаги ф.и.к.  $\eta^{\downarrow}_{PM}$  рул чамбарагидан сошкага куч узатишда аниқланади, яъни:

$$\eta^{\downarrow}_{PM} = I \cdot M_{TP1} / M_{P1} \quad (8.4-5)$$

бу ерда

$M_{TP1}$  рул механизмидаги ишқаланиш моментининг рул чамбарагига келтирилгани, Н\*м;

$M_{P1}$  рул чамбарагига қўйилган момент, Н\*м.

Маълумки, иштатилаётган рул механизмларида  $\eta^{\downarrow}_{PM} = 0,6...0,95$ .

Тескари йўналишдаги ф.и.к.  $\eta^{\uparrow}_{PM}$  сошкадан рул чамбарагига момент узатилишини характерлайди, яъни:

$$\eta^{\uparrow}_{PM} = I \cdot M_{TP2} / M_{CB} \quad (8.4-6)$$

бу ерда

$M_{TP2}$  рул механизмидаги ишқаланиш моментининг сошка валига келтирилгани, Н\*м;

$M_{CB}$  -гилдираклардаги қаршилик моментининг сошка валига келтирилгани, Н\*м.

Тескари ф.и.к. 0,55 – 0,85 қийматта эга бўлиши мумкин.

Рул механизмида тўғри ва тескари ф.и.к. мавжудлиги унинг иш жараёнида албатта аёқотади. Тўғри ф.и.к. қанчалик катта бўлса, хайдовчининг автомобилни бошқарини шунчалик ўнғай бўлади. Тескари ф.и.к. қанчалик катта бўлса, йўл потекислигидан рул чамбарагига узатилаётган турткилар шунчалик кўнроқ бўлади ва у хайдовчини чарчатади. У бошқарилувчи гилдиракларининг барқарорлигини камайтиради,

жуда кичик тескари ф.и.к. эса хайдовчиға йўлнинг ҳолати тўғрисидаги хабарни етарлича тказмаслиги сабабли унинг хавфсиз ҳаракатини таъминлай олмайди. Шунинг учун рул бошқармаси лойиҳаланганда бу ўлчамни мутоҳаза билан қабул этини керак. Бундан ташқари, рул механизмининг елдирак нейтрал ҳолатидаги узатини сонини катталаштирини, бошқарилувчи елдиракларининг бурилиши елкасини камайтирини, рул бошқармасида турткини сўндиргичларни ўриятини ва рул кучайтиргичи ёрдамда йўлдан чамбаракка узатилаётган турткиларини камайтирини мумкин.

### **8.5. Рул бошқармасига қўйиладиган талабларнинг унинг конструкциясида қондирилиши**

Рул бошқармасига қўйилган талабларнинг унинг конструкциясида қандай қондирилишини кўриб чиқамиз. Автомобилнинг юксак ҳаракатчанлиги / маневрчанлиги / бошқарилувчи елдиракларининг шундай бурилиши  $\theta$  бурчагида таъминланадими, ташқи елдиракнинг бурилиши радиуси  $R_T = (2...2,5) * L$  бўлиши ва рул чамбарагининг бир томонга энг катта бурилиши сон енгил автомобиллар учун 1,8, юк автомобиллари учун 3 та тўла бурилишдан ортмаслиги керак. Ундан ортқ бўлса ҳаракат хавфсизлигини таъминлаш қийин бўлади. Сабаби шунки, рул чамбарагини у ёки бу томонга буриб улгуриши мумкин бўлмайд қолади. Транспортни бошқаришни енгиллаштирини, бошқарилувчи елдиракларининг бурилишига қаршилигига боғлиқ. Энг қийин ҳолат елдираклар жойида ҳаракатсиз турганда уларни буришидир. Елдиракнинг ўз жойида бурилишига қаршилиқ momenti  $M$  қуйидагича аниқланади:

$$M = M_1 + M_2 + M_C \quad (8.5-1)$$

бу ерда

$M_1$  шкворенга шкбатан елдиракнинг елдиранига қаршилиқ momenti, Н\*м;

$M_2$  шинанинг йўл текислигида сираниб шққаланиши momenti, Н\*м;

$M_C$  - вилдиракни барқарорловчи момент, Н\*м.

$\lambda$  моментлар қуйидагича ҳисобланади:

$$\begin{aligned}M_1 &= G_K * f * a \\M_2 &= G_K * \varphi * x\end{aligned}\quad (8.5-2)$$

бу ерда

- $a$  - вилдиракнинг бурлиши елкаси, м;
- $f$  - вилдиракка қаршилик коэффициенти;
- $\varphi$  - яланиш коэффициенти;
- $x$  - шкворен ўқидан вилдирак изиғача масофа, м;
- $G_K$  - вилдиракка тушган оғирлик, кН.

Агар  $M$  моментини сонга валга келтирилса,

$$M = M / U_{PJO} * \eta_{PJO} \quad (8.5-3)$$

бу ерда

$U_{PJO}$  - рул юритмасининг узатини сони;

$\eta_{PJO}$  - рул юритмасининг ф.и.к.

Рул чамбарағига уришма таъсир қилувчи куч  $P_{Pq}$ :

$$P_{Pq} = M / U_{PM} * \eta_{PM} * R_P \quad (8.5-4)$$

бу ерда

$U_{PM}$  - рул механизмининг узатини сони;

$\eta_{PM}$  - рул механизмининг ф.и.к.;

$R_P$  - рул чамбарағининг радиуси, см.

ГОСТ 2139875 га асосан вилдиракни ўз жойида бурлиш учун ҳайдовчи 400 Н дан ортиқ куч сарфламаслиги керак. Сабаби шуки, ундан ортиқ бўлса, ҳайдовчи йўл потекислигини сезмайди. Вилдиракларнинг аниқ бурлиши кинематикаси  $ctg\beta_T - ctg\beta_u = B / L$  тенглиги таъминланганда амалга оширилиши мумкин. Бу вақтда вилдирак, ёнга сирпанмасдан, фақат вилдиран жароёида бўлиши мумкин. Бу вазифани рул трансцияси бажаради.  $\lambda$  чан ва ўнг вилдиракларни бир-бирига боғлаб бошқарилувчи

гилдиракларни ҳар хил бурчакка буради. Натижада, ҳамма гилдираклар умумий марказга эга айланалар бўйлаб ҳаракатланади ва ёнга сиряниши пайдо бўлмайди.

#### **8.6. Ҳайдовчи хавфсизлигини таъминловчи рул бошқармалари**

Юқорида қайд этилган хавфсизлиكنи таъминлашда фаол эмас ва фаол хавфсизлик бўлиши мумкин.

Фаол эмас хавфсизлиكنи таъминлашда рул чамбараги, колонкаси, механизми фаол шиттирок этади. Чунки улар ҳалокат содир бўлганда ҳайдовчинини шикастлашда шиттирок этадилар.

ОСТ 37.001.00270 нинг қайд этишича, автомобил 48,3 км /соат тезлик билан тўқнашганда рул чамбарагининг юқори қисми 127 мм дан кам деформация бўлиши керак. Автомобил 24,1 км /соат тезлик билан ҳаракатланиб тўсиққа урилганда, рул чамбарагига таъсир этган куч 11.35 кН дан овмаслиги зарур.

Статистик маълумотларга қараганда 50% дан ортиқ йўл-транспорт ҳодисалари автомобилларининг юзма-юз тўқнашшидан иборатдир. Шунинг учун ҳам халқаро ва миллий қондалар шикастлангирмайдиган рул бошқармасини автомобилга ўриатишни тавсия этади.

Тадқиқотлар кўрсатадики [8] яхши лойиҳаланган ва тўғри жойлангирилган рул колонкаси ўриятилган автомобил урилганда 30 -40% ҳайдовчига шикаст етмаслиги мумкин. Рул колонкасининг бўйлама сиқилишига ҳайдовчининг бўйи ва массаси, ўриндикда ўтириши ҳолати, хавфсизлик камарининг тақилганлиги, автомобил тўқнашган тўсиқнинг тури ва автомобил тўқнашгандаги унинг нисбий тезлиги таъсир кўрсатади. Тўқнашши вақтидаги автомобилнинг нисбий тезлиги рул колонкасининг бўйлама деформациясига муқобилдир. Шундай экан, бу ҳолат ҳайдовчининг шикаст олиши даражасини белгилаб беради.

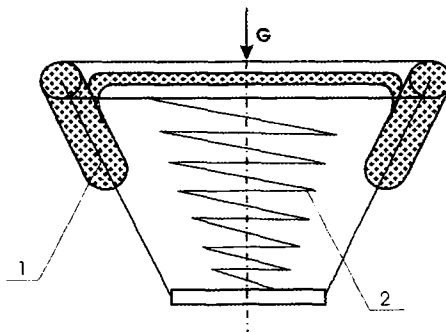
Модомки шундай экан, ҳамма автомобилларга ҳайдовчининг шикастлангирмайдиган рул бошқармасини ўриатиши мақсадга мувофиқдир.



Бу рул бошқармалари қисмларининг кузов ичига сиқилиши ва автомобил тўқнашини вақтидаги кинетик энергияни сўндириш усули бўйича қуйидаги хиллари бордир:

1. Рул чамбарагининг юқори қисми сиқилишини камайитирувчи шаршир ёки эластик муфтааларга эга;
2. Рул валининг бир қисми сифатида сальфонлар ишлатилади;
3. Деформацияланадиган рул вали ва колонкаси;
4. Телескопик рул колонкалари;
5. Энергияни сўндирувчи рул чамбараги.

Автомобил тўсиққа урилганда ишқастланттирувчи қисм рул чамбараги бўлиб, у ҳайдовчининг кўкрак қафасини сиқиб қўяди. Шунинг учун рул чамбараги шундай ясалини керакки, бир томондан тўқнашинидаги энергиянинг бир қисмини сўндириши, иккинчи томондан қолган кучни ҳайдовчи кўкрак қафаси юзасига бир меёрда таъсир этишини таъминлаши керак. Шундай рул чамбараги Москвич-1500 автомобиллининг рул бошқармасида ўриатилган /80-расм /.

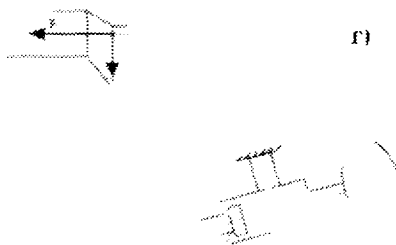


80-расм. Москвич-1500 автомобиллининг тўқнашув зарбини сўндирувчи рул чамбараги схемаси

Рул чамбараги зарбини сўндиргич 1 ва пружинадан 2 иборат бўлиб,  $G$  кучи таъсир этганда улар таъсир элаётган кинетик энергиянинг бир қисмини сўндиради.

Автомобил тўсиққа урилганда рул колонкаси бўйлама йўналишида сиқилади. Бу сиқилиш ҳайдовчи танасига рул чамбараги томонидан таъсир қилаётган ва уни шикастловчи кучдан катта бўлгандагина бошлангани керак.

Бугунги кунда автомобилларда ўриятилган хавфсиз рул бошқармасининг схемалари 81-расм да кўрсатилган.



81-расм Хавфсиз рул механизмлари ва унинг элементлари схемалари.

Рул колонкасининг бир қисми бўлаклардан 1/, 2, 3/ иборат бўлиб /81-расм а/, қаттиқ зарбни қабул қилганда /81-расм б/, схемада кўрсатилганидек бүкилади. Натижада зарбнинг кинетик энергияси сўнади, ҳайдовчи эса шикастланмайди. Шу турдаги рул колонкаси Порше-911, Фиат-128 ва ҳ.к. автомобилларда ўриятилган.

Батын рул колонкаларида /81-расм в /, вал уч бўлақдан иборат бўлиб 1/, 2, 3/ 1, 2 бўлақ эластик муфта 4 билан бириктирилган. Эластик қисмининг конструкцияси /81-расм г/ да кўрсатилган. Шунга ўхшаш эластик муфта ГАЗ-3102, ВАЗ-2108 автомобиллининг рул механизмида ўриятилган. Улар динамик турткини қабул қилганда эластик муфтанинг эмирилиши ҳисобига кинетик энергияни сўндиради.

Рул колонкасининг яна бир турида /81-расм д/ қисмлар бир бирига қат-қат труба 1 ёрдамида, ёки телескопик бўлиб бириктирилган бўлади. Динамик зарба таъсирида қат-қат труба сиқилиб, телескопик трубалар эса йиғилиб, шунинг ҳисобига энергия сўндирилади. Қат-қат трубаларнинг маҳкамлиги асосий трубашиқидан кичикроқ бўлиб, динамик зарбдангина йиғилади. Телескопик трубаларда қаринлик уларнинг шиқаланиши ёки суюқлики сиқилиши билан амалга оинади. Шу турдаги рул колонкаси Форд Капри Додж Челленджер ва ҳ.к. автомобилларда ўриятилган.

### 8.7. Рул бошқармасини ҳисоблаш

Рул бошқармасини ҳисоблаш қўйидаги режимида учун бўлади:

1. Рул чамбарагидаги энг катта ҳисоблаш momenti  $M_p$  бўйича,

$$M_p = P_{pMAX} * R_p * H * m \quad (8.7.1)$$

бу ерда:

$P_{pMAX}$  рул чамбарагига ҳайдовчи томонидан қўйилган куч Н;

$R_p$  рул чамбараги радиуси, м.

Ўрта ва катта оғирликдаги юк автомобиллари учун  $P_{pMAX} = 500Н$ , енгил автомобиллар учун 250 Н бўлиши мумкин.

Хайдовчининг рул чамбарагига кўйган кучи  $P_p$  ни ҳисоблаб аниқлаш мумкин,

$$P_p = M_{II} / R_p * U_{PM} * U_{PIO} * \eta^4_{PM} \quad (8.7-2)$$

бу ерда

$M_{II}$  -ғилдирак гунчагидаги момент, Н\*м;

$U_{PIO} = 0,85...2$ ,  $R_p = 0,19...0,275$  м, ёки лойиҳаланаётган автомобил тисолидан қабул қилинади.

Ғилдирак гунчагидаги момент  $M_{II}$  қуйидагича аниқланади:

$$M_{II} = 2 * G_K ( f * a + 0,14 * \varphi * r_{ct} ) / \eta, \quad Н*м \quad (8.7-3)$$

бу ерда

$a$  буралниш елкаси,  $a = 0,03 \dots 0,1$  м;

$f$  ғилдирашга қаршилик коэффициенти;

$\varphi$  илашнинг коэффициенти,  $\varphi = 0,85$ ;

$r_{ct}$  статик радиус, м;

$\eta$  -ғилдирак гунчаги ва юритма шаринирининг ф.и.к.,

$\eta = 0,85...0,90$ ;

$G_K$  ғилдиракка тўғри келган куч, Н.

Рул чамбарагидagi моментдан фойдаланиб, рул валини буралнишига ҳисоблаш мумкин:

$$\tau_{\delta_{yp}} = M_p / W_{\delta_{yp}} = P_{PM,II} * R_p / W_{\delta_{yp}} \leq [\tau]_{\delta_{yp}} \quad (8.7-4)$$

бу ерда

$\tau_{\delta_{yp}}$  рул вали буралганда ҳосил бўладиган кучланиши;

$[\tau]_{\delta_{yp}}$  -қабул этилган ашё учун руҳсат этилган буралнишдаги кучланиши;  $[\tau]_{\delta_{yp}} = 300...350$  МПа. Ишлаб турган автомобил моделлариининг рул вали учун  $\tau_{\delta_{yp}} = 25...75$  МПа.

$W_{\delta_{yp}}$  - валининг буралнишдаги қаршилик momenti, см<sup>3</sup>. Юмалоқ вал учун  $W_{\delta_{yp}} = 0,2 d^3$  тешик вал учун эса

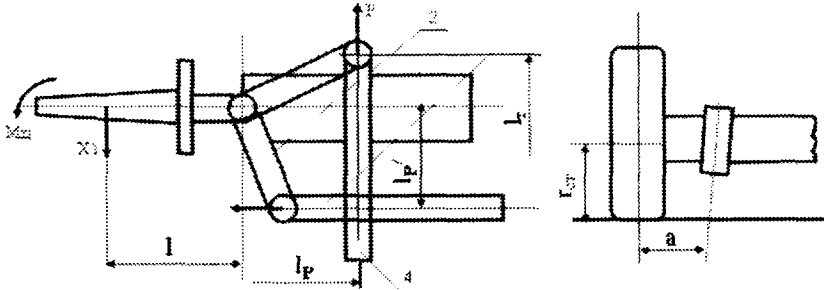
$$W_{\delta_{yp}} = 0,2 d^3 [1 - (d_1 / d)^4]$$

бу ерда

$d_1$  - валнинг ички диаметри, см;

$d$  - валнинг ташқи диаметри, см.

2. Бошқаришувчи филдираклардаги энг катта тормоз кучи бўйича рул юритмаси ва унинг қисмлари ҳисобланади. Ҳисоблаш схемаси 82-расм да кўрсатилган.



82-расм Рул бошқармасини ҳисоблаш схемаси

Бошқаришувчи филдиракларга  $\varphi = 0,85$  да тўғри келган энг катта тормоз кучи қуйидагича аниқланади:

$$P_{ТОРМАХ} = R_{Z1} * \varphi \quad (8.7-5)$$

бу ерда

$R_{Z1}$  - тормозланиш жараёнидаги олдинги филдираклардаги тик акс-таъсир кучи.

Тормозланиш вақтидаги ён ричаг 2 га таъсир этувчи кучни аниқлаймиз:

$$U = X_1 * l / l_p \quad (8.7-6)$$

бу ерда

$X_1$  - тормозланиш кучи, кН;

$$X_1 = P_{ТОРМАХ} = R_{Z1} * \varphi$$

бу ерда

$l, l_p$  - елкалар узунлиги, м.

Қўидаланг тўртқи 3 га таъсир этувчи куч  $X_1$ ,

$$X_I = R_{ZI} * \varphi$$

Бўйлама тортқининг ричагига таъсир қилувчи Р кучи:

$$P = X_I * l / l_{p, \kappa II} \quad (8.7-7)$$

/8.7-6/, /8.7-7/ формулалардаги  $l$ ,  $l_p$ ,  $l_r$  ўлчамлар автомобил тирмолидан олинади.

Бўйлама тортқи 4 нинг сиклинидаги кучланишини аниқлайлик:

$$\sigma_{сн} = P / F \leq [\sigma]_{сн} \quad (8.7-8)$$

бу ерда

$F$  - бўйлама тортқининг қўндаланг кесими,  $м^2$ .

$[\sigma]_{сн}$  - сиклинидаги металга рухсат этилган кучланиш, МПа.

Бўйлама тортқининг эгилинидаги критик кучланиш қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{оп} = \pi^2 * E * J / l_T^2 * F, \quad (8.7-9)$$

бу ерда

$E$  - эластиклик модули,  $E = 2 * 10^6$  кг/см<sup>2</sup>

$l_T$  - бўйлама тортқининг автомобил тирмолидан олинган ўлчами, см;

$J$  - тортқи қўндаланг кесимининг инерция моменти, см<sup>4</sup>

$$J = \pi (d_T^4 - d_n^4) / 64.$$

$d_T$  - трубанинг ташқи диаметри

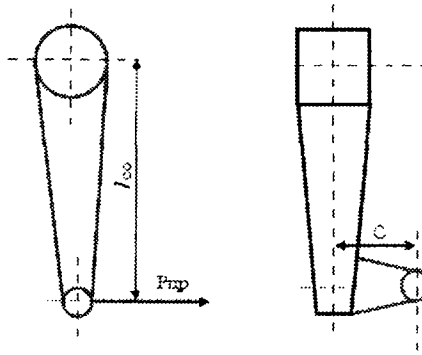
$d_n$  - трубанинг ички диаметри

Бўйлама тортқининг эхтиёт турғулини қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{оп} / \sigma_{сн} = \pi^2 * E * J / P * l_T^2 \geq 1,2 \dots 2,5. \quad (8.7-10)$$

Рул тортқисининг сонакаси эгилини ва бураллинига ҳисобланади.

Ҳисоблаш схемаси 83-раем да кўрсатилган.



83-расм Рул тортиқисен сонбасини ҳисоблаш схемаси

Бўйлама тортиқига таъсир қилувчи  $P_{бўй}$  кучи қуйидагича аниқланади:

$$P_{бўй} = M_{CO} / l_{CO} = P_p * R_p * l_{PM} * \eta_{PM}^4 / l_{CO} \quad (8.7-11)$$

Бўйлама тортиқининг эгилишидаги кучланиши  $\sigma_{эр}$

$$\sigma_{эр} = P_{бўй} * l_{CO} / W_{эр} \leq [\sigma]_{эр} \quad (8.7-12)$$

бу ерда

$W_{эр}$  бўйлама тортиқининг эгилишидаги қаршилик моменти,  $м^3$ .

Юмалоқ кесимли  $d$  диаметрли тортиқлар учун  $W_{эр} = 0,1 * d^3$

$[\sigma]_{эр}$  рухсат этилган кучланиш, МПа,  $[\sigma]_{эр} = 250 \dots 600$  МПа.

Бўйлама тортиқининг буралнишидаги кучланиши қуйидагича аниқланади:

$$\tau_{бур} = P_{шр} * C / W_{бур} \leq [\tau]_{бур} \quad (8.7-13)$$

бу ерда

$C$  масофа,  $м$ ;

$W_{бур}$  тортиқининг буралнишидаги қаршилик моменти,  $м^3$ ; юмалоқ кесимли,  $d$  диаметрли тортиқлар учун  $W_{бур} = 0,2 * d^3$ ;

$[\tau]_{бур}$  бўйлама тортиқининг буралнишидаги рухсат этилган кучланиш,

$$[\tau]_{бур} = 100 \dots 300 \text{ МПа.}$$

## 8.8 Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар

1. Рул бошқармасининг заруриятини тушутириш.

2. Автомобил бурилиш радиусининг кичик бўлиш талабининг маъноси.
3. Бурилиш радиусининг ўлчамига боғлиқ омилларни айтиш.
4. Рул чамбарагига қўйиладиган куч кичик бўлиши учун зарур шартлар.
5. Ҳайдовчи кетаётган йўлини "сезиб" туришнинг зарурияти.
6. Автомобил бурилиши даврида филдиракларнинг ёнга сиранишининг сабаби ва оқибатлари.
7. Йўл нотекисликларидан ҳосил бўладиган турткиларнинг рул чамбарагига қўй ёки кам узатилиши мақсадга мувофиқ ёки мувофиқмаслиги.
8. Рул бошқармаси ва осма қисмларининг кинематик мувофиқлиги заруриятини тушунтиринг.
9. Рул бошқармаси қисмларининг ўта ортик пухта бўлиши талабини изоҳланг.
10. Рул механизмининг тўғри ва тескари йўналишдаги ф.и.к. ҳар хилигини ва қайси ҳолларда асқотилиши исботланг.
11. Рул жуфтнинг аввалги ҳолатига қайта олиш омилларини айтиш.
12. Рул механизмининг узатиш сони ўзгармас ёки ўзгарувчан бўлиш мақсадини тушунтиринг.
13. Хавфсиз рул бошқармасининг зарурияти.
14. Рул чамбарагининг хавфсиз бўлиш усуллари.
15. Ҳаракат вақтида рул кучайтиргичи ишдан чиқса, автомобилни бошқариш мумкинлигини изоҳланг.

## **9-боб. Кўтариб турувчи қисмлар**

### **9.1. Автомобилга кўтариб турувчи қисмларнинг зарурияти**

Автомобилнинг энергия манбаи двигател, трансмиссия, юриш қисми.



рул бошқармаси ва тормоз тизимлари бўлиб, улар ўз вазифасини бажара олинми учун бирор қисмга бириктирилиши керак. Бундан ташқари, автомобилда юк жойлаши учун жой керак. Демак, кўтариб турувчи қисм агрегатларини, юк ва йўловчиларини жойлаштириши, зарур қисмларни маҳкамлаш учун керак.

Кўтариб турувчи қисмларга рама, кузов, кабиналар кирadi. Трансмиссиянинг схемасига қараб автомобиллар рамали ва рамасиз бўлиши мумкин.

Юк автомобилларида фақат рама кўтариб турувчи қисм вазифасини бажаради. Юкни жойлаштириши учун эса рамага, кузов маҳкамланади. Хайдовчинини жойлаштириши учун эса кабина керак ва у ҳам рамага бириктирилади.

Енгил автомобил ва автобусларда эса кўтариб турувчи қисм рама-кузовли ва фақат кузовли бўлиши мумкин. Рама-кузовли кўтариб турувчи қисм юқори синфли енгил автомобилларда /ЗИЛ-114, ЗИЛ-117/ ва автобусларда, кузовлиси эса кичик синфли енгил автомобилларда ва автобусларда қўлланилади. Демак, кузов бир вақтнинг ўзида агрегатларини маҳкамлаши ва юк-йўловчи жойлаштириши учун хизмат қилади.

## **9.2. Кўтариб турувчи қисмларга қўйиладиган талаблар**

Кўтариб турувчи қисмлар рама-кузовли ва кузовли бўлиши ва бир хил вазифани бажаргани учун уларга бир хил талаблар қўйилиши мумкин. У талаблар қуйидагича:

1. Автомобилнинг механизм ва агрегатлари иложи борича бир текис жойлашини керак;
2. У ишлаб чиқариши ва таъмирлаш жараёни учун технологик қулай бўлиши зарур;
3. Рама ва кузов қисмлари буралиши ва эгилишига ишлаганда, уларга маҳкамланган агрегатларининг кинематик бирлиги бузилмаслиги ва уни жараёнига таъсир этмаслиги мақсадга мувофиқ;

4. Юк автомобилни кузовининг ўлчамлари ташиладиган юкнинг zichлигини ҳисобга олиб танлашиви, юкнинг ўлчамларига мос ва уни ортин-тушириши ўнгай бўлиши керак;
5. Йўловчи ташинишга мўлкалланган кузовларнинг ичи режалашган ва кишиларга ўнгайликлар яратилган бўлиши керак.
6. Массаси кам, лекин мустаҳкам бўлиши керак;
7. Рама ва кузовлар бикир бўлиши шарт.

