



AVTOMOBIL

KONSTRUKSIYASI VA HISOBI

Avtomobillar: konstruktsiyasi va hisobi. o`quv qo`llanma

B.Ya.Begmatov, L.M.Mamayeva.

O`quv qo`llanmada, avtomobillar konstruktsiyasiga qo`yiladigan talablar, transport vositasi kuch uzatmasi, ilashish muftasi, uzatmalar qutisi, kardanli uzatma, asosiy uzatma, differentsial va yarim o`qlarni hisoblash usullari, osmalar, rul boshqarmasi va tormoz tizimlarining hisobi, hamda avtomobillarning kuch hisobi yo`riqlari mukammal yoritilgan, talabalarga bu boradagi ma`ruza va amaliyot darslarini mustahkamlashga imkon beradi.

O`quv qo`llanma texnika oliy o`quv yurtlarida tahsil olayotgan “5310600-“Yer usti transport tizimlari va ularning ekspluatatsiyasi (avtomobil transporti)” ta`lim yo`nalishi talabalari uchun mo`ljallangan.

Taqrizchilar:

texnika fanlari nomzodi, dotsent. **A.O'.Qo'ziev.**

pedagogika fanlari bo'yicha falsafa doktori, (PhD). **I.B.Asqarov**

Jizzax-2019

Mundarija

Kirish	6
1-BOB. AVTOMOBILLAR KONSTRUKTsIYaSI	8
1.1-§. Avtomobillarning rivojlanish tarixi.....	8
1.2-§. O'zbekiston avtomobilsozlikning rivojlanish bosqichlari	12
1.3-§. Avtomobillar haqida umumiy ma'lumot.....	17
1.4-§. Avtomobil konstruksiyasiga ko'yiladigan talablar.	24
1.5-§. Yuklanish va hisoblash rejimlari.....	31
2-BOB. ILASHISH MUFTALARI.....	40
2.1-§. Ilashish muftasining tasnifi va ko'llanilishi	40
2.2-§. Ilashish muftasiga ko'yiladigan talablar	45
2.3-§. Friksion ilashish muftasining ish jarayoni.	50
2.4-§. Ilashish muftasidagi yuklanishlar.....	53
2.5-§. Ilashish muftasi detallarini mustahkamlikka hisoblash	59
3-BOB. UZATMALAR QUTILARI.....	64
3.1-§. Uzatmalar qutisining vazifasi va tasnifi.....	64
3.2-§. Pogonali uzatmalar kutisining sxemalari.	69
3.3-§. Tarqatish qutilari	72
3.4-§. Uzatmalar qutisidagi yuklanishlar.....	76
3.5-§. Uzatmalar qutisini tekshirish va hisoblash.....	80
4-BOB. KARDAN UZATMALAR	100
4.1-§. Kardanli uzatmaning tasnifi va ko'llanilishi.....	100
4.2-§. Burchak tezliklari teng bo'lmagan (asinxron) kardan sharnirlarining kinematikasi va dinamikasi.....	103
4.3-§. Burchak tezliklari teng bo'lgan (sinxron) kardan sharnirlarining kinematikasi va taxlili.....	105
4.4-§. Kardanli uzatmadagi yuklanishlar.....	109
4.5-§. Krestovina va sinxron kardan sharnirini hisoblash	112
5-BOB. ASOSIY UZATMA, DIFFERENTsIAL VA YaRIM O'QLAR.....	115
5.1-§. Asosiy uzatma konstruksiyasi, tahlili va uni hisoblash	115
5.2- §. Differentsial konstruksiyasi, tasnifi va uni hisoblash	121