Биринчи қўйилган талабнинг бажариллиши, автомобил агрегатларининг бир-бирига нисбатан жойлашвиши, массаларининг фарқланиши, рама ва кузов қисмларининг ҳар хил юкланиши ва мустаҳкамлиги, пухталлигига зарар келтириши мумкин. Классик компоновкали автомобилни олсак, у тўла юкланганда олдинги ва кетинги ўқларга тушган юк тахминан тенгдир. Агар двигатели ва трансмиссия орқада жойланган компоновкали (ЗАЗ-966) автомобилни кўрсак, кетинги ўқига 60 %, олдинсига 40% юк тўғри келади. Албатта, бундай шарт юк кўтарувчи кузовининг иш жараёнига таъсир этади.

Кузовнинг ишлаб чиқариши учун технологик қулайлиги, чиқариладиган маҳсулотнинг ҳажми, унинг механизациялаш даражаси, сарфланаётган меҳнат миқдосига боғлиқдир. Таъмирланиши бўйича технологик қулайлиги эса, уни техник қаровдан ўтказиш, агрегатларни ечиш ва қисмларга ажратиш ўнгайлиги ва ҳ.к. боғлиқдир.

Рамага маҳкамланган агрегатларининг / масалан, трансмиссия / бир-бирига нисбатан кинематик жойлашвиши, улар эгилишига, буралишига ишлаганда бузилмаслигини таъминлаш зарур, сабаби шунки, уларнинг иш жараёни бузилиши мумкин.

Раманиш маҳкам ва бикир бўлиши бутун автомобилнинг иш жараёнини меъёрий бўлишини таъминлайди.

### 9.3. Кўтариб турувчи қисмлар таснифи

Кўтариб турувчи қисмлар таснифи 84-расмда кўрсатишган.

Схемадан кўринадики, юк автомобилларида кўтариб турувчи қисм бўлиб фақат рама хизмат қилади. Чунки, юк автомобилларида юклашларнинг меъри каттадир. Юк автомобил рамалари асосан икки кўрinishида нарвонсимон ва умуртқасимон шаклда бўлади. Асосан нарвонсимон рамалар кўп ишлатилади. Бу турдаги раманинг бураланидаги биқриши жуда каттадир.

Юк ва енгил автомобиллар рамасининг ҳар хил турлари 86-87-расмда кўрсатишган. Рама лонжеронлари швеллер шаклидаги ўзгарувчи профилли тўшилардан иборат. Кўйдалаги тўшилар лонжеронга болт, парчи ёки найвандлаш ёрдамида маҳкамланади. Енгил автомобил рамалари найвандлаш ёрдамида ясалади.

Юк автомобилларида ҳам кузовлар мавжуд. У асосан иккита қисмдан иборат бўлиб, ҳайдовчининг кабинаси ва юкни жойлаштириши учун кузовдан иборат.

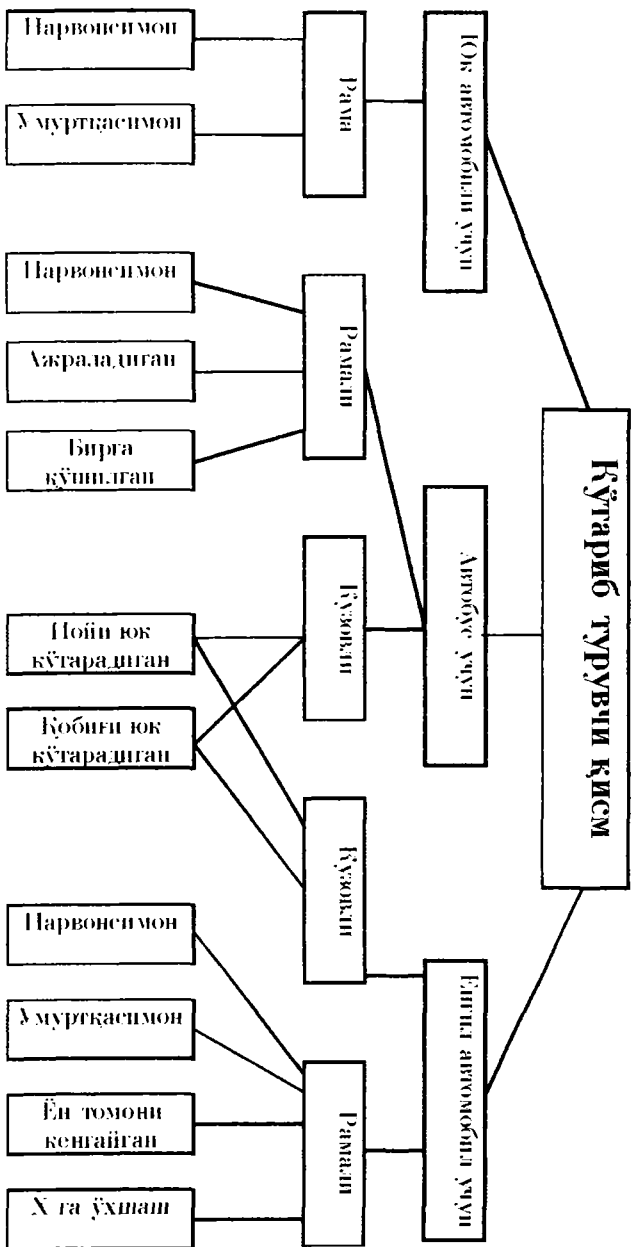
Кабиналар канотли ва каноtsiz бўлиши мумкин, бу ҳақда автомобил агрегатларининг бир-бирига нисбатан жойлашшига боғлиқ. Кабина каноtsiz бўлса, яъни у двигател устида жойлашса, /ГамАЗ-5320/ автомобил базаси қисқариши мумкин. Двигателга қаров ўтказилса, уни кўтариб ёки умуман тушириб қўйиши зарурияти туғилади.

Узоқда юрувчи автомобил кабинетларида, ҳайдовчиларининг дам олиши учун жой ҳам мавжуддир. Бундан ташқари, ҳайдовчига қўлай шaroит яратиши учун кабина рамага махсус осма амортизаторлари ишлатиб маҳкамланади.

Канотли кабинетларда /ЗИЛ-130, ГАЗ-53/ двигател қарови ўнғайланса ҳам, ҳайдовчига яратилган шaroит ўртачадир.

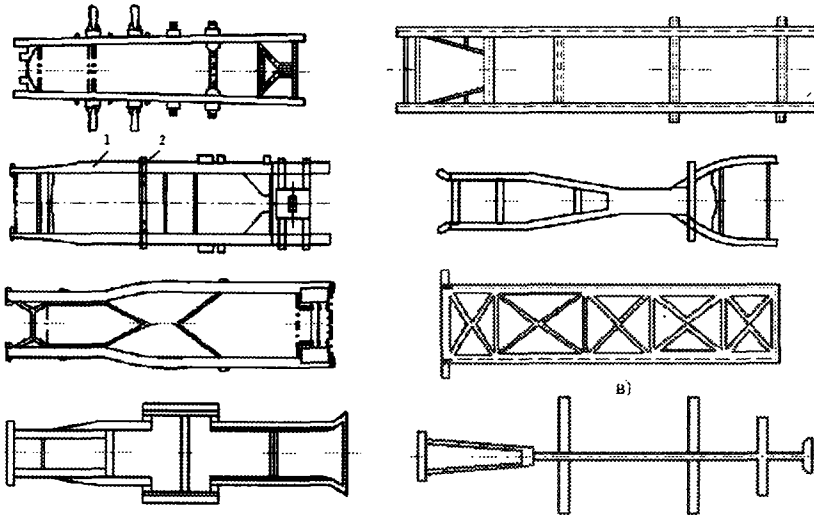
Автобус учун ишлатиладиган рамалар юк автомобиллариникидан фарқ қилмайди. Лекин ишлатилган трансмиссиянинг турига қараб ажраладиган ва бирга қўшилган турларга бўлинади.

84 Расм. Кўтариб турувчи қисм



Ажраладиган рама иккита қисмдан, рамалин шасси ва пойли кузовдан иборат бўлиб, улар етремянка ёки болт ёрдамида бир-бирига маҳкамланади.

Юқори сифдли енгил автомобиллардагина рамалар ишлатилади ва 86-86-расм да кўрсатилгандагидек, ҳар хил кўришида бўлиши мумкин.



85-расм Енгил ва юк автомобиллари рамаларининг ҳар хил турлари

86-расм Юқори классли енгил автомобиллар рамаларининг турлари (а, б, в)

Схемадан /85-86-расм / кўришиб турибдики, автобус ва енгил автомобиллар учун пойи юк кўтарадиган ва қобиғи юк кўтара оладиган турлардан иборатдир. Енгил автомобил кузовлари асосан шишсимон ва қобиғисимон бўлиши мумкин. Шишсимон кузов асосан ҳар хил профилли металллардан қилиниб, унинг усти пўлат қобиғ билан ёпилади. Қобиғисимон кузовда эса у бир қанча итгамиланган бўлақлардан иборат бўлиб, улар бир-бирига нуқталиш найвандлаш билан маҳкамланади. Бугунги кунда у энг кўп

тарқалган кузов тури бўлиб ҳисобланади.

Автобус кузовлари асосан вагонсимон ёки капотли / ПАЗ-651 / бўлиши мумкин. Бундан ташқари синчсиз / ПАЗ-695 / ҳам бўлади.

#### 9.4. Рама ва кузовдаги юкланишлар

Раманинг тузилишини кўриб чиқишдан маълумки, у кенг сатҳли статик, динамик юкланишларни қабул этувчи қисмдир.

Статик юкланишлар унинг ўз массаси, маҳкамланган агрегатлар, юк ва йўловчиларнинг оғирлиги, рессора таянчларининг акс-таъсиридан ҳосил бўлади.

Автомобилнинг ҳаракати даврида эса рамада рессорланган массаларнинг инерция кучи натижасида симметрик динамик юкланишлар содир бўлади. Йўл потекисликларининг таъсирида осмалар ишлайди ва автомобилнинг тик ва бурчак йўналишларида тебраниши вужудга келади. Натижада, рама лонжерони эгилади, кучланишлар ҳосил бўлади. Рамани этувчи динамик кучлар динамиклик коэффициенти  $K_d$  билан характерланади. Бу коэффициент юк автомобиллари учун 2...2,5, автобусларга 1,5...2, енгил автомобиллар учун 1,1...1,5 бўлиши мумкин.

Автомобилнинг эксплуатацияси даврида рамада ўзгарувчан кучланишлар ҳосил бўлади ва у чидамлик чегарасидан ўтиб кетиши мумкин. Ўзгарувчан кучланишларининг таъсирида раманинг парчи билан бириктирилган жойларидаги тешиклар кенгайди, парчишлар эгилади, унинг чидамлик даражаси пасаяди ва охири емирилади.

Кузовдаги юкланишлар рамадагига ўхшаб кетади. Автомобил жойида турганда кузовининг массаси, ундаги йўловчилар массасидан статик ҳаракати даврида эса йўл потекислиги, шингон билан юриш ва тормозланишида, бурилишида динамик юкланишлар ҳосил бўлади.

Кузовнинг шинга лаёқатлиги унинг динамик юкланиши натижасидаги маҳкамлик ва биқрилик ўлчамлари билан белгиланади. Кузов асосан тик куч таъсирида эгилади, симметрик эмас куч таъсирида эса тик ва горизонтал

текисликларда буралади.

Қайд этиш жоизки, кузовда ҳосил бўладиган кучланишлар ҳақидаги аниқ маълумот уни стенда ёки йўл паронтида тензометрик синаш билан олиниши мумкин.

### 9.5. Рама, кузовни ҳисоблаш

Маълумки, рама асосан эгилни ва буралишга инъайди. Айтилганидек, у симметрик бўлгани ва статик аниқ эмаслиги сабабли, лонжеронни икки таянчга эга тўсин деб қабул этиб ҳисобланади /88-расм/.

Агрегатларни шартли равишда текисликда, уларнинг оғирлик марказларидан ўтувчи  $P_o, P_f, P_2, \dots, P_n$  кучлар каби жойлаштирилади. Автомобил кузови ва ундаги юк массаси тўсинда бир текис тарқалган юк каби /87-расм а/ кўринишдадир. Батзибир қисмларнинг / масалан, ёшилги баки / симметрия ўқидан четда жойлашиб момент ҳосил қилиши ҳисобга олинмайди.

Аввал таъсир этувчи кучларнинг  $A$  ва  $B$  таянчларга нисбатан мувозанат шартларидан  $R_A$  ва  $R_B$  акс-таъсир кучларини аниқлаймиз.

Таъсир этувчи ва акс-таъсир кучлари аниқ бўлганидан сўнг, этувчи момент энораларини ҳисоблаб чизамиз /87-расм б/. Энорадан кўришиб турибдики, энг катта этувчи мусбат момент автомобил кабинасининг орқаси ва кузовининг олдида, манфий момент эса олди ва орқа рессоранинг ўртасида ҳосил бўлади.

Материаллар қаршилиги курсидан фойдаланиб лонжероннинг ҳоҳлаган кесимидаги кучланишларни аниқлаш мумкин:

$$\sigma_{\sigma r} = M_{\sigma r} / W_{\sigma r} \leq [\sigma]_{\sigma r} \quad (9.5-1)$$

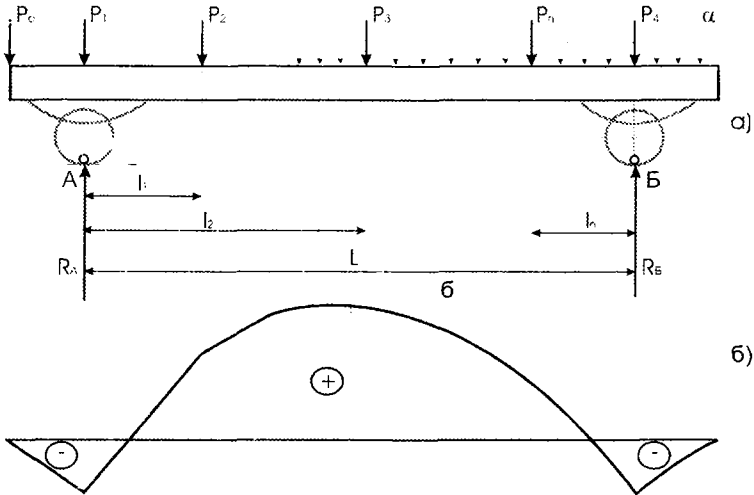
бу ерда

$\sigma_{\sigma r}$  аниқланаётган кучланиш, МПа;

$M_{\sigma r}$  этувчи момент, Н\*м;

$W$  эгилнишга қаршилиқ momenti, см<sup>3</sup>;

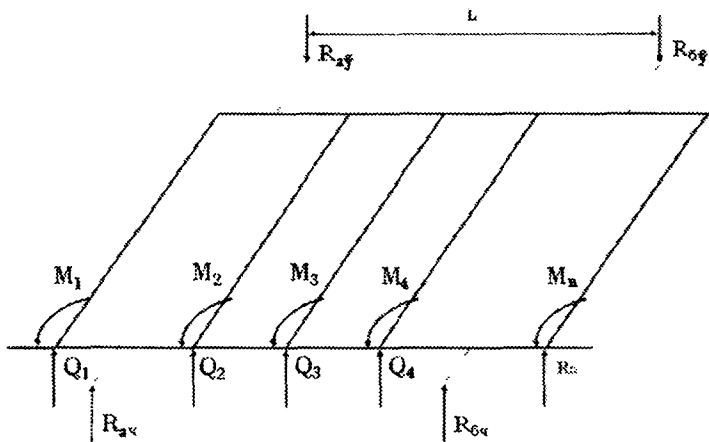
$[\sigma]_{\text{сг}}$  - рухсат эгилгяя кучланиши.



87-расм Рамани эгилшига ҳисоблаш схемаси

Рамани буралшига ҳисоблаш муаммо ҳисобланади. Чунки, унинг буралшии юкларнинг носимметрик таъсирида амалга ошади. Лонжеронлардан ташкил топган рама статик аниқмас тизимдир. Уни умумий ҳолда ечиш кўп вақт талаб этади. Шунинг учун баъзибир соддалаштиришлар киритилади. Агар рамани стерженлардан иборат десак, унинг эгилшига бикрлиги буралшига бикрлигига қараганда бир неча марта каттадир, натижада раманинг буралишидаги эгилши деформацияси йўқ дейиш мумкин. Шунга асосан ички кучлар таъсирида раманинг буралшии, момент  $M_p$  таъсиридаги буралши билан алмаштирилиб, статик ечимли масалага келтирилиши мумкин. Бунинг учун рамани симметрия ўқи бўйича кесиб олиб, ташланган қисм таъсирини моментлар  $M_1, M_2, \dots, M_n$  ва  $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$  кучлар билан алмаштирамиз / 88-расм /.





88-расм Раamani буралнига ҳисоблаш схемаси

$M_1, M_2, \dots, M_n$  моментлар қуйидагича аниқланади:

$$M_i = J_{ni} * M_p / J_p \quad (9.5-2)$$

бу ерда

$M_p$  рамага қўйилган ташқи момент, Н\*м;

$J_{ni} - i$  қўндаланг тўсининг поляр инерция моменти, Н\*м\*с<sup>2</sup>;

$J_p$  раманинг буралнидаги келтирилган инерция моменти, Н\*м\*с<sup>2</sup>.

Ташқи момент  $M_p$  қуйидагича ҳисобланиши мумкин:

$$M_p = \alpha * C_p \quad (9.5-3)$$

бу ерда

$\alpha$  раманинг автомобил базаси узунлигида буралниши, радиан;

$C_p$  раманинг бурчак бикрлиги, Н\*м / рад.

Автомобилнинг бир гилдираги қўтарилганда, рамани бурувчи момент энг катта бўлади, яъни

$$M_{pmax} = a * \Sigma P_i / L * (B / 2) \quad (9.5-4)$$

бу ерда

*a* - автомобил оғирлик марказидан куч энг кўн тушган ўқгача бўлган масофа, м;

$P_i$  - таъсир этувчи кучлар, кН;

*L* - автомобил базаси, м;

*B* - филдирак колеяси, м.

Кесувчи *Q* кучлар қуйидагича аниқланади:

$$Q_i = (2(J_{i-1+1} - J_{i-1,i}) * M_p) / b * J_p \quad (9.5-5)$$

бу ерда

*b* - кўндаланг тўсни узунлиги, м;

$J_{i-1+1}$  - лонжероннинг *i* ва *i + 1* кўндаланг тўснлари орасидаги поляр инерция моменти, Н\*м\*с<sup>2</sup>

$J_{i-1,i}$  - лонжероннинг *i-1* ва *i* кўндаланг кесимлари орасидаги поляр инерция моменти, Н\*м\*с<sup>2</sup>

Рамаининг буралишидаги келтирилган инерция моменти қуйидагича аниқланади:

$$J_p = 2 * [J_{1,2} * l_{1,2} + J_{2,3} * l_{2,3} + \dots + J_{i-1,n} * l_{i-1,n} + b(J_{n1} + J_{n2} + \dots + J_{ni}) / 2] / L \quad (9.5-6)$$

бу ерда

$J_{1,2}$  - кўндаланг тўснлар инерция моменти, Н\*м\*с<sup>2</sup>;

$J_{ni}, J_{n2}$  - кўндаланг тўснлар поляр инерция моменти, Н\*м\*с<sup>2</sup>.

$M_i$  ва  $Q_i$  лар аниқлангандан сўнг, лонжеронларни этувчи моментлар эпораси чизилади. Энг катта кесувчи кучга эса кўндаланг тўсни ҳисобланади.

Кўзов ҳам рама каби статик ва динамик юклашлар таъсирида асосан эгилиш ва буралишига ишлайди. Кўзовнинг фазовий кўришининг схемасини ҳисоблаш маълум қийинчиликларни тудиради. Шўнинг учун кўзовни кичик қисмларга ажратиб, уларни эгилиш ва буралишига айрим-айрим ҳисобланади.

Айтиш жоизки, рама ва кўзовда ҳосил бўлган кучланишлар тўғрисида энг аниқ маълумотлар уларни стелд ёки йўл шаронгида тензометрлаш билан аниқланади.

### **9.6. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар**

1. Автомобил кўтариб турувчи қисмининг заруриятини аниқ мисолда тунуштириб беринг;
2. Баъзи автомобилларда рама ва кузов, баъзиларида эса фақат кузов қўлланилиши сабабини айтинг;
3. Рама ва кузовларга қўйиладиган талабларнинг конструкциясида амалга оширилганига мисоллар келтиринг;
4. Автомобиллар трансмиссиясининг компоновкаси кўтариб турувчи қисмининг иш жараёнига таъсир этишини тунуштиринг;  
Кўтариб турувчи қисм тасвифидан фойдаланиб, ҳар бир турига мос равишда битта автомобиль русумини мисол келтиринг;
6. Нойи ва қобиғи юк кўтарадиган кузовларнинг фарқи борлигига мисоллар келтиринг.
7. Рама ва кузовдаги юкланишлардаги фарқни ажратиб кўрсатинг;
8. Рама ва кузовлардаги статик ва динамик юкланишларнинг ҳосил бўлиши сабабларини айтинг;
9. Рама, кузовни ҳисоблаш учун фаразлар қабул қилинишининг боисини тунуштиринг.

## **10. КўПРИКЛАР**

### **10.1 Автомобилга кўприкларнинг зарурияти**

Кўприклар автомобилнинг рамаси каби унинг юриш қисмининг асоси ҳисобланади. Юриш қисмига тегишли чан ва ўнг ёлдиракларнинг бўлиши уларнинг бир-бирига боғланишини тақозо қилади. Натичада кўприкларнинг ичидан ярим ўқларни ўтказиб, уларни ҳам асосий узатмада, дифференциал билан узланишини таъминлаш зарурдир. Ёлдиракларга бурувчи моментни етказиб берувчи асосий узатма, дифференциални ҳам кўприкка маҳкамлаш керак.

Автомобил кузовидаги юкни кўтариб туриш учун ҳам кўприк таянч вазифасини бажаради. Ҳаракат давридаги йўлдан ёлдирак орқали

узатилаётган турткиларни қабул қилиш ҳам кўприкка юклатилгандир.

Шундай қилиб, юриш қисмининг асоси бўлган кўприк трансмиссияга тегишли асосий узатма ва дифференциални маҳкамлаш, чап ва ўнг филдиракларни боқлаш, кузовдан тушаётган юк оғирлигини қабул қилиш, ниҳоят, йўл потекисликларидан узатилаётган турткиларни қабул қилиш вазифасини ўтайди.

## **10.2. Кўприкларга қўйиладиган талаблар, кўприклар таснифи**

Кўприкларнинг вазифасидан келиб чиққан ҳолда унга қўйидаги талаблар қўйилади:

Кўприкда жойлашган агрегатларни сув, лой киришидан сақлаш керак;

Массаси кичик, таннархи арзон бўлиши зарур;

Габарит ўлчамлари иложи борича ихчам бўлиши керак;

Етарлича маҳкам бўлиши зарур;

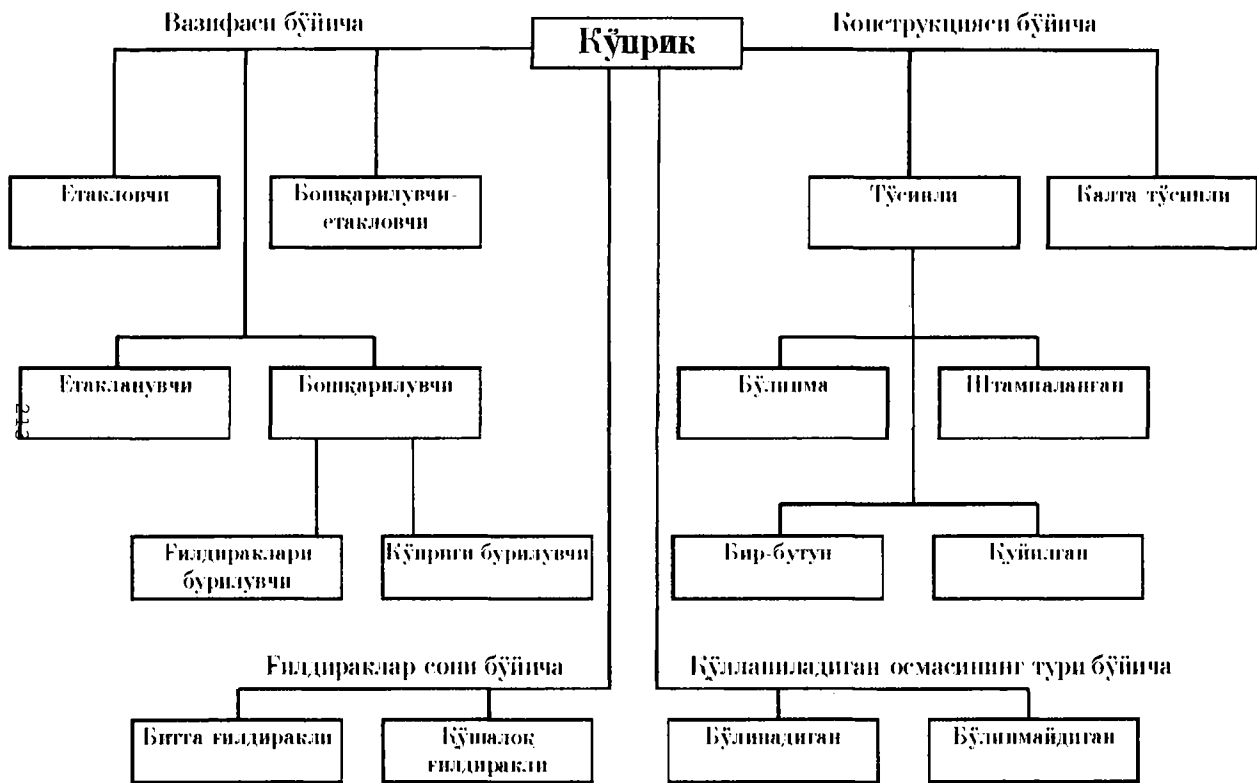
Конструкцияси энг мақбул бикирликка эга бўлиши лозим;

Бошқарилувчи филдиракларнинг стабиллиги таъминланиши керак.

Юқоридаги талабларнинг қўйилиши кўприкларнинг сархиллигини орттиради ва тасниф этишини тақозо этади (90-расм).

Вазифаси бўйича кўприклар етакловчи, бошқарилувчи, етакловчи–бошқарилувчи (ўзаро–уйғун), етакланувчи ёки ушлаб турувчиларга бўлинади. Етакловчи ва бошқарилувчи кўприклар ҳамма турдаги автомобилларга мансубдир. Етакловчи–бошқарилувчи (ўзаро–уйғун) кўприклар юқори ўтагонликка эга 4x4, 6x6 филдирак формулани юк автомобиллари (ГАЗ–66, УАЗ–469, УРАЛ–377) ва олд филдираклари етакловчи енгил автомобилларга мансубдир (ВАЗ–2108, ВАЗ–2109, ЗАЗ–1101, «Тико», «Нексия»).

Етакланувчи (ушлаб турувчи) кўприклар асосан таянч вазифасини ўтайди ва нормал ўтагонликка эга, 4x2, 6x4 филдирак формулани юк ва енгил автомобилларда ишлатилади.



89-Расм. Автомобил кўприкларининг таснифи

Бошқарилувчи кўприклар ўз навбатида гилдираклари бурилувчи (ҳамма турдаги автомобилларга мансуб) ва кўприги бурилувчиларга (тиркама, ярим тиркама, росцусклар) бўлинади.

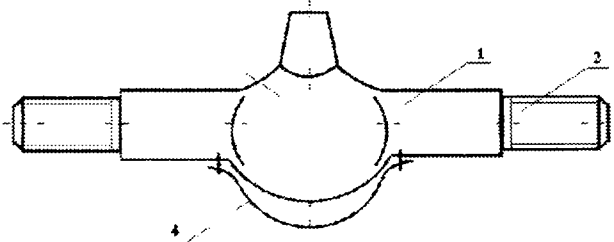
Кўприклар конструкцияси бўйича калта тўсичли (енгли автомобилнинг олд осмасига тегичли), ҳамда тўсичли (у асосан юк автомобилларининг орқа кўприklarига тегичли) бўлади. Тўсичлар ўз навбатида бўлима, бир-бутун, штамшаланган ва қуйилган турларга бўлиниши мумкин.

Кўприклар қўлланиладиган осмасининг тури бўйича бўлинадиган, бўлимайдиганларга ажралади. Ва шўҳоят, кўприклар гилдиракларининг сони бўйича битта гилдиракли, қўшалоқ гилдиракли бўлиши мумкин.

Таснифда қайд қилинган кўприклар автомобилнинг тури, кўприкнинг вазифаси ва х.к ларини ҳисобга олинган ҳолда қўлланилади.

### 10.3. Қуйилган талабларнинг кўприк конструкциясида қондирилиши

Ҳамма агрегатлардагидек кўприкларининг массаси кичик бўлиши мақсадга мувофиқ. Шунинг учун штамшаланган ёки қуйилган етакловчи кўприклар ичи ғовак қилиб тайёрланади. Қўйма етакловчи кўприклар (90-расм ) жуда мустаҳкам қўяндан, болғанадиган қўяндан, ўхуд иўлат ёки алюминий қотинмасидан қилиниши мумкин.

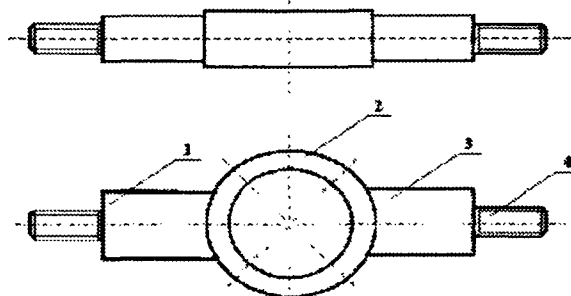


90-расм Яхлит тўсичли қуйилган кўприк

Унинг гилофи 1 нинг қўидаланг кесими тўртбўрчак бўлиб икки томонига иўлат трубалар 2 маҳкамланган бўлади. Иўлат трубаларга

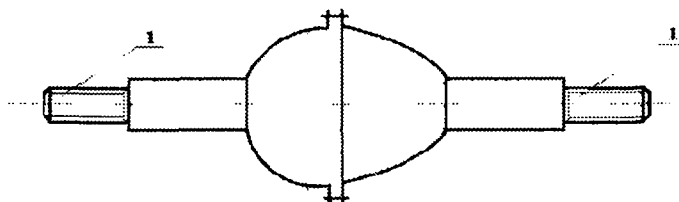
илдирак гунчаклари бириктирилсини мумкин. Кўприкнинг ўрта қисми 3 ривожлаштирилиб асосий узатмани маҳкамлашга мўлжалланади. Орқа қисми пўлат қонқоқ 4 ёрдамида беркигилади.

Бугунги кунда кўприкларнинг бир-бутун тўсинли, 4–12 мм қалинликдаги пўлатдан штамналаб ясалган тури кўп тарқалайти (КамАЗ). Бу турдаги кўприклар (91-расм ) икки бўлакни (1 ва 3) бир-бирига пайвандлаш билан бириктирилади ва маҳкамлигини янада ориттирини учун кўшимча халқалар 2 пайвандланади. Кўприкнинг икки томониغا гунчакларини жойлаштирини учун трубадар 4 бириктирилади.



91-расм. Яхлит тўсинли штамналанган кўприк

Етакловчи бўлима тўсинли кўприкларда (92-расм) асосий узатмасининг қобиғи кўшимча рамага маҳкамланади. Кўприкнинг икки томонидан илдирак гунчаги учун трубадар 1 бириктирилган бўлади.



92-расм. Етакловчи бўлима тўсинли кўприк

Бошқариладувчи ўқлар бир-бутун бўлиб пўлатдан болғаланиб тайёрланади. Унинг кўидаланг қисми ўзгарувчан кесимли бўлади.

#### 10.4. Қўприклар ва уларнинг қисмларини ҳисоблаш

Қўприклар ва уларнинг қисмларини ҳисоблашда қуйидаги ҳисоблаш режимлари ишлатилади:

1) Автомобилнинг тўғри чизиқли ҳаракати даврида унга энг катта тортиш  $P_{гmax}$  ёки энг катта тормозланиш  $P_{горmax}$  кучи таъсир этади. Автомобилнинг ёнидан таъсир этувчи куч йўқ, яъни  $P_y = 0$ . Етақчи гилдиракларга таъсир этувчи бўйлама уринма кучлар ( $P_{гmax}$  ва  $P_{горmax}$ ) илашши кучи  $R_{Zl} * \varphi$  га тенг бўлиши мумкин.  $\varphi = 0,7-0,9$  деб қабул этилади.

2) Автомобил бурилаётган вақтда унга ёнидан таъсир этувчи катта куч таъсирида ёнаки сирланади. Ёнидан таъсир этувчи  $P_y$  кучи гилдиракнинг йўл билан қўндаланг йўналишида илашши кучи  $P_y = R_{Zl} * \varphi_y$  билан чегараланган. Қўндаланг йўналишидаги илашши коэффициентини  $\varphi_y = 1$ . Бўйлама йўналишидаги кучлар ( $P_{гmax}$  ва  $P_{горmax}$ ) гилдиракларга таъсир этмайди.

3) Автомобил гилдираги йўл дўнғилигидан ўтганда унга динамик юкланиш  $R_{Zmax} * K_{дин}$  таъсир этди. Бўйлама ва қўндаланг йўналишидаги кучлар таъсири ҳисобга олинмайди.

#### 10.5. Орқа қўприкни ҳисоблаш

Орқа қўприкда рессоранинг маҳкамланган қисми кўп зўриқадиган жойин ҳисобланади. Батъида, қўприкнинг конструкциясига боғлиқ равишда, унинг ўрта қисми буралнишига ишлайди.

Автомобилнинг тўғри чизиқли ҳаракатида қўприк эгилиши ва буралнишига ишлайди. Шу ҳолларда таъсир этувчи кучлар схемаси 93-расмда кўрсатилган.

Бундан ташқари, вертикал а) ва горизонтал б) йўналишлардаги таъсир этувчи кучлар моментининг энюралари кўрсатилган. 93-расмдаги в) энюра эса, унинг буралнишидаги кучланишидир.

Агар қўприкнинг қўндаланг кесими юмалоқ бўлса, эгилиши ва



буралишидаги натяжавий кучланиш куйидагича аниқланади:

$$\sigma_n = \sqrt{M^2_{\alpha(\theta)} + M^2_{\alpha(z)} + M^2_{\text{бур}} / W} \quad (10.5-1)$$

бу ерда

$M_{\alpha(\theta)}$  - вертикал йўналишидаги энг катта эгувчи момент;

$M_{\alpha(r)}$  - горизонтал йўналишидаги энг катта эгувчи момент;

$M_{\text{бур}}$  - буровчи момент;

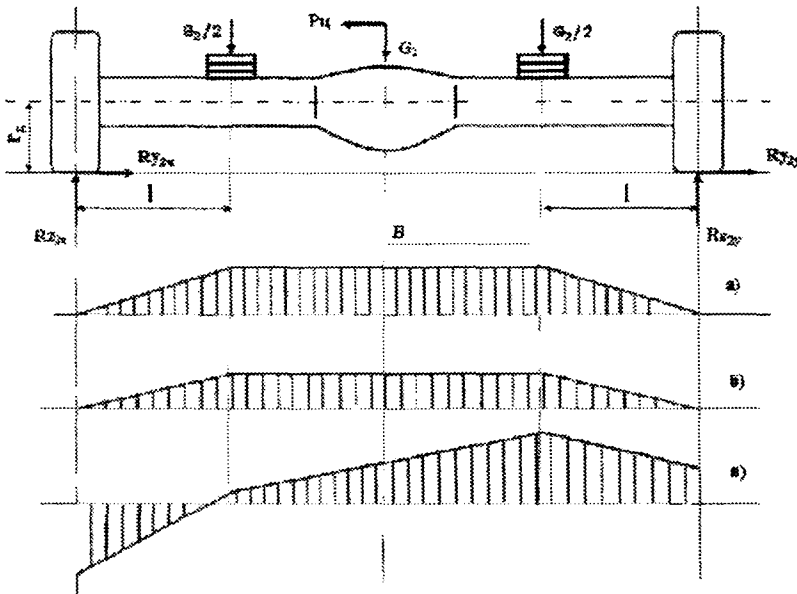
$W$  - кесимнинг қаршилик моменти.

ТрубаСИМОН юмалоқ кесим учун:

$$W = 0.2 * (D^4 - d^4) / D \quad (10.5-2)$$

бу ерда

$D, d$  - трубаНИНГ ташқи ва ички диаметрлари.



93-расм Орқа қўйишнинг ҳисоблаш схемаси

Вертикал йўналишидаги энг катта эгувчи момент  $M_{\alpha(\theta)}$  куйидагича аниқланади:

$$M_{\sigma(r)} = (m_{p2} * G_2 / 2 - g_c) * I \quad (10.5-3)$$

Горизонтал йўналишдаги энг катта эгувчи момент  $M_{\sigma(r)}$  эса:

$$M_{\sigma(r)} = R_{z 24(\ddot{y})} * \varphi * I \quad (10.5-4)$$

бу ерда

$m_{p2}$  - нормал акс-таъсирининг динамик ўзгариш коэффициенти;

$I$  - ғилдиракнинг марказидан рессора (нганга) ўрнатилган жойгача масофа;

$g_c$  - ғилдиракнинг оғирлиги;

$\varphi$  - илашш коэффициенти.

Агар кўприкнинг кўндаланг кесими тўғри тўртбурчак шаклида бўлса, напжавий кучланиш куйидагича аниқланади:

$$\sigma_{II} = (M_{\sigma_{max}(B)} / W_B) + (M_{\sigma_{max}(r)} / W_r) \quad (10.5-5)$$

Кесимнинг вертикал  $W_B$  ва горизонтал  $W_r$  йўналишдаги қариншлик моментлари куйидагича аниқланади:

$$W_{B,r} = (BH^3 - bh^3) / 6H \quad (10.5-6)$$

бу ерда

$B, b$  тўғри тўртбурчак кесимининг ташқи ва ички эни;

$H, h$  тўғри тўртбурчак кесимининг ташқи ва ички баландликлари.

Автомобил тормозланиш ёки тортини жараёнида ҳаракатланса кўприкнинг ғилдиракдан рессорагача (ёки реактив штангагача) қисми,  $m_{p2} * G_2 r_K * \varphi / 2$  акс-таъсир momenti ёки  $(M_{\sigma_{max}} * l_{KII} * l_{III}) / 2$  тортинш momenti таъсирида буралади.

$U$  вақтда кўприкнинг буралишидаги кучланиши куйидагича аниқланади:

$$\tau_{\sigma_{yp}} = (m_{p2} * (G_2 / 2) * r_K * \varphi) / W_{\sigma_{yp}} \quad (10.5-7)$$

$$\tau_{\sigma_{yp}} = (M_{\sigma_{max}} * l_{KII} * l_{III} * \eta_{rp}) / (2 * W_{\sigma_{yp}})$$

бу ерда

$W_{\sigma_{yp}}$  буралишидаги қариншлик momenti, у (10.5-6) дан аниқланади.

Автомобил ишғов билан ҳаракатланса,

$$m_{p2} = I + (Me_{max} * l_{кп} * l_{пп} * \eta_{тp}) / (L * G_2 * r_d) \quad (10.5-8)$$

тормозланиш жараёни учун эса,

$$m_{p2} = L / (L + \varphi * h_d) \quad (10.5-9)$$

бу ерда

$L$  — автомобил базаси;

$h_d$  — автомобил оғирлик марказининг баландлиги.

Ҳисобланган  $\sigma_{т1}$  ва  $\tau_{бур}$  кучлар прототипдаги (тимсол) ёки метёрний рақамлардан кичик бўлиши керак.

Автомобил бурилаётганда унга таъсир этувчи куч натижасида эгилишдаги кучланиш қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{эГ} = M_{эГ(\varphi)} / W_v \quad (10.5-10)$$

Кўприкнинг чап томонидаги этувчи момент:

$$M_{эГ(\varphi)} = R_{z 2(\varphi)} * l - R_{y 2(\varphi)} * r_k = [G_2 / 2 * (l + 2h_g / B) - g] * l - R_{z 2(\varphi)} * \varphi * r_k \quad (10.5-11)$$

Кўприкнинг ўнг томонидаги этувчи момент:

$$M_{эГ(\psi)} = R_{z 2(\psi)} * l + R_{y 2(\psi)} * r_k = [G_2 / 2 * (l + 2h_g / B) - g] * l - R_{z 2(\psi)} * \varphi * r_k \quad (10.5-12)$$

Агар автомобил ёлдирраги йўл дўнглигидан ўтса кўприкнинг эгилишдаги кучланиши қуйидагича аниқланади;

$$\sigma_{эГ} = M_{эГ(лн)} / W \quad (10.5-13)$$

бу ерда

$M_{эГ}$  — вертикал йўналишда эгилишдаги динамик момент.

$W$  қуйидагича аниқланади.

$$M_{эГ(лн)} = R_{zлн(\psi)} * K_{лн} \quad (10.5-14)$$

бу ерда

$$K_{лн} = 1,5 \dots 3,0$$

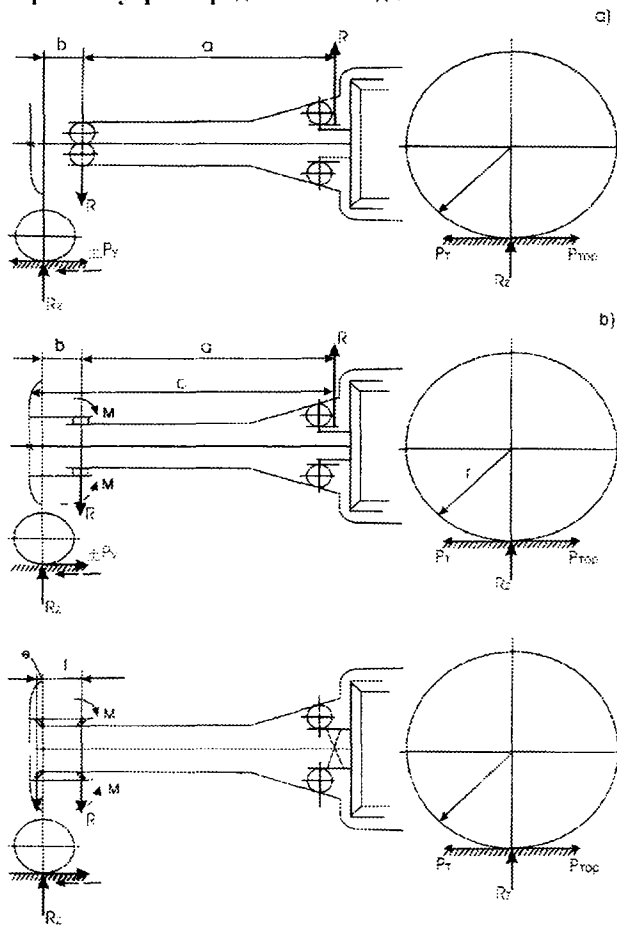
## 10.6. Ярим ўқлар

Ярим ўқлар буровчи моментни дифференциалдан етакчи ёлдиррақларга таъсир бериш вазифасини бажаради. Ярим ўқлар шартли равишда таъсир этувчи кучларга қараб қуйидаги турларга бўлинади

(94-расм ).

- ярим юксизлангирилган (а);
- тўрдан учга юксизлангирилган (б);
- тўла юксизлангирилган (в).

Ярим юксизлангирилган (94-расм а) ўқлар йўздан тўртки ҳисобига узатилаётган ҳамма кучлар ва моментларни қабул этади ва асосан енгил автомобилларнинг кўчрикларига ишлатилади.



94-расм Ярим ўқларнинг конструктив хусусиятлари

Тўла юкселантирилган ярим ўқлар (94-расм ,в) назарий жиҳатдан фақат буровчи моментни қабул қилади. Эксплуатация даврида ўқ эгилиб қолса, гуначак ва ярим ўқ бир текисликда ётмаса ва ҳ.к. эгувчи моментни ҳам қабул этади. Бу турдаги ярим ўқлар юк автомобилларининг ҳамма турларида шикатилади.

Тўртдан учга юкселантирилган (94-расм б) ярим ўқлар йўлининг нормал реакцияси  $R_z$  ни, тортиши  $P_T$  ва тормозлаш  $P_{TOP}$  ҳамда ёндан таъсир эгувчи  $P_y$  кучларини нафақат ярим ўқнинг ўзи, кўприк ҳам қабул қилади. Бу турдаги ярим ўқлар асосан юқори классли енгил автомобилларда қўлланилади.

Ярим ўқлар асосан уч хил турдаги ҳаракатда ҳосил бўладиган юкларини ҳисобланади

автомобилнинг тўғри чизиқли ҳаракати;

автомобил ёнга сирпаниб ҳаракатланаётганда;

автомобилга динамик куч таъсир этиб ҳаракатланаётганда.

Ярим ўқларни ҳисоблашда унга таъсир эгувчи кучлар схемасидан фойдаланамиз (94-расм ).

Автомобилнинг тўғри чизиқли ҳаракатида ёлдирақларга буровчи  $M_T$  ва тормозловчи  $M_{TOP}$  моментлар таъсир этади, яъни

$$M_{Tmax} = P_{Tmax} * r_K \quad (10.6-1)$$

$$M_{TOPmax} = P_{TOPmax} * r_K = R_z * r_K * \varphi$$

Ярим ўқларнинг иш жараёнида ҳосил бўлаётган патижавий эгувчи кучларини  $\sigma_H$  қуйидагича аниқланади.

Ярим юкселантирилган ярим ўқлар учун

$$\sigma_H = \sqrt{b^2 \left[ (P_{Tmax})^2 + G_c^2 \right] + P_{Tmax}^2 * r_K^2 / 0.1 * d^3} \quad (10.6-2)$$

Учдан тўртга юкселантирилган ярим ўқ учун

$$\sigma_H = \sqrt{(P_{Tmax})^2 * r_K + R^2 c^2 / 0.1 * d^3} \quad (10.6-3)$$

Тўла юкселантирилган ярим ўқ буралаётган ҳолати учун:

$$\tau_{\text{бур}} = (P_{\text{Тmax}} * r_k) / 0.2 * d^3 \quad (10.6-4)$$

бу ерда

$G_c$  -ғилдиракка тушган юкланиш;

$d$  - ярим ўқнинг хавфли кўндаланг кесимининг диаметри;

$R$  - дифференциал қобигининг ярим ўқга акс—таъсири.

Автомобил бурилаётган (ёки ёнаки сирланаётганда) ҳолатда, ярим ўқга тортин кучи  $P_{\text{ТМАХ}}$  таъсир қилади деб қабул этилади.

Ярим ўқга таъсир этувчи кучлар  $G_c$  ва  $P_y = G_c * \varphi_y$ .

Ярим ўқни эгилишдаги кучланиш кўйидагича аниқланади;

Ярим юкселантирилган ўқ учун:

$$\sigma_{\text{ор}} = (G_c * b + G_c * r_k) / 0.1 * d^3 \quad (10.6-5)$$

Учдан тўртга юкселантирилган ўқ учун (агар ярим ўқни маҳкамлаш моменти нолга тенг бўлса):

$$\sigma_{\text{ор}} = R * c / 0.1 * d^3 \quad (10.6-6)$$

Тўла юкселантирилган ўқ автомобил бурилиш вақтида эгилиш, чўзилиш (сиклиш)га ишламайди, сабаби шүкн, таъсир этувчи куч ва моментларни ғилдирак подшинини ва кўйиркинниг ўзи қабул этади.

Ўқга динамик юкланиш таъсир этганда ҳисоблаш моменти  $M_x$  кўйидагича аниқланади:

$$M_x = M_{\text{стmax}} * U_{\text{кл}} * U_{\text{тн}} * K_d * \eta_{\text{тр}} / 2 \quad (10.6-7)$$

Бундан ташқари, ярим ўқлар буралниш бурчагини аниқлаб ҳам ҳисобланади:

$$\theta = (M * l * 180) / (G * J_{\text{бур}} * \pi) \quad (10.6-8)$$

бу ерда

$\theta$  - ярим ўқнинг буралниш бурчаги;

$l$  - ярим ўқ узунлиги;

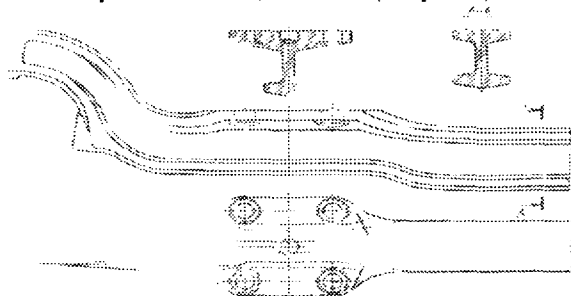
$G$  - иккинчи даражали эластиклик модули;

$J_{\text{бур}} = \pi * d^4 / 32$  - ярим ўқнинг буралнишдаги инерция моменти.

### 10.7. Олд кўприкни ҳисоблаш

Олд бошқарилувчи кўприклар асосан болғаланиб тайёрланадиган бутун тўснилардан иборат бўлиб, уларнинг кўндаланг кесими ўзгарувчандир.

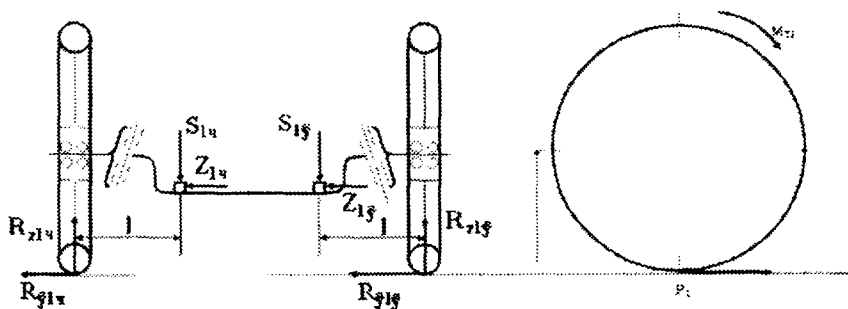
Унинг ўрта қисми двутавр шаклида, шкворен маҳкамланадиган жойига яқинлашган сари эса юмалоқлашади (95-расм).



95-расм Олд бошқарилувчи кўприк конструкциялари

Кўприкнинг гунчаги цўлатдан ясалиб, термик ишлов берилади.

Етакчи ва бошқарилувчи олд кўприк, орқа кўприк каби ҳисобланади. Етакчи ва бошқарилувчи кўприклар конструктив хусусиятлари бўйича фарқли бўлгани сабабли, уни ҳисоблаш усулини айрим кўриб чиқамиз.



96-расм Етакчи эмас бошқарилувчи ўқга таъсир этувчи кучлар схемаси

Олд кўприк тўсини уч хил юкланишга ҳисобланади:

- 1) Ёилдиракларга энг катта тортувчи (тормозловчи) куч таъсир этганда;
- 2) Ёилдиракларга энг катта ёйдан таъсир эгувчи куч натижасига;
- 3) Олд ёилдираклар йўл нотекислигидан ўтганда ҳосил бўладиган динамик юкланишга.

Биринчи тур юкланиш вақтидаги нормал акс-таъсирнинг ўзгармиш коэффициенти катта эканини ҳисобга олиб ( $m_{pl} = 1, 1... 1, 25$ ), автомобилнинг тормозланаётган ҳолатдаги юкланишга ҳисоблаймиз.

Олд кўприк тўсинини унинг тўғри чизиқли ҳаракати вақтида тормозланиши натижасидаги эгилиш ва буралишга ҳисоблаймиз. Тўсинининг вертикал йўналишида эгилишидан ҳосил бўлган кучланиш  $\sigma_{gr(v)}$  қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{gr(v)} = M_{grmax(v)} / W_B \quad (10.7-1)$$

бу ерда

$M_{grmax(v)}$  вертикал йўналишида ҳосил бўлган энг катта эгувчи момент;

$W_B$  тўсини қўйдаланг кесимининг вертикал йўналишидаги қаршилик momenti.

$M_{gr(v)}$  ва  $W_B$  қуйидагича аниқланади:

$$\begin{aligned} M_{gr(v)} &= (m_{pl} * G_l / 2 * g_c) * l \\ W_B &= (BH^3 * bh^3) / 6H \end{aligned} \quad (10.7-2)$$

Тўсинининг горизонтал текисликда эгилишидан ҳосил бўладиган кучланиш:

$$\sigma_{gr(r)} = M_{grmax(r)} / W_r \quad (10.7-3)$$

$M_{gr(r)}$  ва  $W_r$  қуйидагича аниқланади:

$$\begin{aligned} M_{gr(r)} &= (m_{pl} * G_l / 2) * l * \varphi \\ W_r &= ((H-h) * B^3 + h * (B-h)^3) / 6H \end{aligned} \quad (10.7-4)$$

бу ерда



$B, b, H, h$  – дугавар кўидаланг кесимнинг ўлчамларидир.