5.3- §. Yarim o'qlar konstruksiyasi, tasnifi va uni hisoblash.....	125
6-BOB. RUL BOSHQARMASI	128
6.1-§. Rul boshqarmasining vazifasi va tasnifi	128
6.2-§. Rul boshqarmasining asosiy texnik parametrlari	132
6.3-§. Rul mexanizmlari va ularni baholovchi parametrlar.....	134
6.4-§. Rul mexanizmlarining taxlili.....	136
6.5-§. Rul yuritmalari va rul trapetsiyalari.	140
6.6-§. Rul boshqarmasidagi yuklanishlar.	143
7-BOB. TORMOZ BOSHQARMASI	149
7.1-§. Tormoz tizimining tasnifi va unga qo'yiladigan talablar.....	149
7.2-§. Tormoz mexanizmini baholovchi mezonlar va tahlili	152
7.3-§. Tormoz yuritmalari.	158
7.4-§. To'g'ri va teskari yo'nalishdagi tormoz kranlari.	166
7.5-§. Tormoz tizimlaridagi yuklanishlar va tormoz mexanizmini hisoblash.....	170
8-BOB. OSMALAR	177
8.1-§. Osmalarning vazifasi.....	177
8.2-§. Osmalarning tasnifi va qo'llanilishi	180
8.3-§. Osmalarning kinematik sxemalari.....	184
8.4-§. Osmaning yo'naltiruvchi elementi.....	187
8.5-§. Osmaning so'ndiruvchi elementi.	188
8.6-§. Osmalardagi yuklanishlar.....	193
8.7-§. Elastik elementlardagi yuklanishlar	195
8.8-§. So'ndiruvchi elementni hisoblash	198
9-BOB. KO'PRIKLAR VA G'ILDIRAKLAR.....	201
9.1-§. Ko'priklarning vazifasi va tasnifi.....	201
9.2-§. Ko'prik konstruksiyalarining tahlili.....	204
9.3-§. Ko'priklardagi yuklanishlar.	207
9.4-§. G'ildiraklar tasnifi va qo'llanilishi.....	210
9.5-§. Shinalar tasnifi va qo'llanilishi.	215
10-BOB. AVTOMOBILLARNING KUCH HISOBI.....	221
10.1-§. Asosiy parametrlarni tanlash.....	221
10.2-§. Avtomobil to'la massasini o'qlarga taqsimlanishi.....	223

10.3-§. G'ildirakka shina tanlash va g'ildirak radiusni aniqlash.....	224
10.4-§. Dvigatel xarakteristikalarini tanlash	227
10.5-§. Avtomobil kuch uzatmasi parametrlarini tanlash	230
10.6-§. Avtomobilning tortish-tezlik xususiyatlarini baholash	233
10.7-§. Avtomobilning tezlanish qobiliyati.....	238
Foydalanilgan adabiyotlar	241

Kirish

Assalomu alaykum, Hurmatli kitobxon!

Sizni, yangi kashfiyot bilan tabriklayman. Qaysi deysizmi? Siz o'zingiz uchun yangi bilimlarni ochdingiz, demak siz kichik bo'lsa ham, ammo kashfiyot qildingiz. Axir, "kashfiyot" so'zi "ochish" fe'lidan hosil bo'ladi. Inson doimo nimadir kashf etadi. Kimdir qit'alarni, okeanlarni, fizikaviy va kimyoviy qonunlarni kashf etadi, va siz - o'zingiz uchun yangi bilim kashf etdingiz.

Insoniyat kashfiyotchiligining ne'mati bo'lgan avtomobil bugungi kunda barcha sohalarni rivojlanishida o'zining katta hissasini qo'shib kelmoqda. Bugungi kunda kundalik hayotimizni avtomobil transportisiz tassavvur qilib bo'lmaydi. Avtomobil sanoati Vatanimizda ham katta sur'atlar bilan ildamlab bormoqda.

O'zbekiston Respublikasi mustaqillikka erishgandan so'ng barcha sohalarda bo'lganidek ta'lim tizimida ham islohatlar keng ko'lamda olib borilmoqda. «Kadrlar tayyorlash Milliy dasturi» hamda «Ta'lim to'g'risida» Qonunning qabul qilinishi ta'lim sohasida olib borilayotgan islohotlarning asosiy yo'nalishlari va vazifalarini belgilab berdi.