Олд тўсини кўпригининг буралишдаги кучланиш кўидагича аниқланади:

$$\tau_{\text{бур}} = M_{\text{бур}} / W_{\text{бур}} \quad (10.7-5)$$

Кўприкни буровчи момент  $M_{\text{бур}}$  ва кўидаланг кесимнинг қаршилик моменти кўидагича аниқланади:

$$M_{\text{бур}} = m_{p1} * G_1 / 2 * r_k * \varphi \quad (10.7-6)$$

$$W_{\text{бур}} = (1/3) * [c_1 * ((H-b) / 2)^3 + c_2 * (B-b)^3] / (B-b)$$

бу ерда

$$c_1 = 2B - 1,26 * (H-h) / 2$$

$$c_2 = H - 1,67 * (H-h) / 2 + 1,76 * (B-b)$$

Юқоридаги ҳисобларни бажаришда эгилиш учун кесимни рессора маҳкамланаётган жой ёнини, буралишга эса буровчи муштумчалардан рессора маҳкамланган жойгача масофани олиш мақсадга мувофиқ.

Олд кўприк тўсинига автомобил буралиш вақтида ҳосил бўлган энг катта ёндан таъсир этувчи куч таъжасида эгилиш кўидагича аниқланади:

$$\sigma_{\text{эг}} = M_{\text{эг}(r)} / W_{\text{в}} \quad (10.7-7)$$

бу ерда

$M_{\text{эг}(r)}$  олд кўприк тўсини учун вертикал йўналишдаги эгувчи момент.

У тўсининг чап ва ўнг томонлари  $M_{\text{эг1}(r)}$  ва  $M_{\text{эг2}(r)}$  учун кўидагича аниқланади:

$$M_{\text{эг1}(r)} = (G_1 * \varphi / 2) * (1 + 2 * \varphi * h_g / B) * r_d$$

$$M_{\text{эг2}(r)} = (G_1 / 2) * (1 - 2 * \varphi * h_g / B) * (1 + r_d * \varphi) \quad (10.7-8)$$

Олд елдиракларга автомобил йўл потекисликларидан ўтгандаги динамик кучдан эгилишдаги кучланиш кўидагича аниқланади:

$$\sigma_{\text{эг}} = M_{\text{эгдин}} / W_{\text{в}} \quad (10.7-9)$$

бу ерда

$M_{эЛ}$  Олд кўприк тўсинини вертикал йўналишида эгувчи момент.

У қуйидагича аниқланади:

$$M_{эЛин} = Rz / c_{(y)} * K_d * l \quad (10.7-10)$$

Олд кўприкнинг иш жараёнида катта юкланишга эга қисмлардан буриш цапфаси ва шкворениш ҳам ҳисоблаш мақсадга мувофиқ.

Олд кўприк буриш цапфасининг ҳисоблаш схемаси 98 расмда кўрсатилган.

Автомобилнинг тўғри чизиқли ҳаракатида у  $R_z$  ва  $P_{ТОРmax}$  кучлар таъсирида эгилади, яъни

$$\sigma_x = M / W = c * \sqrt{[(R_{z(c(y)} - g_x)^2 + P_{тор max}^2]} / 0.1 * d^3 \quad (10.7-11)$$

бу ерда

$\sigma_{эЛ}$  бўйлама вертикал текислигидаги жами эгилиш momenti;

$P_{ТОРmax}$  энг катта тормоз кучи.

Автомобил бурилаётганда елдиракларга энг катта ёндан таъсир этувчи куч таъсир этганда чап буриш цапфасидаги эгилишдаги кучланиш:

$$\sigma_{эр(ч)} = M_{эр(ч)} / W = (R_{z1(ч)} * c - R_{y(ч)} * r_d) / W = (G_1 * (1 + h_g * \varphi B) * (c - h_g * \varphi)) / 0.1 d^3 \quad (10.7-12)$$

Энг буриш цапфасидаги эгилишдаги кучланиш:

$$\sigma_{эр(й)} = M_{эр(й)} / W = (R_{эр1(й)} * c + R_{y(й)} * r_d) / W = (G_1 * (1 - 2h_g * \varphi / B) * (c + h_g * \varphi)) / 0.1 d^3 \quad (10.7-13)$$

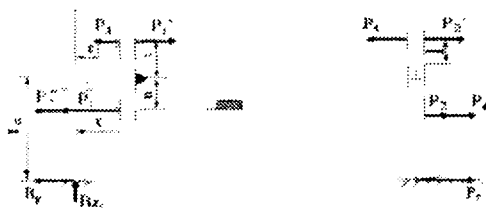
Ҳисоблаш жараёнида иланиш коэффициенти  $\varphi = 0, 0.1, 1, 0$  қабул қилиш мақсадга мувофиқ.

Буриш цапфасига динамик юкланиш таъсир этса, эгилишдаги кучланиш қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{эр} = M_{эр} / W = R_{эр(й)} * c * K_d \quad 0.1 d^3 \quad (10.7-14)$$

Буриш цапфаси шкворениш ҳисоблаш схемаси 97-расм в) да кўрсатилган. Шкворениш ҳисоблашда ҳам буриш цапфасини ҳисоблашдагидек юкланишлар шобатга олинади. Вертикал йўналишида таъсир

этувчи кучлардан ҳосил бўлган кучланишлар кичиклиги туфайли ҳисобга олинмайди.



б)



97-расм Етакчи эмас бошқарилувчи ўқ цапфасига таъсир этувчи кучлар схемаси

Ғилдирақларга энг катта тормозловчи куч таъсир этганда буриш цапфасининг шкворенни эгилишига ва кесилишига, таянчлари эса эилишига ҳисобланади.

Шквореннинг эгилишдан ҳосил бўлган кучланиш қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{or} = M_{or} / W_{or} = \Sigma P^{(II)} * l_1 / 0.1d^3 \quad (10.7-15)$$

Шквореннинг кесилишидан ҳосил бўлган кучланиш:

$$\sigma_{кк} = \Sigma P^{(II)} / F_{кк} = \Sigma P^{(II)} / l_2 * d \quad (10.7-16)$$

бу ерда

$d$  – шкворен диаметри.

Шквореннинг юқори ва пастки қисмини юқловчи вертикал акс- таъсир кучи, тормоз кучи, реактив куч қуйидагича аниқланади:

вертикал акс—таъсир кучи:

$$P^I_1 = P^II_1 = (R_{z1y(\ddot{y})} - g_c) * c / (a+b) \quad (10.7-17)$$

тормоз кучи:

$$P^I_2 = P_{Tmax} * b / (b+a) = R_{z1y(\ddot{y})} * \varphi * b / (a+b) \quad (10.7-18)$$

$$P^II_2 = P_{Tmax} * a / (b+a) = R_{z1y(\ddot{y})} * \varphi * a / (a+b) \quad (10.7-19)$$

реактив куч:

$$P^I_3 = Q * b / (b+a); P^II_3 = Q * a / (b+a); \quad (10.7-20)$$

$$Q = P_{Tmax} * c \cdot l = R_{z1y(\ddot{y})} * \varphi * c \cdot l$$

бу ерда

$Q$  – қўндалиг рул юритмасининг акс таъсири;

Тормоз моментидан

$$M_{тор} = P_{торmax} * r_d = R_{z1y(\ddot{y})} * \varphi * r_d \quad (10.7-21)$$

$$P^I_4 = P^II_4 = R_{z1y(\ddot{y})} = P_{торmax} * r_d / (a+b) \quad (10.7-22)$$

Шквореннинг юқори қисмидаги жами куч,

$$\sum P^I = \sqrt{\left(P'_1 - P'_3\right)^2 + \left(P'_4 - P'_2\right)^2} \quad (10.7-23)$$

Шквореннинг пастки қисмидаги жами куч,

$$\sum P^II = \sqrt{\left(P''_1 + P''_3\right)^2 + \left(P''_4 + P''_2\right)^2} \quad (10.7-24)$$

Ғилдирақларга автомобил бўрилишида энг катта ёндан таъсир этувчи куч таъсири натижасида бўлган эгилишдаги кучланиш (10.7–16), (10.7-14), (10.7-15) формуласидан фойдаланиб аниқланади. Олд ғилдирақлар бошқарилувчи бўлганлиги учун, шкворенга таъсир этувчи кучлар ғилдиран текислигига тик жойланади.

Вертикал акс—таъсирдан ҳосил бўлган кучлар.

$$P_I = P_{I1} = (R_{z1y(\ddot{y})} - g_c) * c / (a+b) \quad (10.7-25)$$

Ёндан таъсир этувчи  $P_y$  куч ва унинг моментидан, чан шкворенда:

$$P_I = P_{II} = R_{yI(q)} * c / (a+b) = R_{yI(q)} * \varphi_y * c / (a+b) \quad (10.7-26)$$

Ўнг шкворенда:

$$P_I = P_{II} = R_{yI(\tilde{y})} * c / (a+b) = R_{yI(q)} * \varphi_y * c / (a+b) \quad (10.7-27)$$

чан шкворенининг юқори ва пастки қисмидаги жами куч:

$$\Sigma P^I = [R_{yI(q)} * (r_x - b) - (R_{zI(q)} - g_x) * c] / (a+b) \quad (10.7-28)$$

$$\Sigma P^{II} = [R_{yI(q)} * (r_x + b) - (R_{zI(q)} - g_x) * c] / (a+b)$$

Ўнг шкворенининг юқори ва пастки қисмидаги жами куч:

$$\Sigma P^I = [R_{yI(\tilde{y})} * (r_x - b) + (R_{zI(\tilde{y})} - g_x) * c] / (a+b) \quad (10.7-29)$$

$$\Sigma P^{II} = [R_{yI(\tilde{y})} * (r_x + b) + (R_{zI(\tilde{y})} - g_x) * c] / (a+b)$$

### 10.8 Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар

1. Автомобил агрегатлари тизмида қўриқларнинг заруриятини айтинг;
2. Қўриқда жойланган агрегатларнинг ичига сув, лой киришдан сақланиш зарурияти талабини тушунтириб беринг;
3. Қўриқнинг биқир бўлиши заруриятини шарҳланг;
4. Қўриқнинг массаси кичик бўлиши талабининг қондирилиш усулларини айтинг;
5. Қўриқ ва унинг қисмларини ҳисобламдаги режимларини айтинг;
6. Орқа қўриқни ҳисобламда, унда ҳосил бўладиган кучланишларга қўидаланг кесимининг таъсирини тушунтиринг;  
Йрим ўқларнинг таъсир этувчи кучларга қараб турларини айтинг;
8. Олд қўриқ тўсивини ҳисобламдаги юкланиш турларини айтинг;
9. Буриш папфаси шкворенини ҳисобламда таъсир этувчи кучларни аниқланг.

## II. ОСМАЛАР

### II.1. Осмаларнинг зарурияти

Осма автомобил юриш қисмининг асосий бўлақларидан ҳисобланиб, кузовни йўл билан боғланишини таъминлаб туради. Маълумки, йўл потекисликлардан иборат бўлиб, унинг микро ва макро потекисликларидан ҳосил бўлган турткилар кузовга узатилиши натижасида, олиб кетилаётган юк ёки йўловчига салбий таъсир этади. Бу ҳолатни камайтириш учун гилдирак ва кузов орасига эластик элемент /пружина, рессора, торсион/ жойлаштириш керак. Етакчи гилдираклардан етакланувчиларига итарувчи кучни узатиш ва тормозланувчи гилдираклардаги тормоз кучини кузовнинг кинетик энергияси сўндирилишини таъминлаш учун, гилдиракни кузов билан боғлайдиган кучларни қабул этишига қодир йўнаштирувчи ричаглар ҳам зарурдир. Ва ниҳоят, йўл потекисликларидан узатилаётган сурункали турткилардан ҳосил бўлаётган тебранишлар меъёрий рақамлардан ортқ бўлмаслиги инсон саломатлигига ижобий таъсир этиб, тебранишларни сўндиргич ёки амортизатор бўлишини тақозо этади.

Шундай қилиб, осмалар тортувчи, тормозловчи кучларни қабул қилиш, йўл потекисликларидан ҳосил бўлган турткиларни қабул қилиб, меъёрий даражагача камайтириш, ҳамда тебраниш амплитудаси ва давомийлигини камайтириш вазифасини бажаради.

### II.2. Осмаларга қўйиладиган талаблар

Осмаларнинг вазифасидан келиб чиққан ҳолда унга қуйидаги қатор талаблар қўйилади:

- ўлчамлари ва массаси кичик, тузилиши содда ва техник қаров ўтказиш ўнғай, таъмирлаш осон, шовқинсиз каби умумий талаблар;
- ўқга тўғри келган юкланишнинг ҳамма қиймаларида рессорланган массасининг ўз тебраниш частотаси энг мақбул бўлиши лозим; динамик юкланишлар таъсир этишда чеклагичларга турткиларнинг

- етиб бормаслиги мақсадга мувофиқ;
- кузов тебранишининг сўндирилиши энг мақбул бўлиши керак;
- автомобил тормозланганда ва шифтов билан ҳаракат бошланганда олд қисмининг ийғиғини ва кетинги қисмининг қўтарилиш ҳолатлари чекланган бўлиши зарур;
- ғилдиракларнинг жойланиши бурчаклари / шкворен ва ғилдиракнинг оғини бурчаклари / ҳаракат даврида кам ўзгарини керак;
- ғилдираклар ва рул юритмаси кинематикаларининг бир–бирига мувофиқлиги таъминланиши зарур;
- автомобил бурилаётганда ва бошқа ҳолатларда кузовнинг оғини бурчаги энг кам бўлишини таъминлаши керак;
- автомобилнинг юрини раволиги таъминланиши зарур.

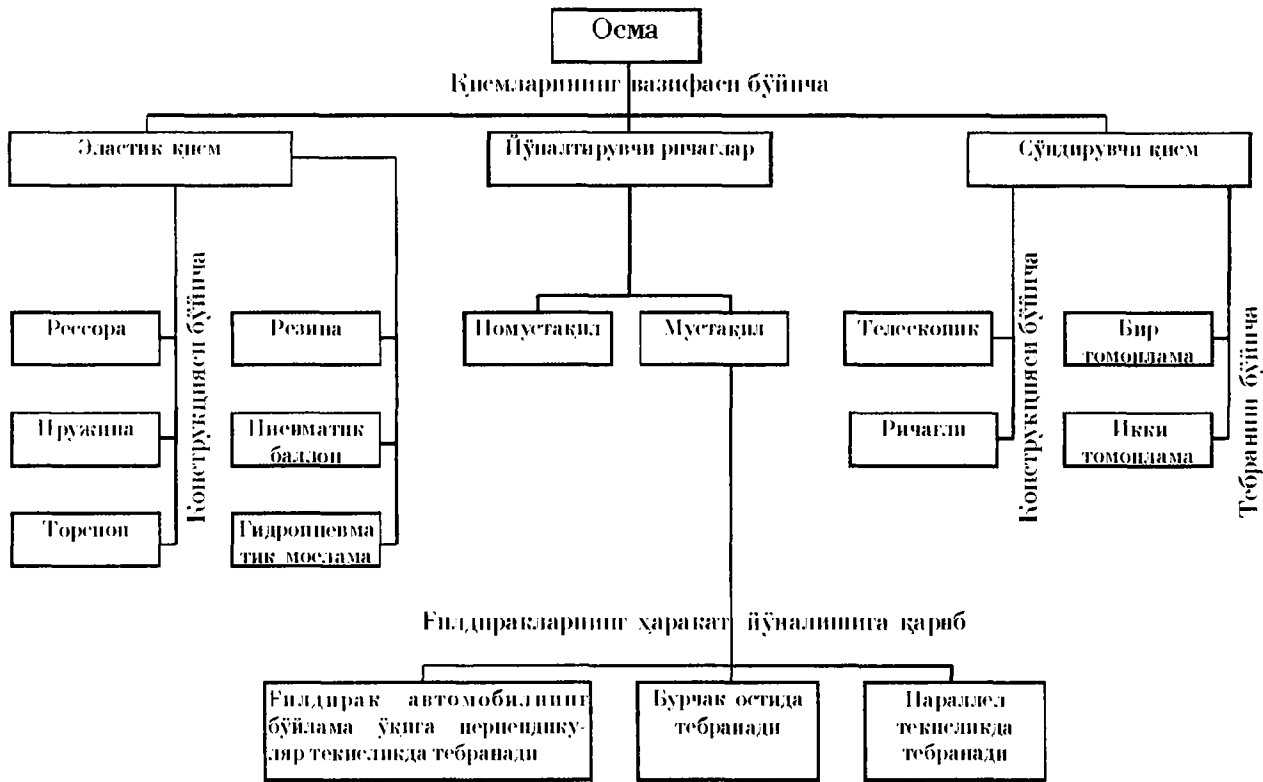
### **11.3. Осмаларнинг таснифи**

Осмаларга қўйилган талабларнинг сархиллиги ва уларни конструкциясига табиқ эгши эҳтиёжининг борлиги, осма турларининг хилма–хиллигини келтириб чиқаради ва уларнинг иш жараёнини ўрганиш осан уш тасниф элини тақозо этади.

Автомобил осмаларининг таснифи 98-расм да кўрсатилган.

Тасниф осмаларининг учта асосий қисм эластик, йўналтирувчи ричаглар ва сўндирувчи қисмлардан иборатлигини ҳисобга олган ҳолда амалга оширилади.

Эластик қисми конструкцияси бўйича рессора, пружина, торсион, резина, пневматик баллон, гидравлик мосламадан иборат бўлиши мумкин, Рессоралар османинг иккита асосий қисми / эластик, йўналтирувчи / шинг вазифаларини бажара олиши каби афзаллиги борлиги учун ҳам енгил автомобилларининг кетинги осмаларида, ўрта ва катта юк қўтара оладиган автомобилларда муваффақиятети ишлатилади. Унинг камчилиги тайёрлани учун металлининг кўп сарфланиши, ҳамда рессора листлари орасидаги



98 Рас. Оси аришиг тасвифи



инқалаштирди. Қайд этилган камчиликларни камаййтириш учун листлар қатлами камайитирилади ва уларнинг оралари мойланади.

Пружиналар эластик қисм сифатида мустақил осмаларда ишлатилади, Унинг муҳим афзаллиги, солиштирма энергия ҳажмининг катталигидир, яъни рессорага нисбатан турткиларни сўндирини қобилияти юқоридир. Шу жиҳатдан фойдаланувчига қудайлиги юқори бўлиши зарур бўлган енгил автомобилларда ишлатилади. Лекин, пружинани осмада жойлаштириш муаммолари унинг конструкциясини қийинлаштириши каби камчиликка эга.

Торсион ҳам пружина сифатига эга бўлган эластик қисм бўлиб, осма конструкциясини нисбатан соддалаштиради.

Резинадан ясалган эластик қисм ҳозир осмаларда ишлатилмайди. Кейинги вақтда осмаларда резинокорд тўқимаси асосида ишланган пневмобаллонлар қўи ишлатилаяпти. Сабаби шуки, бу эластик қисмда ҳаво босимини ростлаш ҳисобига унинг биқирлигини ўзгартириши, натижада йўловчига старли даражадаги қудайликни муҳайё этини мумкин.

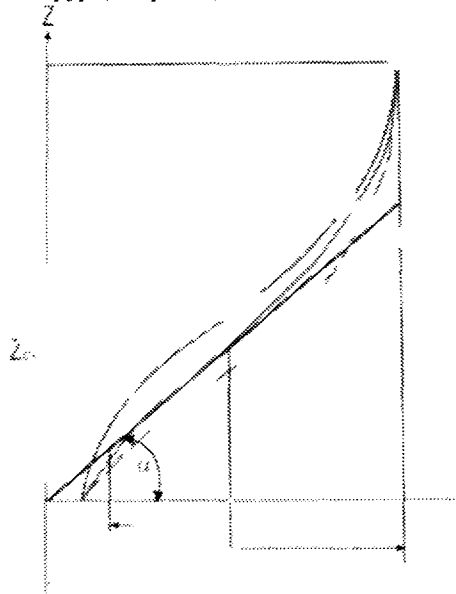
Гидропневматик эластик қисм ҳам осма тизимида ўз ўрнини эгаллаган.

Осмалар йўналтирувчи рычагларининг турига қараб номустақил ва мустақилларга ажралади. Мустақил осмаларда бир ғилдиракка таъсир этган туртки иккинчисига деярли узатилмайди. Номустақил осмада эса бир ғилдирак қабул қилган туртки иккинчисига узатилади. Ўз навбатида мустақил осмалар ғилдиракларининг турткилар таъсиридаги ҳаракат йўналишига қараб ғилдирак автомобилнинг бўйлама ўқига тик, бурчак остида, параллел тебранадиғанларига бўлинади.

Османинг сўндирувчи қисми конструкцияси бўйича телескопик, рычагли бўлиши мумкин. Ўз навбатида улар тебранишининг йўналишига қараб бир томонлама ва икки томонлама турларга бўлинади.

#### 11.4. Осмаларга қўйилган талабларнинг унинг конструкциясида қондирилиши

Османнинг вазифаси билан боғлиқ равишда унга қўйилган талабларнинг энг асосийси, ўқга тўғри келган юкланишнинг ҳамма қийматларида рессорланган массасининг ўз тебраниш частотаси энг мақбул бўлиши керак. Бу талабнинг келиб чиқиши автомобил эксплуатацияси вақтида унинг ёлдиракка тушган юк миқдорининг ўзгаришидир. Талабни қондирилиши учун ёлдиракка тўғри келган юк ва эластик қисмининг (пружина, рессора) деформацияси ўртасидаги боғланиш маълум қонуниятга бўйсуниши зарур (99-расм).



99-расм Осмаларнинг эластиклик тавсифи

Бундай графикни османнинг эластиклик тавсифи дейилади. Статик юкланишга мос деформация  $f_{ст}$  атрофидаги маълум диапазонда ( $f_{ст\max}$ ,  $f_{ст\min}$ ) османнинг тебраниш частотаси енгил ва юк автомобиллари учун 0,8-1,9 Гц атрофида бўлиши керак. Бу автомобилнинг юриш раванлигининг метёрда

эканлигини ва йўловчи учун қўлайлик мавжудлигидан дарак беради. Айтиш жоизки, йўловчи учун 60-80 тебр/мин атрофидаги тебранини частотаси қўлай ҳисобланади.

Автомобил потекис йўлда ҳаракатланган даврида тик йўналишлардаги тебранини бир неча баробар (2–3) ортиб кетади, натижада йўловчи ўзини ноқўлай сезади. Шунинг учун осма конструкциясида унинг юқорига  $f_{CTO}$  ва пастга  $f_{CTH}$  деформациясини чеклагич резиналар (буфер) ўриатилади. Амортизатор қисмларининг бир-бирига шибатап ҳаракати меъёри бўлгани сабабли, ўриатилган чеклагич резиналар уларни ҳам бузилишдан сақлайди.

Масаланинг қўлай ечимларидан бири, ма тавелфини прогрессив қилишдир, яъни юкланишнинг ортинги осма деформациясини камайтириш билан, ма биқирлигининг ортингига боғлиқ бўлиши керак. Мўаммонинг ечими юк автомобиллари орқа осмасининг рессораси устида қўшимча рессора ўриатилиши натижасида бирламчи ҳал этилади. Автомобилнинг юки орта бошлаган сари, устки рессора ҳам ишга туша бошлайди, унинг биқирлиги ортади, тебранини частотаси эса меъёрида сақланади.

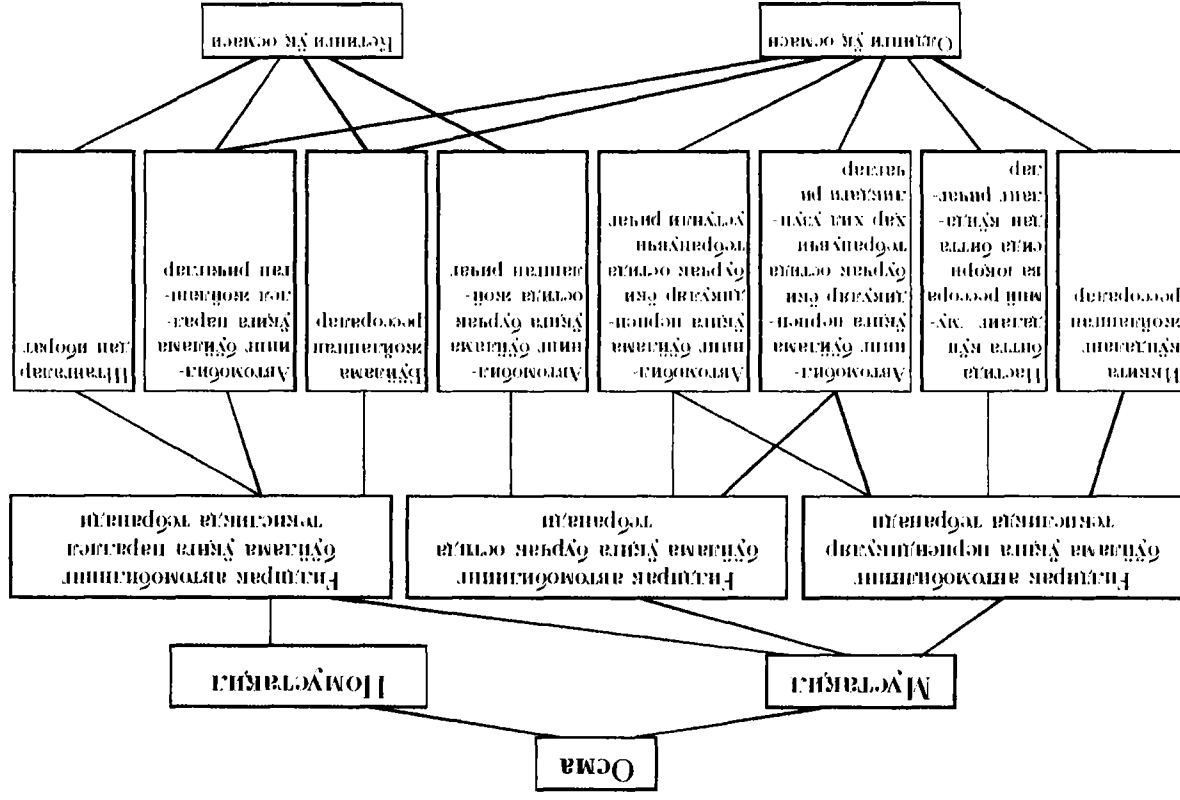
Шу жиҳатдан шевматик эластик қисм кейинги вақтда автобуслар масида фаол ишлатилаяпти. Автобусларда юкнинг ўзгарини диапазон катталиги сабабли  $f_{CT}$  деформациянинг ўзгармаслиги мақсадга мувофиқ. Бу эса шевмобаллондаги босимни ўзгартириши ҳисобига амалга оширилади.

Осмага қўйилган талабларнинг қондирилишида уларнинг кинематик схемаси катта аҳамиятга эга. Бундан ташқари, автомобилнинг юрини раволиги, турғунлик ва бошқарилувчанлиги, массаси ва таннархига ҳам таъсир этади.

100-расмда осмаларнинг кинематикасига қараб таснифи келтирилган.

Осмалар кинематикасига қараб мустақил ва номустақил бўлади. Уларнинг бир-биридан фарқи, йўлдан қабул қилинган турткиларнинг бир гилдиракдан иккинчисига узатилиши (номустақил) ва узатилмаслигига (мустақил) боғлиқдир.

Мустақил осмалар енгил автомобиллар олд ўқида, юк автомобили ва



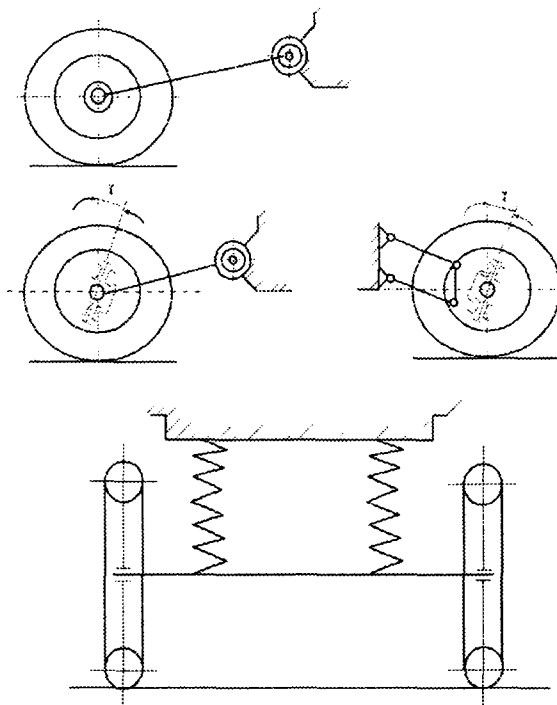
100-Paom. Oe - darajali tashkili

автобусларда та номуқтақил тури ишлатилади.

Муқтақил ва номуқтақил осмалар ўз навбатида ғилдирак автомобилнинг бўйлама ўқига параллел, тик ва бурчак остида тебранувчи турларига бўлинади.

Османнинг бу кинематик схемалари конструктив жиҳатдан бўйлама жойлашган рессоралар, итгангалар, автомобилнинг бўйлама ўқига тик, параллел, бурчак остида жойлашган ричаглардан иборат бўлиши мумкин.

101-расмда автомобилнинг бўйлама ўқига параллел жойлашган (А,Б,В схемалар) кинематик схемали олд ва орқа осмалар кўрсатилган.

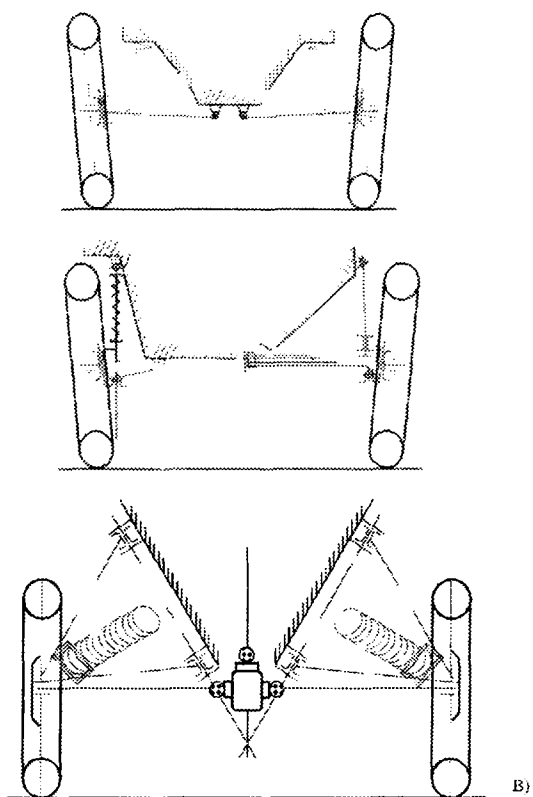


101-расм Осмаларнинг кинематик схемалари

Улар битта (А,Б) ёки иккита (В) ричагли бўлиши мумкин. Бу турдаги осмаларда эластик қисм бўлиб пружина, торсион ишлатилиши

мумкин. Автомобилнинг ҳаракати даврида шкворенининг оғиш бурчаги ўзгариши сабабли, автомобилнинг статик ҳолати учун 18-22<sup>0</sup> гача қийматга эга. 101-расм Г кинематик схема номуस्ताқил осмаларда қўлланилиб унинг эластик қисми рессора, пружина, торсиондир. Йўналтирувчи қисм сифатида бўйлама жойлашган торқилар қўлланилади. Бу кинематик схемали осмаларнинг хусусияти шуки, автомобилнинг нотекис йўлдаги ҳаракати даврида кося ва филдираклардан кўндаланг текисликдаги оғиш бурчаги (развал) назарий жиҳатдан ўзгармайди.

Автомобилнинг бўйлама ўқига перпендикуляр жойлашган схемали осмалар (102-расм А,Б) да кўрсатилган.



102-расм Осмаларнинг кинематик схемалари

Бу осма кўйдаланг текисликда тебранувчи (А) битта ричагдан иборат бўлиб, эластик қисм вазифасини пружина ёки торсион бажаради. Автомобил потекис йўлдан ҳаракатланганда колея ва вилдиракларининг ўриятилини бурчаклари (развал,схождение) ўзгаради. Кўйдаланг текисликда тебранувчи эмага мисол тариқасида бир учи цилиндрик йўналиштирувчи билан боғлиқ (102-расм В,чап томони) кўйдаланг ричагли османи келтирини мумкин. 102-расм В нинг ўнг томонида шу турдаги эма бўлиб, кўйдаланг ричаг вазифасини рессора бажарган холос. Бу схемали шкала осмада ҳам унинг цилиндрик қисми буровчи муитгум билан бирга вертикал йўналишида ҳаракатланади. Осмаларининг колеяси ва вилдиракларининг жойлашини бурчаклари ҳаракат даврида кам ўзгаради.

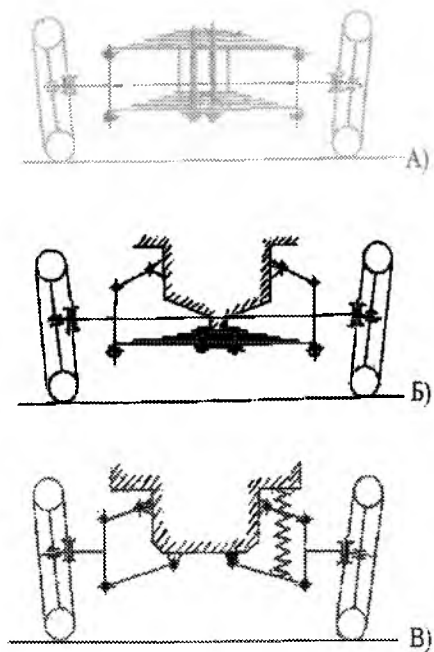
Автомобилнинг бўйлама ўқиға бурчак остида жойланган осмалар (102-расм, В) вилдираги бир вақтнинг ўзида икки текисликда ҳаракатланади. Унинг эластик қисми пружинадан иборат.Ҳаракат даврида османинги колеяси ҳисобға олмаслик даражада ўзгаради, лекин вилдиракнинг жойлашини бурчаги дурустгина қийматта эға бўлини мумкин.

Енгил автомобилларининг олд осмаларида автомобилнинг бўйлама ўқиға тик ёки бурчак остида жойланган иккита юқориги ва насткни ричагли кинематик схемалар (103-расм А,Б,В) кўп шиклатилади.

Ричагларининг шккаласи ҳам рессорадан иборат (А), ёки битта насткиси рессора (Б), ёхуд шккаласи ҳам ричагдан иборат схемалар шиклатилини мумкин. Бу кинематик схемаларда эластик қисм пружинадан иборатдир.

Таҳлил этилаётган осмаларининг кинематик схемаларида вилдиракларининг колеяси ва жойлашини бурчагининг ўзгариши қайд этилини мақсадли. Умуман айтилганда, колея ва вилдиракларининг жойлашини бурчагининг ўзгариши мақсадға мувофиқ эмас. Сабаби шуки, нишасини ейлини ортади, сирначик йўлларда эға ёнға сурилини туфайли автомобилнинг турғулиги ёмонланади, вилдиракларининг тик йўналишидаги жойлашини бурчаги (развал) нинг ўзгариши ёнаки сурилини бурчагиға

таъсир этиб, автомобилнинг бурилувчанлигига фаол таъсир этиши мумкин.



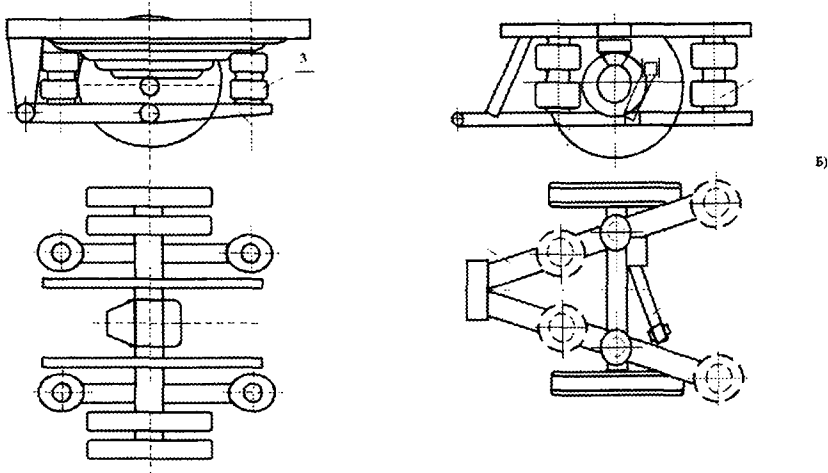
103-расм Осмаларнинг кинематик схемалари

Кетинги осмалар кинематикасида ҳам уларнинг йўналтирувчи қисмлари катта аҳамиятга эга. Юк автомобилларида эластик қисм сифатида рессоранинг ишлатилиши унинг олдинги (кетинги) ўқини рама билан бирлаштириш вазифасини ҳам бажаради. Демак, бир вақтнинг ўзида рессора йўналтирувчи ва эластик қисм вазифаларини бажаради. Агар эластик қисм сифатида шевмобаллон ишлатилса (104-расм А), қўшимча илгангаларни 1 қўллашга тўғри келади.

Штангалар 1 бир томондан шевмобаллон 3 ни ушлаб турса, иккинчиси бўйлама ва қўйдаланг йўналишидаги кучларни қабул қилади. Шу жиҳатдан йўналтирувчи қисмин (104-расм Б) 1 –симон қилинса ҳам



бўлади, сабаби шуки, бу схемада бир вақтнинг ўзида иккита йўналишдаги (кўидаланг, бўйлама) кучлар қабул қилинади. Кўичилик осмаларда кўидаланг йўналишдаги кучларни қабул қилиш учун кўидаланг ричаг 2 ҳам ишлатилиши мумкин.



104-расм Пневмобаллонли кетинги осмаларнинг кинематик схемалари

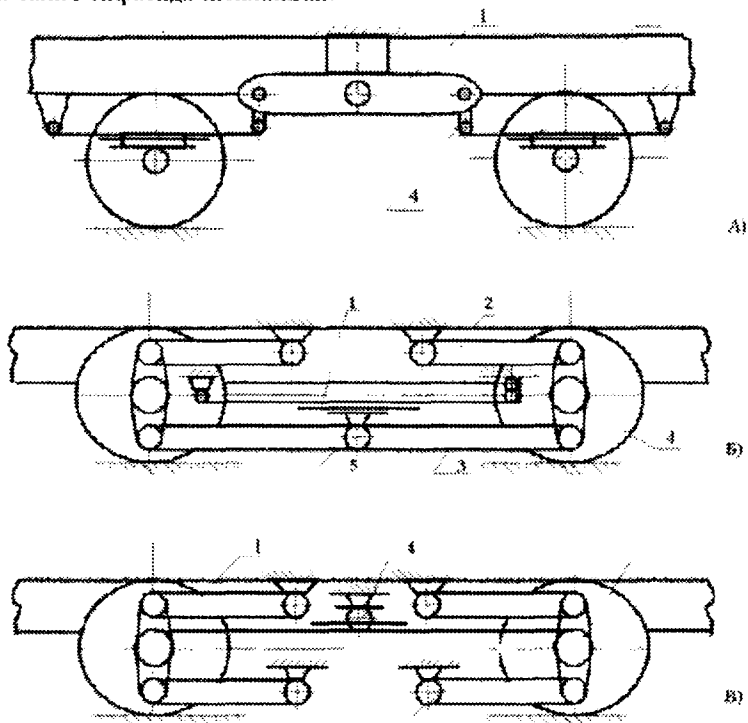
Оғир юк кўтарувчи, юқори ўтабонликка эга автомобилларда бу муаммонинг ечими бошқачароқдир (105-расм ).

Бу турдаги осмаларни балансирли осмалар дейилади.

105-расм А да османинг ҳар бир ўқи 3 ўзининг эластик қисми 2 га эга бўлиб, зиракчалар 4 орқали балансир 1 билан бириктирилган. Балансир 1 кўн ўқини кетинги осмаларда вилдирақлардан узатилаётган куч ва моментларни рамага узатади, ҳамда ўқларга тушаётган юкларни қайта тақсимлайди. Бу схемада рессоралар 2 йўналтирувчи ва эластик қисм вазифасини бажаради.

105-расм Б да эса рессора 1 рамага бармоқ ва зиракча ёрдамида бириктирилиб балансир ўқи 5 ни ҳам ушлаб туради.

Тортиқлар 2, 3 эса кўриқни 4 рама билан боғлайди. Учинчи схемада (105-расм В) эса балансири ўқи 4 кронштейнлар орқали рамага ва рессорага шарнирли маҳкамланган бўлиб, рессора ўз навбатида ўқлар устида таянч сифатида жойлашган.



105-расм Балансири осма турларининг схемалари

## 11.5. АМОРТИЗАТОРЛАР

Амортизаторлар осмаларда ҳосил бўлган тебранишларни сўндиргич бўлиб, конструкцииси бўйича рычагли ва телескопик, шунингдек жараёнини ҳисобга олганда эса, бир ёки икки томонлама ишлайдиганларига бўлинади.

Бундан ташқари, ишлаш принципи бўйича амортизатор фрикцион /қуруқ ишқаланишли/, гидравлик /қовушқоқ ишқаланишли/, электродинамик /электромагнит қаршилик кучлари/ турларига ҳам бўлиниши мумкин.

Амортизаторга қўйидаги талаблар қўйилади:

- осма тебранишининг ортнини билан унинг сўндирини қобилияти ортнини зарур;
- автомобил гилдираги кичик шокликлардан ўтганда тебранишини сўндирини қобилияти кичик бўлиши керак;
- ҳар хил шороит ва ҳароратда ишлаганда иш жараёни стабил бўлиши лозим;
- амортизатор орқали кузовга узатилиши мумкин кучлар энг кичик бўлиши мақсадга мувофиқ.

Автомобил осмасидаги тебранишини сўндирини зарурияти унинг ҳаракат тезлигининг ортнини ва юрини равоилигига қўйилган талабларнинг ортнини натижасида яна ҳам долзарбдир.

Тебранишини сўндирини кинетик энергияни иссиқлик ёки электрик турига айлантириши билан боғлиқ жараёндир. Тебраниши вақтидаги кинетик энергияни электрик энергияга айлантириши усулини автомобилларда ишлатиши мураккаблиги ва ташархнинг баландлиги туфайли қўлланилмайди. Кинетик энергияни иссиқлик энергияга айлантириб атмосферага тарқатини, қуруқ ишқаланиши / фрикцион дискли амортизаторларда /, суюқлик ишқаланиши / гидравлик амортизаторларда /, молекулалар аро ишқаланиши / пневматик ва резинали амортизаторлар / турлари сифатида мавжуддир.

Бугунги кун техника ва технологиясининг ривожни автомобил маларида гидравлик амортизаторларнинг ишлатилиши энг ўнғай ва мўжаз /иҳчам/ эканлигини исботлайди.

Гидравлик амортизаторларнинг иш жараёни нуқдайки, тебранишининг кинетик энергиясини, қовушқоқлик ишқаланиши ҳисобига иссиқликка айлантириб, атмосферага тарқатилади. Бу вақда амортизатор ичидаги ҳарорат 100<sup>0</sup> С дан ортнини мумкин. Гидравлик амортизатор тузилиши поршенли насос каби бўлиб, фарқи суюқликни ёниқ контурда бир

камерада иккинчисига ҳайдаш жараёнидан иборатдир. Шу жиҳатдан улар гидравлик машинанинг худди ўзгинасидир. Иш жараёнида телескопик амортизаторларда 2-5 МПа, рычагисиди эса 15-30 МПа босим ҳосил бўлиши мумкин. Танланган босимнинг қийматига қараб гидравлик амортизаторнинг дросселловчи қисмининг ўлчамлари танланади.

Дросселловчи қисм-амортизаторда суюқлик сақланадиган ҳажмлари бир-бирига боғловчи каналлар мажмуасидир. У каналларнинг конструкцияси шундай ҳисобланиши ва ясалishi зарурки, амортизаторда маъқул тавсифни таъминлаши ва унинг тебранишини сўндириши амалга ошириши керакдир.

Амортизатор тавсифи деб, қаршилик кучи  $P_a$  нинг амортизатор поршенининг цилиндрга нисбатан силжishi тезлигига айтылади, Амортизатор тавсифлари турли кўринишдада бўлиши мумкин /106-расм /. Тавсифларнинг барчаси  $P_a = K_m * V^m_x$  эмпирик қонуниятга бўйин сувади. бу ерда

$P_a$  - амортизаторнинг қаршилик кучи;

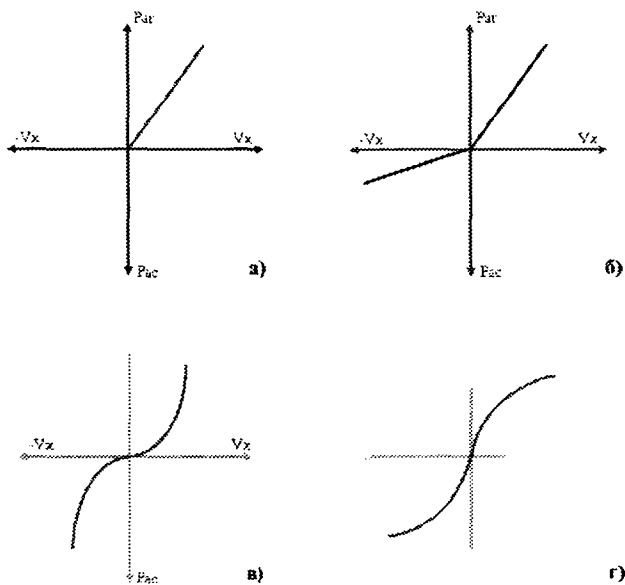
$K_m$  - тавсиф бошланғич қисмининг коэффициенти;

$V_x$  - амортизатор поршенининг цилиндрга нисбатан силжishi тезлиги;

$m$  - даража кўрсаткичи;  $1 \leq m \leq 3$

$m$  даража кўрсаткичи амортизатор қаршилигининг ўсиши тезкорлигини белгилаб беради. Демак, у оёма тебранишининг ортishi билан унинг сўндириши қобилиятининг ортishi талабishi қондирилишини таъминлайди. Агар  $m = 1$  бўлса, тавсиф чизиқли /106-расм а,б /,  $m > 1$  - ўсувчи /106-расм в/,  $m < 1$  - камаювчи бўлади.

Бугунги автомобилларда тавсифи ўсувчи ва носимметрик /106-расм в/ тавсифга эга икки томонлама ишловчи гидравлик амортизаторлар қўй тарқалган. Бу амортизаторларда тавсиф кўришиши калибрланган канал тешикларига боғлиқ равишда ўзгаради.



106-расм Гидравлик амортизаторлар тавсифлари

Амортизатор ҳар хил шароитда ва ҳароратда ишлаганда унинг иш жараёнининг стабил бўлиши, тавсифининг стабил бўлиши билан таъминланади. Тавсифининг стабиллиги дросселловчи тизими ва ишлатиладиган суюқлигига боғлиқдир, яъни  $P_a=f(V_x)$  функцияси амортизатор иш камерасидаги суюқлик босимининг, дроссел тизимидан мажбурий сиқиб чиқариладиган суюқлик сарфи орасидаги боғланишидир.

Амортизаторнинг иш жараёнида ҳароратининг ўзгариши стабил ишлашига ҳалал беради. Сабаби шук ҳарорат таъсири натижасида иш суюқлигининг қовушқоқлиги пасаяди, натижада у ишқалапувчи қисмлар орасидан ва слайсларнинг зич ёнилмаслигидан ўтиб кетади. Натижада амортизаторнинг ишончлилиги пасаяди.

Амортизатор орқали қузовга узатилиши мумкин бўлган кучларнинг кам бўлишини таъминлаш учун икки томонлама ишловчи гидравлик амортизаторда

юкни енгиллаштирувчи таван тавсифи несимметрик қилинади, сиқилишдаги қаршилик коэффициенти, чўзилишдан бўлади. Натижада, ялдирак дўғликка урилиб амортизатор тезкор сиқилса, рамага куч қўй ўтмайди.

## 11.6. ОСМАЛАРНИ ҲИСОБЛАШ

### 11.6.1. Осмаларнинг автомобил юриш раволиги ва бошқарилувчанлигига таъсир этувчи кўрсаткичларини аниқлаш

Автомобил осмаларини ҳисоблаш икки босқичдан иборат: биринчиси автомобилнинг юриш раволиги ва бошқарилувчанлигига таъсир этувчи умумий жиҳатларини ҳисоблаш; иккинчиси унинг таркибий қис. бўлган йўналтирувчи қисми, эластик ва сўндирувчи қисмларини ҳисоблашдир.

Османнинг сифати рессорланган қисмининг ўз тебраниш частотаси  $n$  билан аниқланади:

$$n = 60 / T = 60 \lambda / 2 \pi = (30 / \pi) * \sqrt{(C / m)}$$

$$= (30 / \pi) * \sqrt{[(G_a * g) / (f_{cm} * G)]} = 300 / \sqrt{f_{cm}} \quad (11.6-1)$$

бу ерда

$T$  қаршилик бўлмаган вақтдаги тебраниш даври,  $T = 2\pi/\lambda$  сек;

$\lambda$  озод тебранишнинг частотаси,  $1 / \text{сек}$ ;

$C_p$  османнинг тик йўналишдаги биқирлиги, кг/м;

$m$  рессорланган масса, кг\*сек<sup>2</sup> / м;

$f_{cm}$  османнинг статик деформацияси,

Автомобил осмаларининг статик деформацияси  $f_{cm}$  қуйидаги қийматларга

– енгил автомобиллар учун 20-25 см;

– юк автомобиллари учун 8-12 см;

– автобусларда 11-15 см

Статик деформацияни ҳисоблаб ҳам аниқлаш мумкин:

$$f_{cm} = (G_r - g_r) / C_p, \quad (11.6-2)$$

бу ерда

$G_r$  – битта гилдиракка тўғри келган куч;

$g_r$  османинг рессорланмаган массаси.

Автомобил ҳаракатланаётгандаги унинг динамик деформацияси османинг энг мақбул эластиклик тавсифидан аниқланади.

Енгил автомобиллар учун,

$$f_d = (0,5 \dots 0,7) * f_{cr}$$

Юк автомобиллари учун,

$$f_d = (0,8 \dots 1,0) * f_{cr}$$

Ва ниҳоят, автобусларга

$$f_d = (0,7 \dots 0,9) * f_{cr}$$

Динамик деформация  $f_d$  қанча катта бўлса, автомобиль потекис йўлдан ҳаракатланганда уни резина чеклагичга урилиши имконияти шунча кам бўлади. Осмалар сиқилиши ва чўзилиши деформациясига эгаллиги туфайли динамик деформация ҳам сиқилиши  $f_{sc}$ , чўзилиши  $f_{ch}$  қисмларидан иборатдир. Османинг турткиларни сўндирини имкониятини қўнайтириш учун сиқилишидаги деформацияси  $f_{sc}$  чўзилишидаги деформацияга нисбатан 30-40 % ортиқ қилиб олинини тавсия этилади.

Тик йўналишидаги бикирлик  $C_p$  дан фойдаланиб османинг бурчак бикирлиги  $C_a$  аниқланади.

Шиванинг бикирлиги  $C_{ш}$  ҳисобга олинмаганда, рессорли номустақил османинг бурчак бикирлиги қуйидагича аниқланади:

$$C_a = 0,5 * B^2 * C_p * \eta_p, \quad \text{Н*м / радиан} \quad (11.6-3)$$

Мустақил рычаг–пружинали осма учун эса,

$$C_a = 0,5 * B^2 * C_p * a^2 / l^2, \quad \text{Н*м / радиан} \quad (11.6-4)$$

бу ерда

$B_p$  рессора ўрталари орасидаги масофа;

$C_p$  рессора ёки пружинанинг тик йўналишидаги бикирлиги;

$\eta_p$  рессоранинг қўдаланг йўналишидаги буралишини ҳисобга олувчи

коэффициент,  $\eta_p = 1,05 \dots 1,25$ ;

$B$  – олд гилдираклар коле

$a, l$  – рычагнинг маҳкамланган жойидан гилдирак ва пружинагача масофалар.

Айтиш жоизки, пружина, рессора, торсионли  $\chi$  осмаларнинг бурчак бикирлиги эксплуатация даврида юкламанинг ўзгаришига кам боғлиқ, ammo пневматик ва гидропневматик турларида бурчак бикирлиги ўзгарувчандир.

### 11.6.2. Осма ва унинг қисмларига таъсир этувчи кучларни аниқлаш

Осма унинг қисмларини ҳисоблаш, ҳисоб–китоб йўналтирувчи, эластик ва сўндирувчи қисмларини конструктив ўқимларини аниқлаш ва уларни танлашни қамраб олади.

#### Йўналтирувчи қисм

Танланган кинематик схемасига таяниб, таъсир этувчи кучларнинг миқдори ва қўйилган нуқтасига унинг статик мувозанати шартидан акс–таъсир кучлари аниқланади. Йўналтирувчи қисмларига таъсир этувчи кучларнинг миқдори, йўналиши ва юкланиш даражаси аниқ бўлса, уларнинг қўйиладанг кесимини топиш мумкин. Ҳисоблаш даврида баъзи қисмларининг узунлиги ва ҳ.к.лар конструкциясини таҳлил этган ҳолда танланади.

#### Қўп листли рессора

Рессора осма тизимида бир вақтнинг ўзида йўналтирувчи ва эластик қисм вазифасини бажаради. Шунинг учун юқорида қайд қилинган масалалар комплекс равишда таҳлил этилади.

Рессоранинг узунлиги  $L_p$  (107-рас ) автомобил компоновкасини ҳисобга олган ҳолда ўхшаш автомобилнинг (прототип) базаси  $L$  га боғлиқ равишда танланади:

енгил автомобилнинг рессоралин орақа осмаси учун

$$L_p = (0,4 \dots 0,55)L;$$

юк автомобилларининг олдинги рессоралин осмаси учун,

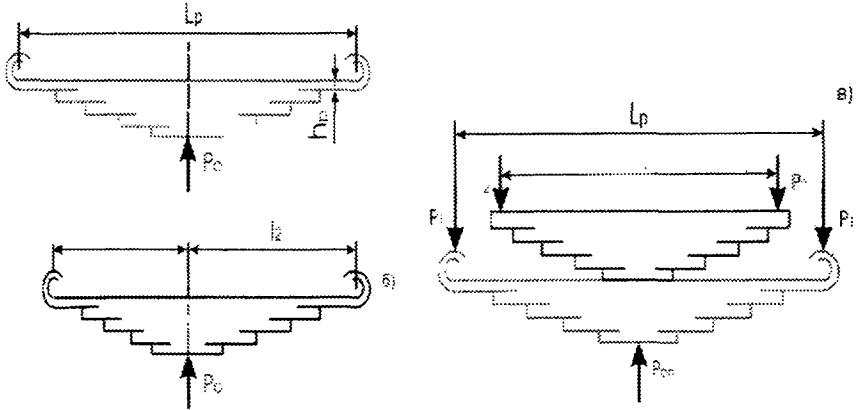
$$L_p = (0,26 \dots 0,35)L;$$



бу ерда

$L_p$  рессоранинг статик ҳолатидаги узунлиги;

$L$  автомобилнинг базаси.



107-расм Рессорани ҳисоблаш схемалари

Рессоранинг жами инерция моменти  $J_p$  қуйидагича аниқланади:

$$J_p = (\alpha * C_p * L_p^3 / 3 * E) * (K_1^2 * K_2^3 + K_2^2 * K_1^3) \quad (11.6.2-1)$$

бу ерда

$\alpha$  рессора формасининг коэффициенте энгил автомобиллар

учун  $\alpha = 1,35 \dots 1,45$ , юк автомобиллари учун

$\alpha = 1,25 \dots 1,40$ .

$K_1, K_2$  рессоранинг асимметриклик коэффициенти;

$E$  биричи турдаги эластиклик модули,  $E = 2,1 * 10^5$  МПа.

Маълумки  $L_p = l_1 + l_2$  (107-расм б), унда

$$K_1 = l_1 / L_p, \quad K_2 = l_2 / L_p \quad (11.6.2-2)$$

бу ерда

$l_1, l_2$  рессоранинг чап ва ўнг томонининг узунлиги.

Агар (11.6.2-2) ни (11.6.2-1) формуласига қўйсак,

$$J_p = (\alpha * C_p * P_1 * P_2) / (3 * E * L_p) \quad (11.6.2-3)$$

Рессора ҳар бир листининг шарғли қаллилиги  $h_p$  қуйидагича

аниқланади.

$$h_p = 2J_p / W_p = [2\alpha * (l_1 - 0,5d_c) * (l_2 - 0,5d_c) * \sigma_{\text{эгрmax}}] / (3E * f_n) \quad (11.6.2-4)$$

бу ерда

$W_p$  - рессора қўйдаланг кесимининг эгилишга жами қаршиллик momenti;

$d_c$  - рессора стремьянкалари орасидаги масофа, у конструктив қабул этилади;

$\sigma_{\text{эгрmax}}$  - линдаги рухсат этилган энг катта қучланиш;

$f_n$  - рессоранинг тўла деформацияси.

Баजारилган конструкцияларда рессора эни  $b$  нинг қалинлиги  $h_p$  нисбати 6-10 орасида. Рессора эни  $b$  ни аниқлаб битта листининг инерция momenti  $J_0$  ни ҳисоблаш мумкин,

$$J_0 = b * h_p^3 / 12, \text{ см}^4 \quad (11.6.2-5)$$

Рессора листларининг шартли сони  $n_p$  қўйидагича аниқланади:

$$n_p = J_p / J_0 \quad (11.6.2-6)$$

Маълумки, юк автомобил ва автобус осмаларида рессорага устки рессора ҳам ўрнатилади. Устки рессора ишга тушгунча, асосий рессорани юкловчи қуч  $P_d$  қўйидагича аниқланади,

$$P_d = C_\alpha * f_\alpha \quad (11.6.2-7)$$

бу ерда

$C_\alpha, f_\alpha$  - асосий рессоранинг бикирлиги ва деформацияси.

Асосий рессора ва устки рессора бирга ишлагаандаги қуч қўйидагича аниқланади:

$$P_{d_y} = P_d + (C_\alpha + C_y) * (f_{d_y} - f_d) \quad (11.6.2-8)$$

бу ерда

$C_y$  - устки рессора бикирлиги;

$f_{d_y}$  - асосий ва устки рессораларининг тўла деформацияси,

(11.6.2-8) ни  $f_{d_y}$  га нисбатан еча:

$$f_{d_y} = (P_{d_y} + C_y * f_d) / (C_\alpha + C_y) \quad (11.6.2-9)$$

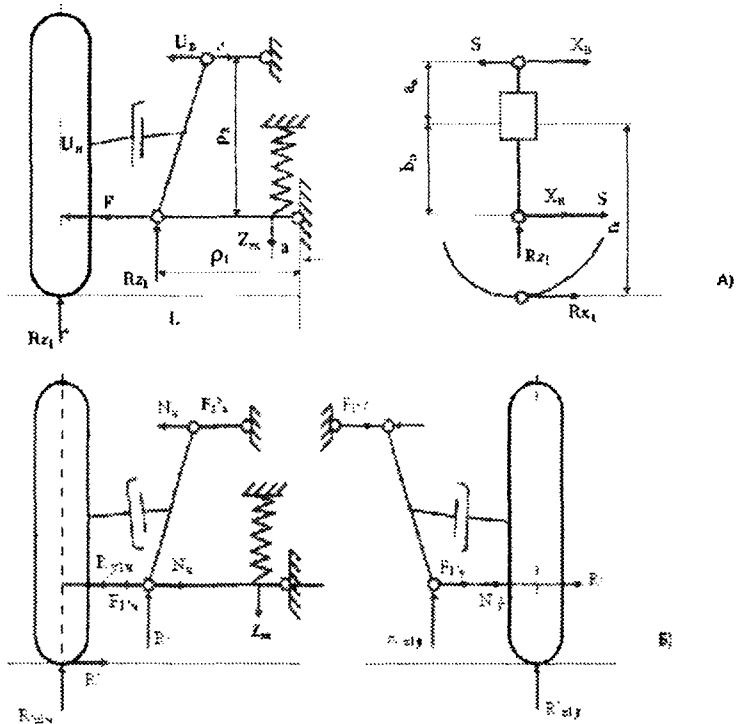
## Икки рычагли, кўндаланг йўналишда тебранувчи осма

Бу турдаги османинг кинематик схемаси 108-расм да кўрсатилган. Османинг ҳисоби филдирак йўл нотекислигидан ўтганда унга таъсир этувчи бўйлама  $R_y$ , кўндаланг  $R_x$  ва нормал  $R_z$  аке—таъсирлар юкланишидан ҳосил бўлган кучланишларни аниқлашга бағишланади.

1. Филдиракка бўйлама йўналишда энг катта тормозловчи куч

$$P_{TOPmax} = R_{x1max} = R_{z1} * \varphi \text{ таъсир этади.}$$

Кўндаланг йўналишда  $R_y$  кучлар таъсир этмайди ва  $\varphi = 0,7$  деб қабул этилади (108-расм А).



108-рас Мустақил осма йўналтирувчи қисмининг асосий ўлчамларини таърифлаш учун схемалар

Тормозланиш жараёнидаги нормаль акс-таъсир кучи  $R_{z1}$  қуйидагича аниқланади:

$$R_{z1} = (m_1 * G_1 / 2) - g; \quad (11.6.2-10)$$

Энг катта тормозловчи куч  $P_{\text{тормох}}$  эса:

$$P_{\text{тормох}} = R_{x1\text{max}} = ((m_1 * G_1 / 2) - g) * \varphi \quad (11.6.2-11)$$

бу ерда

$G_1$  - олдинги ўқга статик ҳолатида тўғри келган куч;

$g$  - олд ўқнинг рессорланмаган массаси;

$m_1$  - тормозланиш жараёнида вертикал йўналишдаги юкнинг қайта тақсимланиш коэффициенти,  $m_1 = 1, 2, \dots, 1, 35$ .

$R_{z1}$  акс-таъсир кучи бурувчи цапфа ва шкворен орқали ричаг устунига узатилиб  $F$  акс-таъсир кучидан ҳосил бўлган момент билан мувозанатланади, яъни:

$$R_{z1} (L - \rho_1) = F * \rho_2 \quad F = R_{z1} (L - \rho_1) / \rho_2 \quad (11.6.2-12)$$

Худди шундай  $R_{x1}$  юқорида ва пастда жойлашган шарнирларни ҳам юклайди:

$$R_{x0} = R_{x1} * b_0 / \rho_2 \quad R_{xII} = R_{x1} * a_0 / \rho_2 \quad (11.6.2-13)$$

Тормоз кучи устуни бурувчи  $R_{x1} * r_K$  моментини ҳосил қилади,

$$R_{x1} * r_K = S * \rho_2 \quad S = R_{x1} * r_K / \rho_2 \quad (11.6.2-14)$$

Юқоридаги ва пастки ричагларга таъсир этувчи жами куч қуйидагича аниқланади:

$$S * R_{x0} = R_{x1} * (r_K - b_0) / \rho_2; \quad S * R_{xII} = R_{x1} * (r_K + a_0) / \rho_2 \quad (11.6.2-15)$$

Қўндаланг тортқининг ўқи бўйлаб таъсир этаётган куч устуш шарнирларида  $U_{ю}$ ,  $U_{II}$  акс-таъсирларини ҳосил қилади, улар қуйидагича аниқланади:

$$U_{ю} = R_{x1} * (I / I_1) * (b_0 / \rho_2); \quad U_{II} = R_{x1} * (I / I_1) * (a_0 / \rho_2) \quad (11.6.2-16)$$

бу ерда

$I_1$  - қўндаланг тўсин ўқидан қўндаланг тортқигача масофа.

Шундай қилиб юқориги ричаг  $F$ - $Y_{ю}$  кучидан сиқилади,  $S$ - $X_{ю}$  кучидан эса эгилади; пастки ричаг  $R_{z1}$ ,  $R_{zII}$  ва  $S$ - $X_{II}$  кучларидан эгилади ва  $F$ - $Y_{II}$

кучидан чўзилади.

II. Ғилдиракка энг катта  $R_{y1} = R_{z1} * \phi_y$  кўидаланг куч таъсир қилади. Бўйлама таъсир этувчи кучлар йўқ. Ёл томонга сирнашидаги илашини коэффициенти  $\phi_y = 1$ .

$$\begin{aligned}
 & R_{z1y} R_{z1x} R_{y1y} R_{y1x} \text{ кучлар кўидагича аниқланади:} \\
 & R_{z1y} = (G_1/2) * (1 + (2h_g * \phi_y) / B) - g; \\
 & R_{z1x} = (G_1/2) * (1 - (2h_g * \phi_y) / B) - g; \\
 & R_{y1y} = I(G_1/2) * (1 + (2h_g * \phi_y) / B) - g I * \phi_y; \\
 & R_{y1x} = I(G_1/2) * (1 - (2h_g * \phi_y) / B) - g I * \phi_y; \quad (11.6.2-17)
 \end{aligned}$$

бу ерда

$B$  олд ғилдирак колеяси;

$h_g$  автомобил оғирлик марказининг баландлиги.

Ёздан таъсир этувчи  $R_y$  куч, кўидагилар билан мувозанатланувчи моментларни ҳисл этади:

$$N_q = R_{y1x} * (r_K - b_0) / \rho_2; \quad N_y = R_{y1y} * (r_K - b_0) / \rho_2; \quad (11.6.2-18)$$

Шундай қилиб, (108-расм Б) дан ўнг буровчи цапфанинг юқориги ричаги  $F_{1y} + N_y$  кучи таъсирида сиқилади; пастки ричаги  $R_{1y}$  ва  $Z$  кучларидан эгилади, ҳамда  $R_{y1y} + N_y + F_{1y}$  таъсирида чўзилади. Чан буровчи цапфанинг юқориги ричаги  $F_{1y} - N_y$  кучи таъсирида сиқилиш ёки чўзилишига, пастки ричаг эса  $R_{z1x}$  ва  $Z_{ок}$  лар таъсирида эгилишига ва  $R_{y1x} + N_q - F_{1x}$  дан чўзилиш ёки сиқилишига ишлайди.

III. Ғилдираклар йўл потекислигидан ўтаётганда унга энг катта вертикал куч  $R_{z1} * K_{дин}$  таъсир этади.

бу ерда

$K_{дин}$  -ғилдирак йўл потекислигидан ўтаётгандаги динамиклик коэффициенти, енгил автомобил ва автобуслар учун

$$K_{дин} = 1.75, \text{ юк автомобилларига } K_{дин} = 2,5.$$

Маълумки,  $F_{1y} = F_{1x} = F$  ва яна  $F = K_{дин} * (G_2 / 2) * (L - \rho_1) / \rho_2$  кучи юқориги ричагни сиқади, пасткиси эса  $Z_{ок}$  дан эгилади ва  $F$  дан чўзилади.

Юқорида қайд этилган ҳамма формулалар осма ричаглари бўйлама ва қўйдаланг тек а оғмаган ҳолат учун ёзилган. Агар османинг юқориги ва пастки ричаглариининг юқоридаги уч хил юкланишда қандай юкларга ишлаши маъму. бўлса, ричаг материалини унинг рухсат этилган кучланишини билган ҳолда ричаглар қўйдаланг кесими юзасини аниқлаш мумкин.

I Турдаги юкланишда юқориги ричаг  $F \cdot Y_{ю}$  таъсирида сиқилишга ишлайди:

$$\sigma_{сик} = (F \cdot U_{ю}) / F \leq [\sigma]_{сик} \quad (11.6.2-19)$$

бу ерда

$F$  ричагининг қўйдаланг кесими;

$[\sigma]_{сик}$  -ташланган материал учун сиқилишдаги рухсат этилган кучланиш.

Юқориги ричаг  $S \cdot X_{ю}$  таъсирида эгилишга ишлайди, яъни

$$\sigma_{эр} = M_{эр} / W_{эр} = ((S \cdot X_{ю}) * \rho_l) / W_{эр} \leq [\sigma]_{эр} \quad (11.6.2-20)$$

бу ерда

$M_{эр}$  ричагини эгувчи момент;

$\rho_l$  - юқориги ричагининг узунлиги;

$W_{эр}$  ричагининг эгилишга қаршилик моме

$[\sigma]_{эр}$  -ташланган материалнинг эгилишдаги рухсат этилган кучланиши.

Пастки ричаг  $Z_I, Z_{эК}$  ва  $(S + X_{II})$  кучлари таъсирида эгилади, яъни

$$\sigma_{эр} = Z_I * \rho_l / W_{эр} \leq [\sigma]_{эр}$$

$$\sigma_{эр} = Z_{эК} * \rho_l / W_{эр} \leq [\sigma]_{эр} \quad (11.6.2-21)$$

$$\sigma_{эр} = (S + X_{II}) * \rho_l / W_{эр} \leq [\sigma]_{эр}$$

Пастки ричаг  $F + U_{II}$  таъсирида чўзилишга ҳам ишлайди.

$$\sigma_{ч} = (F + U_{II}) / F \leq [\sigma]_{ч} \quad (11.6.2-22)$$

II турдаги юкланиш бўйича чап ва ўнг буровчи гуначанинг юқориги ричаги  $F^I_{IY} + \lambda_{Y}$  таъсирида эгилади ва  $F^I_{IY} \cdot X_q$  кучлари таъсирида сиқилади, яъни,

$$\sigma_{сик} = (F^I_{IY} + \lambda_{Y}) \cdot F \leq [\sigma]_{сик}$$

$$\sigma_{\text{сик}} = F^{I_{1q}} \cdot N_q / F \leq [\sigma]_{\text{сик}} \quad (11.6.2-23)$$

Чап ва ўнг буровчи гуначакнинг пастки ричаги  $Z_{1\text{ў}}$   $Z_{1\text{ч}}$   $Z_{\text{эқ}}$  таъсирида эгилади ва  $y_{1\text{ў}} + F_{1\text{ў}} + N_{\text{ў}}$  ҳамда  $y_{1\text{ч}} + N_{\text{ч}} - F_{1\text{ч}}$  кучларидан чўзилади, яъни

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{эр}} &= Z_{1\text{ў}} \cdot \rho_1 / W_{\text{эр}} \leq [\sigma]_{\text{эр}}; & \sigma_{\text{эр}} &= Z_{\text{эқ}} \cdot \rho_1 / W_{\text{эр}} \leq [\sigma]_{\text{эр}}; \\ \sigma_{\text{эр}} &= Z_{1\text{ч}} \cdot \rho_1 / W_{\text{эр}} \leq [\sigma]_{\text{эр}}; & \sigma_{\text{эр}} &= Z_{\text{эқ}} \cdot \rho_1 / W_{\text{эр}} \leq [\sigma]_{\text{эр}}; \end{aligned} \quad (11.6.2-24)$$

$$\sigma_{\text{ч}} = (y_{1\text{ў}} + F_{1\text{ў}} + N_{\text{ў}}) / F \leq [\sigma]_{\text{ч}}; \quad \sigma_{\text{ч}} = (y_{1\text{ч}} - F_{1\text{ч}} + N_{\text{ч}}) / F \leq [\sigma]_{\text{ч}};$$

III турдаги юклашиш бўйича юқориги ричаг  $F$  таъсирида сиқилади,

$$\sigma_{\text{сик}} = F / F \leq [\sigma]_{\text{сик}} \quad (11.6.2-25)$$

Пастки ричаг  $Z_{\text{эқ}}$  таъсирида эгилади ва  $F$  дан чўзилади.

$$\sigma_{\text{эр}} = Z_{\text{эқ}} \cdot \rho_1 / W_{\text{эр}} \leq [\sigma]_{\text{эр}}; \quad \sigma_{\text{ч}} = F / F \leq [\sigma]_{\text{ч}} \quad (11.6.2-26)$$

Осма ричаглариининг кўндаланг зесими қилиб, аниқланган кўндаланг зесимларининг энг каттаси қабул қилинади.

### ЭЛАСТИК ҚИСМИ

Ҳозирги замон автомобилларининг осмаларида эластик қисм сифатида пружина торсион, пневмобаллон ишлатилади.

#### А) Пружина

Пружина асосан битта ёки иккита ричагли ҳар хил кинематикага эга осмаларда ишлатилади. Пружинани ҳисоблаш унинг асосий конструктив параметрларини аниқлашдан иборатдир. Бунинг учун османин кинематик схемасига (108-расм А) асослашиб, таъсир этувчи кучлар мувозанати тенгламасидан  $Z_{\text{эқ}}$  аниқланади.

$$Z_{\text{эқ}} \cdot a = G_r \cdot L, \quad Z_{\text{эқ}} = G_r \cdot L / a \quad (11.6.2-27)$$

Пружинанин зарур ишчи чулғамлар сони  $i$  қуйидагича аниқланади:

$$i = \lambda_{\text{кон}} \cdot G \cdot d / (8 \cdot P_{\text{кон}} \cdot c^3) \quad (11.6.2-28)$$

бу ерда

$\lambda_{\text{кон}}$  пружинанин  $P_{\text{кон}}$  кучи таъсирида ўқи бўйлаб деформацияси;

$G$  эластиклик модули,  $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ ;

$d$  пружина сымнининг диаметри;

пружина индекси;

$D$  пружинанинг ўрта диаметри;

Тўла чулғамлар сони  $i_0$

$$i_0 = i + (1, 5 \dots 2) \quad (11.6.2-29)$$

Чулғамлари бир-бирига теккунча сикилган пружинанинг узунлиги,

$$H = d + \lambda_{\text{кон}} / i + \delta_p \quad (11.6.2-30)$$

бу ерда

$\delta_p \geq 0.1 * d$  кучи билан юкланган пружинанинг чулғамлари орасидаги тирқин.

Юкланмаган пружинанинг узунлиги,

$$H_0 = H + i * (h - d) \quad (11.6.2-31)$$

Пружинанинг ташқи диаметри  $D_n$

$$D_n = D + d \quad (11.6.2-32)$$

Пружинанинг ички диаметри  $D_i$

$$D_i = D - d \quad (11.6.2-33)$$

Пружина чулғамлари ўрта чизиғининг кўтарилиш бурчаги,

$$\text{tg} \alpha_0 = h / (\pi d) \quad (11.6.2-34)$$

Пружина ясаш учун зарур сымнининг узунлиги,

$$l = \pi * D * i_0 / \cos \alpha_0 \quad (11.6.2-35)$$

Пружина чулғамлари ўрта чизиғидаги энг катта уринма кучланиш,

$$\tau_{\text{max}} = 8 * K * P_{\text{кон}} * D / (\pi * d^3) \leq [\tau] \quad (11.6.2-36)$$

бу ерда

$K$  пружина чулғамининг кўндаланг кесими ва кўтарилиш бурчагига боғлиқлик коэффициенти;

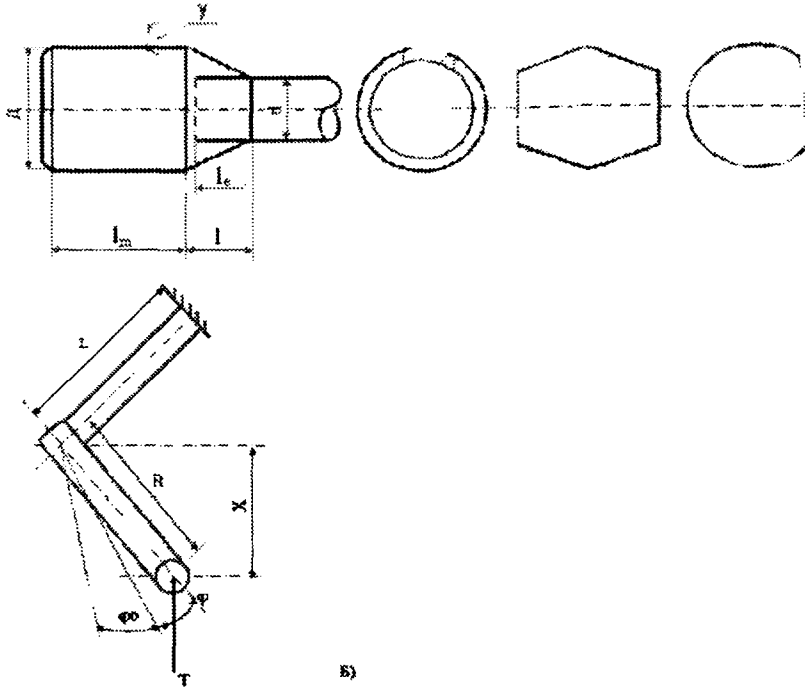
$$[\tau] = 800 \text{ МПа.}$$

Б) Торсион

Торсионнинг ҳисоби, осма ўлчамларини таъминлаш боғлиқ равишда унинг узунлиги кўндаланг кесимини ҳисоблашдан иборатдир. Ричагининг узунлиги, йўналтирувчи қисм ҳисобида маълум деб қабул этилади.



Торсион диаметри  $d$  куйидагича аниқланади (109-расм , А,Б.)  $l_e \ll l_m$



109-расм Торсионни ҳисоблаш схемаси

Юмалоқ кўндаланг кесим учун,

$$d = (1.59 * S_k / \tau) * \sqrt{(C_{yp} * G / L)} \quad (11.6.2-37)$$

Трубасимон кўндаланг кесим учун,

$$d = (1.59 * S_k / \tau) * \sqrt{(C_{yp} * G) / ((1 - \lambda^4) * L)} \quad (11.6.2-38)$$

Тўғри тўртбурчак кесимли пластиналар йиғиндиси учун,

$$b = 1.41 * S_k / \tau * \sqrt{(C_{yp} * G / (K * Z * L * \lambda))} \quad (11.6.2-39)$$

бу ерда

$C_{yp}$  османинг ўртача вертикал бикирлиги;

$S_k$  османинг энг катта деформацияси;

$\tau$  торсиондаги ўрнима кучланиш;

$L$  – торсион узунлиги, конструктив қабул этилади;

$G$  иккинчи даражали эластиклик модули,  $G = 7,8 * 10^4 \text{ МПа}$ ;

$K$  – буралиш деформациясига яхши ишлайдиган материал танланганини кўрсатувчи коэффициент,  $K = 1 + \lambda^2$

$Z$  – стержедаги тўғри тўртбурчак пластиналарининг соми;

$\lambda$  – тўғри тўртбурчак томонларининг нисбати,  $\lambda = h / b$ ;

$h, b$  – тўғри тўртбурчакнинг катта ва кичик томонлари.

Трубалар учун  $\lambda = d_1 / d_2$

бу ерда

$d_1, d_2$  – трубанинг ички ва ташқи диаметрлари.

Тўғри тўртбурчак шакл учун – двалдан фойдаланилади.

|     |     |     |       |       |       |       |       | 5 Ҳадвал |       |       |
|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|-------|----------|-------|-------|
| $h$ | $b$ | 1   | 1,;   | 2     | 3     | 4     | 6     | 7        |       |       |
|     |     | $K$ | 0,618 | 0,546 | 0,529 | 0,542 | 0,567 | 0,598    | 0,614 | 0,626 |

Торсионнинг буралиш бурчаги  $\theta$  қуйидагича аниқланади:

Юмалоқ юза учун,

$$\theta = 2\tau * L / (G * d) \quad (11.6.2-40)$$

Тўғри тўртбурчак кесим учун, агар  $h / b > 3$  бўлса,

$$\theta = \tau * L / (G * b) \quad (11.6.2-41)$$

Торсионнинг қолган ўлчамлари унинг диаметрига қараб қуйидаги нисбатларда аниқланади:

$$d_l = (1,2 \dots 1,3) * d \quad \gamma = 1,5^{\circ};$$

$$l_{ш} = (0,48 \dots 0,52) * d$$

$$l = (d_l - d) \quad 2l_{г\gamma}; \quad R_{\theta} = (1,3 \dots 1,5) * d \quad (11.6.2-42)$$

Торсионни йиғишни осонлаштириш учлари ар диаметра ясади ва бурчаги  $90^{\circ}$  ли шлицалар қилинади. Торсионни роқлаш унинг учларидаги шлица типларининг сонини ҳар хиллиги ҳисобига амалга

опирилади. Ростлаш даражаси қуйидагича аниқланади:

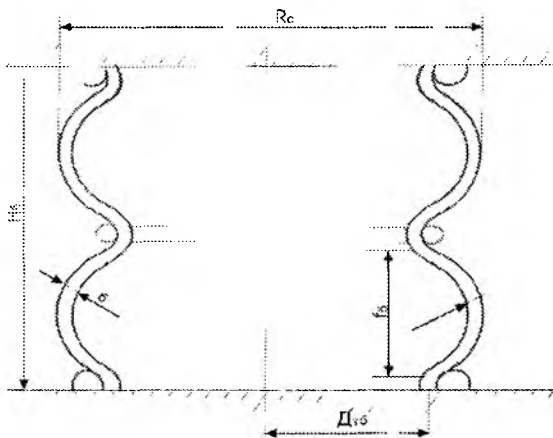
$$\delta = 360^\circ / Z_1 - 360^\circ / Z_2, \text{ градус} \quad (11.6.2-43)$$

бу ерда

$Z_1, Z_2$  -торсион учларидаги штицалар сони.

## В) ПНЕВМОБАЛЛОН

Ҳозирги замонда юк автомобиллари, айниқса автобус осмаларида пневматик эластик қисм қўлаб ишлатилайти. Пневматик эластик қисмнинг асосий афзаллиги тавсифининг ўсувчанлиги ва юкланиш миқдори ўзгарганда кузов таги сатҳининг автоматик равишда бир хил сақлай олиш қобилиятидир. Пневмобаллон бир, икки ва уч бўлакли, ҳамда диафрагмали бўлиши мумкин (110-расм ).



110-расм Пневмобаллоннинг конструктив ўлчамлари

Пне мобаллон танлаб қабул қилинади. Кўпроқ юкланган ўқнинг юкланишини аниқлаб ва конструктив жиҳатдан зарур пневмобаллон соини тайинлаб унинг юк қўтара олиш қобилиятини аниқлаш мумкин.

$$Q_6 = C_2/n \quad (11.6.2-44)$$

Маълумки  $Q_6 = \pi R_c^2 * P_u$  унда,

$$R_c = \sqrt{Q_b / (\pi * P_u)} \quad (11.6.2-45)$$

бу ерда

$P_u$  баллондаги ички босим;

$R_c$  баллоннинг самарадор радиуси.

Пневмобаллон профилининг радиуси қуйидагича аниқланади:

$$r_\delta = K_\delta \cdot (f_\delta + 2 \cdot \delta) \quad (11.6.2-46)$$

бу ерда

$K_\delta$  - пневмобаллон формасининг ўзгариш коэффициенти

$$K_\delta = 0,5 \dots 0,6;$$

$f_\delta$  - баллон деформациясининг ярми,

$\delta$  - баллон деворининг қалинлиги,  $\delta = 5$  мм.

$Q_\delta$  ва  $R_c$  ларин аниқлангандан сўнг 6,7,8,9,10 жадваллардан пневмобаллон тури қабул қилинади.

Пневмобаллоннинг тик йўналишидаги бикирлиги қуйидагича аниқланади:

$$C_p = (n \cdot (P_u + P_a) \cdot V_2) \cdot F_{\alpha c}^2 \quad (11.6.2-47)$$

бу ерда

политропа кўрсаткичи,  $n = 1,3$ ;

$P_a$  атмосфера босими;

$V_2$  - резервуар ва баллондаги газ ҳажми;

$F_{\alpha c}$  баллоннинг самарадор ҳажми,  $F_{\alpha c} = \pi R_c^2$ .



Пневматик баллонлар русуми

7-жадвал

| Параметрлар                       | Ба. ариши |         |              |               |                        |
|-----------------------------------|-----------|---------|--------------|---------------|------------------------|
|                                   | 215 200   | 250 300 | 300 200      | 350 200       | 240 270                |
| Секциялар сони                    | 2         | 2       | 2            | 2             | 2                      |
| Юқлигини, кг                      | 1000      | 1500    | 2000         | 5000          | 1200                   |
| Ўтки босим, МПа                   | 0,5       | 0,5     | 0,5          | 0,5           | 0,5                    |
| Сампурдор радиуси, мм             | 80        | 98      | 120          | 110           | 88                     |
| Ба. диги, мм                      | 200       | 200     | 200          | 200           | 200                    |
| Босим остидаги ташқи диаметри, мм | 30        | 265     | 310          | 350           | 215                    |
| С. даги энг катта диаметр, мм     | 237       | 3       | 319          | 360           |                        |
| Ишлатил. ни автобус. тури         | Маҳа.     | Шаҳар   | Шаҳар лараро | Шаҳар         | Юқори ўта ҳол маҳаллий |
| Автобуснинг                       | 9 дан кам | 9 9,5   | 9 дан ортиқ  | 9,5 дан ортиқ | 11 дан ортиқ           |

Эс. Баллоннинг белгилашида биринчи рақам унинг босим остидаги ташқи диаметри Дб, иккинчиси унинг ички ҳолатидаги баландлиги Нб ни билдиради.

Данлон фирмаси инвентоба. ларининг асосий параметрлари

8 жадал

| Параметрлар                                       | Ўз лари, дюйм |       |          |          |          |           |            |
|---|---------------|-------|----------|----------|----------|-----------|------------|
|   | 6x2x5         | 8x2x6 | 9.25x2x6 | 10x2x6,5 | 12x2x6,5 | 12x3x9.25 | 11,5x2x7.5 |
| Гофр сони   | 2             | 2     | 2        | 2        | 2        | 3         | 2          |
| Статик ҳолатдаги танқи диаметри, мм               | 152           | 203   | 235      | 251      | 305      | 305       | 368        |
| Энг катта диаметр, мм                             | 168           | 222   | 251      | 279      | 330      | 330       | 391        |
| Статик ҳолатдаги баландлиги, мм                   | 127           | 110   | 116      | 152      | 152      | 210       | 171        |
| Энг катта   | 178           | 216   | 229      | 235      | 235      | 330       | 273        |
| Энг кичик   | 64            | 64    | 70       | 70       | 70       | 95        | 70         |
| Энг катта деформация, мм                          | 111           | 152   | 159      | 165      | 165      | 235       | 203        |
| Статик ҳолатдаги самарадор юзаси, см <sup>2</sup> | 200           | 206   | 301,8    | 406,1    | 571,6    | 609,8     | 812,8      |
| 0,5 МПа дан ортиқ босимдаги энг катта юклама, кг. | 1000          | 1030  | 1521     | 2032     | 2858     | 3018      | 1061       |

Эслатма: Белгилашдаги биринчи рақам статик ҳолатдаги балдоннинг танқи диаметри (дюйм),  
 иккинчиси гофрлар сони, учинчиси эса ўрнатилган баландлиги иви билдиради (дюйм).

Континентал фирмаси ише довларининг асосий ўлчамлари

9 жадивал

| Параметрлар                                      | Ўлчамлари   |              |              |              |              |           |
|--|-------------|--------------|--------------|--------------|--------------|-----------|
|  | 9,35x2x7,87 | 11,25x2x7,87 | 11,37x2x6,75 | 11x5x2x, 125 | 11,87x2x7,87 | 22,23x2x2 |
| Гофраар сони                                     | 2           | 2            | 2            | 2            | 2            | 1         |
| Статик ҳолатдаги ташқи диаметри, мм              | 218         | 285          | 287          | 290          | 320          | 565       |
| Энг каттаси                                      | 260         | 300          | 300          | 300          | 340          |           |
| Статик ҳолатдаги баъландлиги, мм                 | 200         | 200          | 176          | 130          | 200          | 50*       |
| Энг катта  | 300         | 300          | 273          | 180          | 300          | 150       |
| Энг кичи   | 100         | 100          | 72           | 80           | 100          | 0         |
| Энг катта деформацияси, мм                       | 200         | 200          | 200          | 100          | 200          | 150       |
| Қобилининг ички диаметри, мм                     | 100         | 136          | 136          | 136          | 170          | 227,5     |
| Силқувчи ҳалқанинг ташқи диаметри, мм            | 190         | 196          | 196          | 196          | 260          |           |
| Ичкиси   | 112         | 118          | 118          | 118          | 182          |           |
| Бўдувчи ҳалқанинг ички диаметри, мм              | 110         | 196          | 196          | 196          | 210          |           |
| Бўдувчи ҳалқа симининг ички диаметри, мм         | 20          | 16           | 16           | 16           | 20           |           |
| Статик ҳолатдаги самарадор юза, см <sup>2</sup>  | 270         | 390          |              | 170          | 520          | 1220      |
| 0,5 МПа дан ортқ босимдаги энг катта юклама, кг. | 1380        | 1950         | 2220         | 2350         | 2600         | 6100      |

\* Гофр бўйича баъландлиги 205 мм, баъландлининг белгиланиши рақамлари 8 ; . да



### Амортизатор параметрлари

10 жадвал

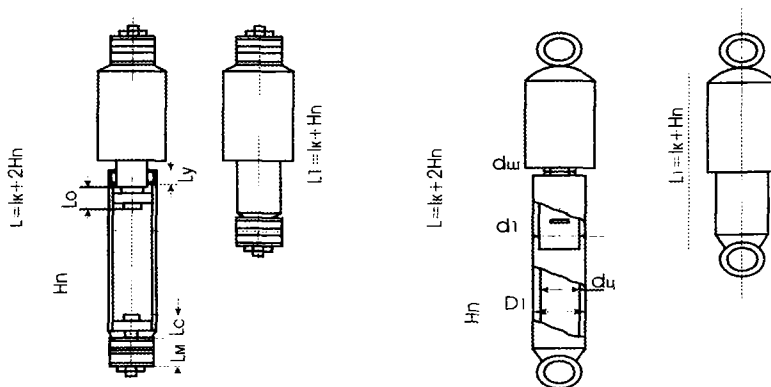
| Параметрлар                                 | Русум қаторидаги амортизатор тарсиби |             |             |                |             |             |   |
|---|--------------------------------------|-------------|-------------|----------------|-------------|-------------|---|
|   | 1                                    | 2           |             | 1              |             | 6           |   |
| Ички цилиндр диаметри,<br>d <sub>ц</sub> мм | 20 25                                | 30 35<br>30 | 40 45<br>40 | 50 60<br>50/52 | 70 80<br>70 | 100         | Хориж миқдомулари<br>ГОСТ 11728 66  |
| Асосий ички қил.см <sup>2</sup>             | 2,5                                  |             | 9,5         | 15             | 29,5        | 50          | D <sub>ц</sub> =0,15d <sub>ц</sub> қиймати учун<br>d <sub>ц</sub> нинг кичик ўрта қиймати |
| 5 МПа боғидаги юришлик<br>қаршилиги, кг     | 125<br>30                            | 275<br>60   | 175<br>110  | 750<br>175     | 1500<br>350 | 2500<br>600 |   |

## СЎНДИРУВЧИ ЭЛЕМЕНТ

Автомобил осмаларида битта ёки иккита трубаги амортизаторлар кўп қўлланилиши туфайли, уларни таълаш ва ҳисоблаш усулини кўриб чиқамиз.

Амортизаторнинг асосий параметрлари иш цилиндрининг диаметри  $d_H$  ва поршеннинг йўли  $H_H$  дир (III-расм ).

Сикқилган



Чў:

III-расм Телескопик амортизаторларнинг конструктив ўлчамлари

Цилиндрнинг диаметри ГОСТ 11728-68 га асосан таъланади. Энг катта қабул қилувчи куч жадвалда рўхсат этилганидан катта бўлмаслиги керак. Амортизатор поршеннинг йўли  $H_H$  османи лойиҳалаш даврида компоновка шароитини ҳисобга олиб ос.  $f_{ct}$  динамик  $f_L$  йўллари билан мувофиқлаштириб қабул этилади, яъни

$$H_H \leq (3, \dots 10) * d_H$$

Амортизатор штокининг диаметри  $d_m = (0,4-0,6) * d_H$  бўлиб, у сикқилиш давридаги  $P_{max}$  босим ва компенсацион камера ўлчамларини белгилайди,

бундан ташқари, ташқи диаметри  $d_T$  ҳамда амортизатор массасига таъсир этади.

Амортизатор трубасининг ташқи диаметри  $d_T \cong \sqrt{(2...4) * d_{ш}^2 + d_{ц}^2}$

Қолган конструктив ўлчамлар қуйидаги формулалар ёрдамида аниқланиши тавсия этилади (111-расм).

$$2,5 * d_{ц} \leq L \leq 5 * d_{ц};$$

$$L_y = (0,75...1,5) * d_{ц}; \quad (11.6.2-47)$$

$$L_o = (0,75...1,0) * d_{ц};$$

$$L_c = (0,4...0,9) * d_{ц};$$

$$L_M = (1,1...1,5) * d_{ц};$$

$$d_I = 1,1 * d_{ц}$$

$$d^{2}_1 - d^{2}_2 \approx (2...4) * d^{2}_ш \text{ дан } D_I \text{ ни аниқланади.}$$

Амортизатор ишлаётганда ичидаги суюқлик босими қуйидагича аниқланади:

$$P = [(F_{ц}^2 - F_{ш}^2) * \gamma / (2 * 10^{-3} * g * \mu_{ц}^2 * f_{кл}^2)] * Z_{отн}^2 \quad (11.6.2-48)$$

Амортизаторнинг қаршилик кучи:

$$Z_a = (F_{ц} - F_{ш}) * p = [(F_{ц} - F_{ш})^3 * \gamma / (2 * 10^{-3} * g * \mu_{ц}^2 * f_{кл}^2)] * Z_{отн}^2 \quad (11.6.2-49)$$

бу ерда

$F_{ц}, F_{ш}$  поршен ва штокнинг юзалари;

$Z_{отн}$  автомобил кузовининг тебранishi тезлиги  $Z_{отн} = 30 - 50$  см/сек;

$g = 9,8$  м/сек<sup>2</sup>

$\mu_{ц}$  суюқлик сарфи коэффициенти,  $\mu_{ц} = 0,6 - 0,75$ ;

$f_{кл}$  либланган тешик юзаси,  $f_{кл} = 0,016-0,076$  см<sup>2</sup>;

$p$  – суюқлик босими, рычагли амортизатор учун

$p = 25 - 40$  МПа, телескопик амортизатор учун  $p = 5-8$  МПа;

$\gamma$  суюқликнинг зичлиги,  $\gamma = 0,85-0,89$  т/см<sup>3</sup>.

## 11.7. Мавзу ўзлаштирилганини текшириш учун саволлар

1. Автомобилнинг юриш қисмида османинг заруриятини исботланг.

2. Осмага қўйиладиган талабларни санаб кўрсатинг.
3. Рессорланган массанинг ўз тебраниш частотасининг энг мақбул бўлишининг заруриятини тушунтиринг.
4. Динамик юкланишлардаги турткиларни чеклаб қабул этилишини тушунтиринг.  
Кўзов тебранишининг сўндирилиши энг мақбул бўлиш заруриятини айтинг.
6. Автомобил тормозланганда / шнгов билан жойидан қўзғалганда / олд ва орқа қисмининг кўтарилиш / шўнгиш / ҳолатларини чеклаш заруриятини исботланг.
7. Олд ғилдирақлар жойлашиш бурчакларининг автомобил ҳаракати даврида ўзгаришининг камчиликлари.
8. Олд ғилдирақлар ва рул юритмаси кинематикасининг номувофиқлиги сабабларини айтинг.
9. Автомобил бурилаётганда кўзовнинг оғиш бурчагини камайтириш заруриятини айтинг.
10. Осма эластик қисмининг таснифини айтинг.
11. Автомобил рессорланган массаси ўз тебраниш частотаси энг мақбул бўлиш заруриятини тушунтиринг.
12. Осма йўналтирувчи қисмининг таснифини айтинг.
13. Автомобилларда прогрессив осмаларнинг ишлатилиш сабабини тушунтиринг.
14. Пневматик осмаларнинг афзалликларини айтинг.
15. Мустақил ва номуस्ताқил осмаларининг кинематик турлари, уларнинг афзалликлари ва камчиликлари.
16. Балаисирли осмаларнинг ишлатилиш заруриятини айтинг.
17. Амортизаторларнинг тавенфини айтиб бериш.
18. Амортизаторларга қўйиладиган талабларни санаб кўрсатинг.
19. Амортизаторнинг тавенфига дроссел ловчи қисмининг таъсирини тушунтиринг.
20. Амортизатор иш жараёнининг стабиллигига таъсир этувчи омилларни

айтиш.

21. Осмаларнинг юриш раволигига таъсир этувчи ўлчамларини айтиш.
22. Османинг статик ва динамик деформациясига таъсир этувчи омилларини айтиш.
23. Осма йўналтирувчи қисмининг ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятларини айтиш.

## **12. Шиналар ва ғилдирақлар**

### **12.1. Шиналарга қўйиладиган талаблар ва таснифи**

Шиналар йўл ютекишликларидан ҳосил бўлувчи турткиларни бирламчи сўндирини ва ғилдирақ лан бирга қузовнинг илгариланма ҳаракатини таъминлашни учун зарурдир. Шиналарга қуйидаги талаблар қўйилади:

- унинг эластиклик хусусиятлари ГОСТ 4754-80 ва ГОСТ 5513–86 ларга мос бўлиши; вертикал, бурчак бикирликлари автомобил ўлчамлари ва ҳаракат шариогига мос бўлиши керак;
- ҳар хил турдаги шиналарнинг ички босими доим ўзгармас бўлиши
- шинанинг йўл билан планини етарли даражада ва ғилдирашга қаршилик коэффициенти эса кичик бўлиши мақсадга мувофиқ;
- шинадан йўлга туниган солингтирма босим кам бўлиши зарур;
- шина протекторининг сурати автомобилнинг эксплуатациясига мос равишда йўлнинг устки қопламасига боғлиқ бўлиши зарур;
- шина статик ва динамик жиҳатдан мувозанатланган бўлиши керак;
- етарли даражада мустаҳкам, тешилишига ва ейилишига қаршилик кўрсата оладиган бўлиши керак;
- шинани ғилдирақга ўриатиш ва чиқариб олиш, ҳамда таъмирланиши осон бўлиши керак.

Автомобил шиналарининг таснифи П2-расм да кўрсатилган.

Шиналар вазифаси бўйича енгил ва юк, ҳамда юқори ўтагонликка эга турларига бўлинади. Бу шиналар асосан бир–биридан конструктив ўлчамларининг тар–хиллиги, конструктив қисмларининг бадастирлиги, шина

протектори расмининг майда–йириклиги билан фарқ қилади. Хусусан, автомобил шиналари протекторининг кўриниши 113-расм А, Д дагидек, қолганлари эса юк автомобили ва автобусларда ишлатилади.



А)

Б)

В)

Г)

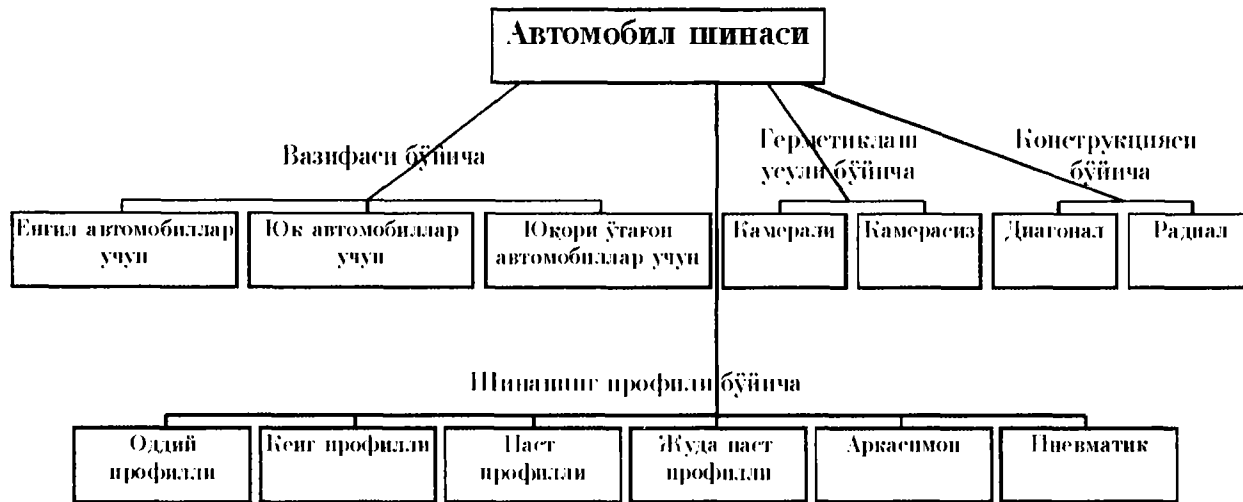
Д)

113-расм Шина протекторининг турлари

Конструкцияси бўйича корд иллари диагонал ва радиал жойлашган бўлиши мумкин. Буни шина русумида "Р" (радиал) ҳарфи билан белгиланади.

Шинани герметиклаш усули бўйича камерали ва камерасиз турларга бўлинади. Бу шиналарнинг ўзига хос конструктив хусусиятлари бўлиб, ҳаракат хавфсизлигини таъминлаш ва маблағ тежамкорлиги жиҳатидан келиб чиққандир. Айтиш жоизки, камерасиз шиналар учун чуқур тўғинли махсус конструктив хусусиятларга эга ялдирактар зарурдир.

Профили бўйича шиналарнинг оддий, кенг, жуда паст, арқасимон профили турлари мавжуддир. Кейинги вақтда шина профилининг инсоний баяндалигининг пасайиши, ҳамда эшикнинг ортиб бориши ривож топмоқда.



112 Рас Автомобил шиналарининг таснифи

Асосий мақсад, транспорт воситасининг турғунлигини яхшилаш ва ўтағонлигини орттиришдир. Оддий профили шина учун H / B (H—шина профилининг баладдиги, B эни) 0,89-0,9 бўлса, бу nisbat пневмокатоклар учун 0,25-0,39 га тенгдир. Кўришиб турибдики, шина профилининг ўзгариши унинг йў: билан контакт юзасини орттиради, натижада автомобилнинг турғунлиги ва таянч ўтағонлигига фаол таъсир этади.

Кейинги вақтда, айниқса, енгил автомобил шиналарининг ҳаракат хавфсизлигини таъминлаш, арзонлиги, йўловчиларга қулайлик ярата олиш қобилиятларига бўлган талаблар жуда ортиб кетди. Масалан, катта тезлик билан ҳаракатланаётганда тўсатдан йиртилиб кетмаслик; ҳароратининг ортмаслиги; нархининг pastлиги; ейилишга қаршилик кўрсата олиш қобилияти ва ҳ.к шулар жумласидадир.

## **12.2. Ғилдиракларга қўйиладиган талаблар ва таснифи**

Ғилдирак шинани жойлаштириш ва биргаликда ўқга маҳкамланиши натижасида автомобилга таянч вазифасини бажариш учун зарурдир.

Автомобил ғилдиракларига қўйидаги талаблар қўйилади:

- шинага таянган ғилдирак ўзининг тузилиши, биқирлиги, ўлчамлари билан тўла–тўқисе мос келиши зарур;
- яхши мувозанатланган бўлиб, мувозанатланмаганлик қиймати кичик бўлиши керак;
- ғилдиракин эксплуатация даврида кийдириш ва чиқариш ўнғай бўлиши зарур;
- ғилдирақнинг массаси зарурий даражада кичик ва инерция моменти эса кам бўлиши мақсадга мувофиқ;
- ғилдирак камерали камерасиз шиналарга бирдай келиши зарур;
- камерасиз шиналар ишлатилганда, босим кам вақтида ҳам, уларнинг бириктирилган жойлари бир–биридан қочини мумкин эмас;

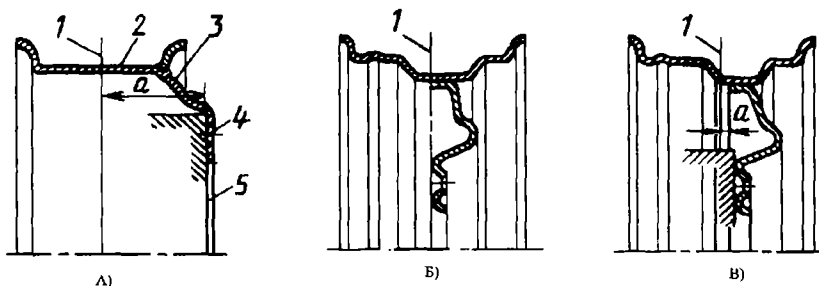
Ғилдиракка қўйилган талаблар унинг конструкциясининг сархиллигига олиб келди, натижада уни қўйидагича тасниф этиш мумкин (114-расм ).



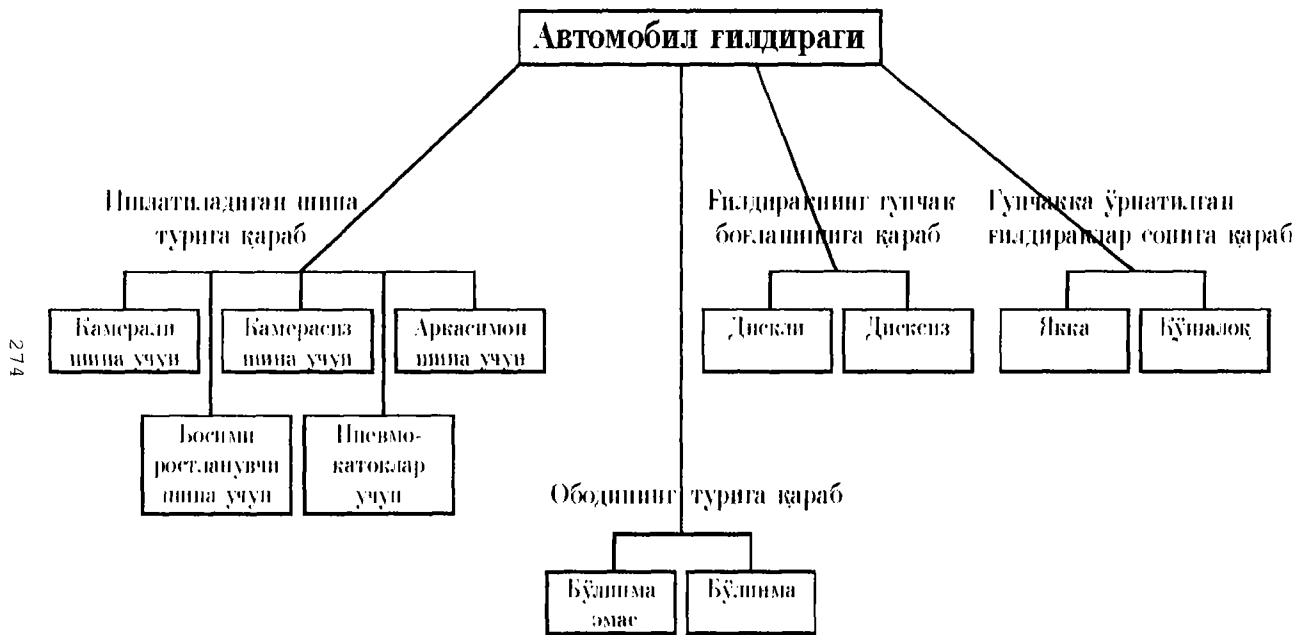
Ишлатиладиган шинанинг турига қараб камерали ва камерасиз шина, ҳамда аркасимон турлари бўлади. Улар бир биридан асосан конструкцияси ва ўлчамлари билан фарқ қилади.

Камерали камерасиз шиналар учун тўғривининг чети конуссимон бўлиб, бурчаги  $5^{\circ}$  ни ташкил этади. Камерали шиналар учун борглирининг тарафлиги 0,75-1,0 мм, камерасизда эса 1,2-1,5 мм ни ташкил этади. Яна шина турига қараб гилдираклар босими ростланувчи шиналарга ва пневмокотокларга мўljакланганларига бўлишади. Камерали ва камерасиз шиналарга гилдиракларнинг конструктив схемалари 115-расм да кўрсатишган.

Гилдиракнинг автомобил ўқи гуначига боғланишига қараб, у дискли ва дисксиз бўлади. Эслатиш жонзки, гилдирак диск ва тўғривининг бир-бирига маҳкамланишидан ҳосил бўлади. Юк автомобилларида гилдиракнинг дисксиз тури ишлатилиб, у тўғривина—тўғривина гуначакка маҳкамланади.



115-расм Гилдиракнинг конструктив схемалари

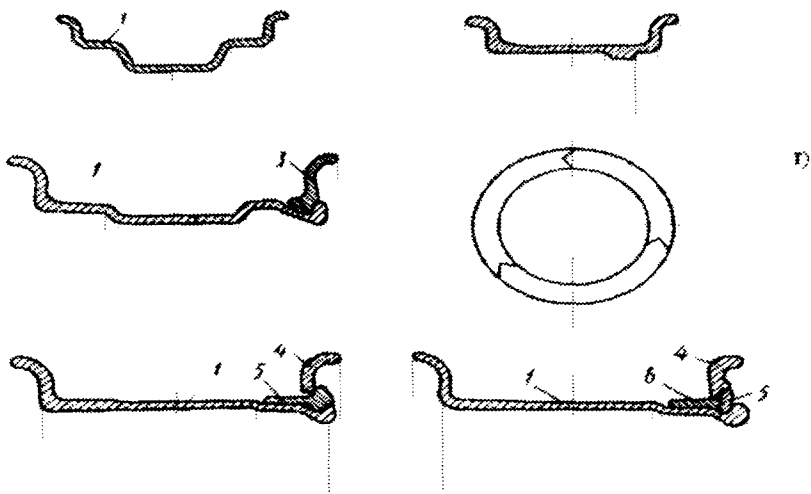


274

114-Расм. Автомобил ғилдирағлариниң таслифи

Ўқ гулчаларига ўрнатилган филдираклар сонига қараб у якка, қўшалок турларга бўлинади. Асосий сабаб шуки, ўқларга тушган юкнинг миқдорини ҳисобга олиш зарурдир.

Филдираклар тўғрисидаги турига қараб, бўлима ва бўлимайдиغان турларига ажралади (116-расм Б, В, Д, Г).



116-расм Филдирак ободинини турлари

Бўлима тури асосан юк автомобиллари учун мўлжалланади, сабаби шуки, уларнинг шиналарини филдиракка кийдириш катта куч ва маҳоратни талаб қилади.

Транспортнинг эксплуатациядаги зарурияти бўйича филдираклар синфларга ҳам бўлинади. Синфларнинг сони еттига:

- 1—синф завод ичида эксплуатация қилинадиган транспорт учун;
- 2—5—синфлар автомобилнинг ҳамма турларига;
- 6-7 синф қишлоқ хўжалигида ишлатиладиган машиналар учун.

### 12.3. Қўйилган талабларнинг шина ва ғилдирак конструкциясида қондирилиши

Автомобилнинг эксплуатацияси даврида ғилдирак ва шинани жуфтлаш, айниқса юк автомобиллари учун муаммоли ҳисобланади. Шу сабабли енгил автомобиллар учун ғилдирак бир-бутун, юк автомобилларига мўлкаллангани эса бўлаклардан иборат (НБ-расм Б,В,Д) этиб ясалади. Ўрта ва катта юк қўтара оладиган автомобилларда, шу бондан, ғилдирак ободининг ўзи ҳам қисмларга ажратиладиган қилинади.

Автомобилга йўлдан узатиладиган турткиларин асосан ғилдирак диск қабул қилади ва тунчакка ўтказилади. Шунинг учун диск конструкцияси жимжимадор бўлиб, натижада унинг массаси ҳам камаяди. Ғилдирак массасини к- айтирини учун уни енгил қотинмалардан, ҳатто пластмассадан қилини ҳам мақсадга мувофиқ. Ғилдирак массасининг камайиши унинг инерция моментини камайтиради, натижада, унинг мувозанатланмаганлик даражаси ҳам камаяди. Ғилдирак мувозанатланмаганлигининг динамик, турлари бўлиши мумк

Ғилдираклар мувозанатланмаганлигининг асосий сабаби ғилдирак ўқи унинг асосий инерция ўқининг бир-бирига шибатаи жойлашишидир. С мувозанатланмаганлик ғилдирак ўқининг, унинг асосий инерция ўқиға параллел бўлиб қолишидан ҳосил бўлади. Моментли мувозанатланмаганликда бу ўқлар ғилдирак марказида кесинмайди, чалиштирилган ҳолатда бўлади. Квазистатик мувозанатланмаганликда ўқлар кесинмайди, мувозанат асосий вектори ғилдирак ўқиға бўлади унинг марказидан ўтади. Мувозанат даражаси енгил автомобил шиналари учун 70-200 Н\*см бўлиши мумкин.

Шина ва ғилдиракни жуфтлаш ўнгай бўлиши учун дискин бўлакларға ажратилган қилинади, амда конструкцияси оширилади.

#### **12.4. Мавзу ўлаштирилганини текшириш учун саволлар**

1. Осма тизимида шинанинг заруриятини асосланг.
2. Шинага қўйиладиган асосий талабларни санаб кўрсатинг.
3. Шинанинг ички босимини бир меъёردа ушлаб туриш усулларини айтинг;
4. Шинанинг йўл билан илашишини таъминлаш йўллари кўрсатинг;  
Шинанинг йўлга солиштирма босимини меъёран усулларини айтиб беринг;
6. Шинанинг мувозанатланмаганлик турларини айтинг;
7. Шинанинг статик ва динамик мувозанатланмаганлик сабабларини кўрсатинг;
8. Автомобил ҳаракати даврида шинада шовқиннинг пайдо бўлиш сабабларини айтинг;
9. Ёилдиракни шина билан жуфтлаш ўнғай бўлишини таъминлаш йўллари кўрсатинг;
10. Шиналарнинг таснифини айтинг;
11. Осма тизимида ёилдиракнинг заруриятини асосланг;
12. Ёилдирак ва шинанинг конструктив ўлчамларини бир—бирига мос бўлиши заруриятини асос.
13. Ёилдирак массаси ва инерция моментининг кичик бўлиш талабининг қондирилиш усулларини айтинг;
14. Ёилдираклар таснифини айтиб беринг.

**САМКОЧАВТО**  
**РУСУМИДАГИ АВТОМОБИЛЛАРНИНГ ТЕХНИК ИҚТИСОДИЙ КЎРСАТКИЧЛАРИ**

Илова 1

|   | 1            | 2            | 3            | 4            | 5                         | 6            | 7                         | 8                                      | 9                         | 10                                     | 11                        | 12                        | 13 |
|---|--------------|--------------|--------------|--------------|---------------------------|--------------|---------------------------|--|---------------------------|--|---------------------------|---------------------------|----|
| Кўрсаткичлар  | M23.9        | M23.12       | M24.9        | M24.12       | M29 турбо                 | M50          | 80.12                     | 120.14                                 | 35.9                      | 85.14                                  | 85.12                     | 65.9                      |    |
| <b>Ғабаит ўлчамлари</b>                               |              |              |              |              |                           |              |                           |  |                           |  |                           |                           |    |
| Умумий узунлиги, мм                                   | 6280         | 6280         | 6280         | 6280         | 7220                      | 6930         | 6670                      | 6670                                   | 5467                      | 6670                                   | 6670                      | 6150                      |    |
| Умумий эни, мм  | 2220         | 2220         | 2220         | 2220         | 2220                      | 2220         | 2120                      | 2120                                   | 2020                      | 2120                                   | 2120                      | 2070                      |    |
| Умумий баъзи динги, мм                                | 2750         | 2750         | 2750         | 2750         | 3175                      | 3000         | 2535                      | 2535                                   | 2450                      | 2535                                   | 2535                      | 2510                      |    |
| Бурилли радиуси, м                                    | 6.3          | 6.3          | 6.3          | 6.3          | 6.4                       | 6.4          | 6.4                       | 6.55                                   | 5.7                       | 6.4                                    | 6.4                       | 6.3                       |    |
| Умумий масса, кг                                      | 5900         | 6300         | 5900         | 6300         | 7500                      | 8500         | 8100                      | 11400                                  | 3500                      | 8500                                   | 8500                      | 6700                      |    |
| Оддиги ўққа руҳат этилган юклама, кг                  | 2400         | 2900         | 2400         | 2900         | 2900                      | 2900         | 2900                      | 2900                                   | 1800                      | 2900                                   | 2900                      | 2400                      |    |
| Кетинги ўққа руҳат этилган юклама, кг                 | 3700         | 5700         | 3700         | 5700         | 5600                      | 5700         | 5700                      | 5700                                   | 2500                      | 5700                                   | 5700                      | 4750                      |    |
| Двигатель тури  | IVECO 804.05 | IVECO 804.05 | IVECO 804.05 | IVECO 804.05 | IVECO 804.05 турбо-дизель | IVECO 804.05 | IVECO 804.05 турбо-дизель | IVECO 804.05 турбо-дизель, илгер кунер | IVECO 804.05 турбо-дизель | IVECO 804.05 турбо-дизель, илгер кунер | IVECO 804.05 турбо-дизель | IVECO 804.05 турбо-дизель |    |
| Цилиндрлар сони                                       | 4            | 4            | 4            | 4            | 4                         | 4            | 4                         | 4                                      | 4                         | 4                                      | 4                         | 4                         |    |
| Цилиндрлар диаметри ва поршень йўли, мм               | 104/115      | 104/115      | 104/115      | 104/115      | 104/115                   | 104/115      | 104/115                   | 104/115                                | 104/115                   | 104/115                                | 104/115                   | 104/115                   |    |
| Иш ҳажми, см <sup>3</sup>                             | 3908         | 3908         | 3908         | 3908         | 3908                      | 3908         | 3908                      | 3908                                   | 3908                      | 3908                                   | 3908                      | 3908                      |    |
| Энг катта қувват, кВт                                 | 225          | 353          | 255          | 353          | 353                       | 353          | 353                       | 420                                    | 255                       | 420                                    | 353                       | 255                       |    |
| Тираскли валнинг айланиш сони, айл/мин                | 1400         | 1600         | 1400         | 1600         | 1600                      | 1600         | 1600                      | 1400                                   | 1400                      | 1400                                   | 1600                      | 1400                      |    |
| Энг катта буровчи моментдаги ёнилги сарфи l/кВт. соат | 224          | 211          | 224          | 211          | 211                       | 211          |                           |  | 224                       |  | 211                       | 224                       |    |
| Илаш ш муфтаси  |              |              |              |              |                           |              |                           |  |                           |  |                           |                           |    |
| Етакланувчи дискнинг                                  | 267          | 305          | 267          | 305          | 305                       | 305          | 305                       | 305                                    | 267                       | 305                                    | 305                       | 267                       |    |

|                           |                    |                    |                    |                    |                    |                    |                                  |                                  |                            |                                  |                                  |                            |
|---------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------|
| ташқи диаметри, мм        |                    |                    |                    |                    |                    |                    |                                  |                                  |                            |                                  |                                  |                            |
| Узатмалар кутисининг тури | IVECO 2828         | IVECO 2855.6       | IVECO 2828         | IVECO 2855.6       | IVECO Smi 475      | IVECO 2855.6       | IVECO 2855.6<br>6 погоняли       | IVECO 2855.6<br>6 погоняли       | IVECO 2855.6<br>6 погоняли | IVECO 2828<br>6 погоняли         | IVECO 2855.6<br>6 погоняли       | IVECO 2855.6<br>6 погоняли |
| Энг катта тезлик, км/соат | 95                 | 105                | 95                 | 105                | 105                | 98                 | 105                              | 95                               | 90                         | 95                               | 95                               | 95                         |
| Олдинги ўқ тури           | Рессорали, бикр ўқ | Рессорали, бикр ўқ | Рессорали, бикр ўқ | Рессорали, бикр ўқ | Рессорали, бикр ўқ | Рессорали, бикр ўқ | IVECO 5830<br>Рессорали, бикр ўқ | IVECO 5830<br>Рессорали, бикр ўқ | Рессорали, бикр ўқ         | IVECO 5830<br>Рессорали, бикр ўқ | IVECO 5830<br>Рессорали, бикр ўқ | Рессорали, бикр ўқ         |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|
| Кетинги ўқ тури  | IVECO 4516 бир жуфт шестерняли асосий узатма   | IVECO 4519 бир жуфт шестерняли асосий узатма               | IVECO 4516 бир жуфт шестерняли асосий узатма               | IVECO 4516 бир жуфт шестерняли асосий узатма               | IVECO 4519 бир жуфт шестерняли асосий узатма               | IVECO 4519 бир жуфт шестерняли асосий узатма               | IVECO 4519 НД бир жуфт шестерняли асосий узатма            | IVECO 4519 НД бир жуфт шестерняли асосий узатма  | IVECO 4516 НД бир жуфт шестерняли асосий узатма  | IVECO 4519 НД бир жуфт шестерняли асосий узатма  | IVECO 4519 НД бир жуфт шестерняли асосий узатма  | IVECO 4516 НД бир жуфт шестерняли асосий узатма  |
| Асосий узатманинг узатиш сони                          | 4,56   | 5,12   | 4,56   | 5,12   | 3,75   | 5,12   | 4,78   | 5,125  | 4,56   | 4,78   | 5,125  | 4,56   |
| Тормоз тизими  | Гидравлик, вакуум кучайтирилган, олдинги ва кетинги тормоз тизимлари шйрим, аварияда автоматик муҳосаралаш мосламаси бор, кетинги ўқ юксалиниги датчигиси эги, двигатель билан тормозлаш тизими мавжуд |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Қўл тормози  | Қўл тормози механик ва кетинги гилдиракларни муҳосаралайди   | Қўл тормози механик ва кетинги гилдиракларни муҳосаралайди | Қўл тормози механик ва кетинги гилдиракларни муҳосаралайди | Қўл тормози механик ва кетинги гилдиракларни муҳосаралайди | Қўл тормози механик ва кетинги гилдиракларни муҳосаралайди | Қўл тормози механик ва кетинги гилдиракларни муҳосаралайди | Қўл тормози механик ва кетинги гилдиракларни муҳосаралайди | Пневматик ва кетинги гилдиракларни муҳосаралайди | Пневматик ва кетинги гилдиракларни муҳосаралайди | Пневматик ва кетинги гилдиракларни муҳосаралайди | Пневматик ва кетинги гилдиракларни муҳосаралайди | Пневматик ва кетинги гилдиракларни муҳосаралайди |
| Тормоз барабанларининг диаметри ва гилдираклар эни, мм |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Олдинги гилдираклар                                    | 325/100  | 325/120  | 325/100  | 325/100  | 325/120  | 325/120  | 325/120  | 325/120  |  |  |  |  |
| Кетинги гилдираклар                                    | 325/100  | 325/120  | 325/120  | 325/120  | 325/120  | 325/120  | 325/120  | 325/120  |  |  |  |  |

| Руль бошқармаси                | Чап томонда ZF |               | Чап томонда ZF |               | Чап томонда ZF | Чап томонда 8037 | ZF            | ZF 8037       | ZF              | ZF 8037       | ZF 8036 SX      | ZF Гид роқучай тиргичи |
|--------------------------------|----------------|---------------|----------------|---------------|----------------|------------------|---------------|---------------|-----------------|---------------|-----------------|------------------------|
|                                | 7.50 16C 12PR  | 7.50 16C 12PR | 7.50 16C 12PR  | 7.50 16C 12PR |                |                  | 7.50 16C 12PR | 7.50 16C 12PR | 8.50 17.5C 12PR | 6.50 16C 12PR | 8.50 17.5C 12PR | 8.50 17.5C 12PR        |
| Шиналар                        | 24             | 24            | 24             | 24            | 24             | 24               | 24            | 24            | 24              | 24            | 24              | 24                     |
| Электр тизими қудданиши, вольт | 2x12V 72       | 2x12V 72      | 2x12V 72       | 2x12V 72      | 2x12V 88       | 2x12V 88         | 2x12V 88      | 2x12V 72      | 2x12V 72        | 2x12V 72      | 2x12V 72        | 2x12V 72               |
| Аккумулятор, ампер соат        | 30             | 30            | 30             | 30            | 30             | 30               | 30            | 30            | 30              | 30            | 30              | 30                     |
| Генератор, А                   | 3              | 3             | 3              | 3             | 3              | 3                | 3             | 3             | 3               | 3             | 3               | 3                      |
| Стартер, кВт                   |                |               |                |               |                |                  |               |               |                 |               |                 |                        |



| Итого        |                     | в том числе: |                     |
|--------------|---------------------|--------------|---------------------|
| в млрд. руб. | в % к общему объему | в млрд. руб. | в % к общему объему |
| 1192*        | 100,0               | 1192*        | 100,0               |
| 1182         | 99,2                | 1182         | 99,2                |
| 1393         | 116,5               | 1393         | 116,5               |
| 1662         | 139,4               | 1662         | 139,4               |
| 2520         | 211,4               | 2520         | 211,4               |
| 131          | 11,0                | 131          | 11,0                |
| 1160         | 97,3                | 1160         | 97,3                |
| 190          | 16,0                | 190          | 16,0                |
| 1992         | 167,3               | 1992         | 167,3               |
| 1883         | 157,9               | 1883         | 157,9               |
| 1            | 0,1                 | 1            | 0,1                 |
| 76,5/81,7    | 64,2                | 76,5/81,7    | 64,2                |
| 1198         | 100,0               | 1198         | 100,0               |
| 796          | 66,4                | 796          | 66,4                |
| 401*         | 33,6                | 401*         | 33,6                |
| 2100         | 175,4               | 2100         | 175,4               |
| 5000         | 417,3               | 5000         | 417,3               |

Итого по предприятиям автомобильного транспорта

Итого по предприятиям городского транспорта

СРЕДСТВА НА РАБОТНИКОВ

(тыс.)

на конец

31/12/2011

по состоянию на

31/12/2011

31/12/2010

31/12/2009

по состоянию на

31/12/2011

31/12/2010

31/12/2009

по состоянию на

31/12/2011

31/12/2010

31/12/2009

по состоянию на

31/12/2011

31/12/2010

31/12/2009

по состоянию на

31/12/2011

31/12/2010

31/12/2009

31/12/2008

31/12/2007

по состоянию на

по состоянию на

по состоянию на

по состоянию на

тысяч

тысяч

тысяч

тысяч

(тысяч руб.)

147

11

163

158

0,833

0,837

0,886

1,000

0,971

1,129

1,161

1,123

1,178

181

170

158

3,818

3,15

по состоянию на

по состоянию на

тысяч

по состоянию на

31/12/2011

31/12/2010

31/12/2009

180

170

200

1,16

по состоянию на

по состоянию на

по состоянию на

по состоянию на

тысяч руб.

тысяч руб.

тысяч руб.

тысяч руб.

тысяч руб.

тысяч руб.

3000

2500

3200 3100

61

58,8

123

|  |   |  |  |
|--|---|--|--|
| Кетинги осма тури                        | иккита боғ.<br>бўйлама ричагли.<br>стабилизаторли                 | муस्ताқил эмас,<br>иккита бўйлама.<br>битта кўндаланг<br>тортқи      | муस्ताқил эмас.<br>рессорали                                       |
| Асосий узатманинг тури<br>ва узатиш сони | гинонд узатма<br>3.71   | гинонд узатма<br>4.263   | д узатма<br>5, 125   |
| Тормоз тизими                            | гидроюритмали.<br>икки контурли.<br>кучайтиргичли                 | Гидроюритмали.<br>икки контурли.<br>кучайтиргичли                    | Гидроюритмали.<br>икки контурли.<br>кучайтиргичли                  |
| Қўл тормози                              | механик, кетинги<br>ғилдирак<br>колодкалари<br>барабанга сиқилади | механик, кетинги<br>ғилдирак<br>колодкалари<br>барабанга<br>сиқилади | механик,<br>тинги ғилдирак<br>колодкалари<br>барабанга<br>сиқилади |
| Тормоз механизмининг<br>тури:            |   |  |  |
| Олдинги ғилдираклар                      | дискли  | дискли   | диск   |
| Кетинги ғилдираклар                      | дка барабанли   | колодка-<br>барабанли  | колодка-<br>барабанли  |
| Тормоз барабанининг<br>диаметри, мм      | 200   | 180  |  |

| Рул бошқармасы             | рейка шестеряли,<br>гидрокучайтиргич | рейка шестер<br>яли,<br>сони 18. | рейка шестер<br>яли |
|----------------------------|--------------------------------------|----------------------------------|---------------------|
| Шиналар                    | 155SR13                              | 135SR12S                         | 155R12              |
| Электр тизими<br>кучлапши. | 12                                   | 12                               | 12                  |
| Аккумулятор, ампер соат    |                                      | 28                               | 28                  |
| Генератор, ампер.          | 80                                   | 50                               | 40                  |
| Стартер, кВт               | 0.8                                  | 0.8                              | 0.8                 |
| Ёшлани сарфи, /100 км      | 6.4                                  | 1.75                             | 1.                  |

## А Д А Б И Ё Т Л А Р

1. Автомобили. Конструкции, конструирование и расчет (под редакцией А.И. Гришкевича) Минск, Вишешшая школа, 1985.
2. Автомобили. Конструкции, конструирование и расчет (под редакцией А.И. Гришкевича). Минск, Вишешшая школа 1987.
3. Автомобиль. Основы конструкции. (под редакцией А.Н. Островцева) Машиностроение, 1976
4. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Шукин М.В. Автомобиль. Л. Машиностроение, 1973
5. В.В. Осепчугов А.К. Фрумкин. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета М. Машиностроение, 1989.
6. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчёт автомобиля. М. Машиностроение, 1984
7. Чудаков Е.А. Конструкция и расчет автомобиля. М. Машиностроение, 1951.
8. В.Ф. Родионов, Б.М. Фиттерман. Легковые автомобили. М. Машиностроение, 1971.
9. М.С. Высоцкий, Ю.Ю. Беленький и др. Грузовые автомобили. Машиностроение, 1979.
10. В.В. Осепчугов. Автобусы. К. Машиностроение, 1971.
11. А. Д. Дербаремдикер. Амортизаторы транспортных машин. М. Машиностроение, 1985.
12. В.Л. Бидерман, Р.Л. Гуслицер и др. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытание, эксплуатация) М. 1963.
13. А.Ф. Андреев, В.В. Ванцевич, А.Х. Лефаров. Дифференциалы колесных машин. Машиностроение, 1987
14. Р.О. Равкин. Пневматическая подвеска автомобиля. М. 1962.
15. Проектирование трансмиссий автомобилей. Справочник (под редакцией А.И. Гришкевича). М. Машиностроение, 1984.

16. Т.С.Худойбердиев. Трактор ва автомобиллар назарияси ҳамда ҳисоби, Т.Ўқитувчи, 1984
17. Й.Раймпель. Шасси автомобиля. Амортизаторы. Шины и колеса. Перевод с нем. В.П. Агапова. Под ред. О.Д. Златовратского. М. Машиностроение. 1986
18. Й.Раймпель. Шасси автомобиля. Конструкции подвесок. Перевод с нем. В.П. Агапова. М., Машиностроение, 1989
19. Й.Раймпель. Шасси автомобиля. Рулевое управление. Перевод с нем. В.Н. Пальянова. Под ред. А.А. Гольбрейха. М., Машиностроение, 1987
20. Дж. Фентон. Несущий каркас кузова автомобиля и его расчет. Перевод с английского К.Г. Бомштейна. М. Машиностроение, 1984.
21. А. Пройкшат. Шасси автомобиля. Типы приводов. Перевод с немецкого В.И. Губы. М. Машиностроение, 1989.
22. Й. Раймпель. Шасси автомобиля, М. Машиностроение, 1983.
23. Й. Раймпель. Шасси автомобиля. Элементы подвески, М. Машиностроение, 1986