So'nggi yillar, davlatimiz rahbari Sh.M.Mirziyoev tomonidan ushbu sohani rivojlantirish bo'yicha ko'plab qarorlar qabul qilindi. Jumladan, 2017 yil 7 fevralda qabul qilingan "2017-2021 yillarda O'zbekiston Respublikasi rivojlantirishning beshta ustivor yo'nalishi bo'yicha harakatlar strategiyasi" to'g'risidagi PF-4947-son Farmoni, 2019 yil 6 sentyabrda e'lon qilingan "Professional ta'limni yanada takomillashtirishga doir qo'shimcha chora-tadbirlar to'g'risida" gi PF-5912-son Farmoni, 2019 yil 1 fevralda qabul qilingan "Transport sohasida davlat boshqaruv tizimini tubdan takomillashtirish chora-tadbirlari to'g'risida"gi PF-5647-son Farmoni e'lon qilindi.

Qabul qilinayotgan hamma qaror va farmonlarda Respublikamizni ijtimoiy-iqtisodiy rivojlantirish, yosh avlodni har tomonlama yetuk inson qilib tarbiyalash maqsadi mujassamlashgan. Shu vazifalarni bajarishda zamon talabi asosida yaratilgan darslik va o'quv qo'llanmalarining o'z o'rnini bor. Mazkur qo'llanma ham shu yo'nalishda bajarilgan ishlardan bo'lib, "Yer usti transport tizimlari va

ularning ekspluatatsiyasi” (avtomobil transporti) ta’lim yo’nalishi talabalari tomonidan foydalanib kelinmoqda.

O’quv qo’llanma 10 ta bobdan iborat bo’lib, avtomobillar konstruksiyasiga qo’yiladigan talablar, transport vositasi kuch uzatmasi, ya’ni ilashish muftasi, uzatmalar qutisi, kardanli uzatma, asosiy uzatma, differentsial va yarim o’qlarni hisoblash usullari, osmalar, rul boshqarmasi va tormoz tizimlarining hisobi, hamda avtomobillarning kuch hisobi yo’riqlari mukammal yoritilgan. Yuqorida sanab o’tilgan masalalarni o’rganishda bo’lajak mutaxassislariga yaqindan yordam beradi degan umiddamiz.

O’quv qo’llanmani, “Yer usti transport tizimlari va ularning ekspluatatsiyasi” ta’lim yo’nalishi talabalari uchun “Transport vositalari konstruksiyasi”, “Avtomobillar maxsus kursi” fanlarini o’qitishda metodik qo’llanma sifatida tavsiya etamiz.

Ushbu qo’llanmani tayyorlashda o’z maslahatlari bilan yaqindan yordam bergan kafedra dotsenti O.K.Adilov, kafedra mudiri (PhD) I.B.Asqarov, hamda Termiz davlat universiteti “Transport tizimlari va inshootlari” kafedrasini mudiri texnika fanlari nomzodi, dotsent A.O’.Qo’zievlarga o’z minnatdorchiligimizni bildiramiz.

1-BOB. AVTOMOBILLAR KONSTRUKTSIYASI

Tayanch iboralar. *Avtomobil, dvigatel, bug' dvigateli, yetakchi, bug' qozoni, ot kuchi, vatt, ichki yonuv dvigateli, konstruktsiya, ijtimoiy-huquqiy, ishlab chiqarish, raqobatbardoshlik, ekspluatatsiya talablari, ekspluatatsiya sharoitlari, ergonomika, aktiv, passiv, avariya dan so'nggi va ekologik xavfsizlik.*

1.1-§. Avtomobillarning rivojlanish tarixi

Hozirgi kunda hom ashyo va tayyor mahsulotlarni tashish, ochiq usulda ko'mir va ruda qazib chiqarish, sanoat usulida uy-joy binolari va sanoat korxonalari qurish, qishloq xo'jaligiga zarur yuklar, o'g'it va turli mahsulotlar tashish, keng istemol mollarni bevosita istemolchilarga o'z vaqtida yetkazib berish va boshqa maqsadlarda avtomobillardan foydalaniladi. Yuk avtomobillardan tashqari passajir avtomobillarining ham mamlakatimiz aholisining kundalik turmushidagi ahamiyati katta.

Avtomobil¹ - kashfiyotchilarining bug' aravasini rivojlantirish, takomillashtirish va uning ustida uzoq yillar mobaynida tinimsiz ish olib borishi natijasidir.

Avtomobillarning birinchi avlodlari ot tortadigan aravalar shaklida ishlanib, unga oldingi g'ildirakni aylantirish uchun bug' dvigateli o'rnatilgan.

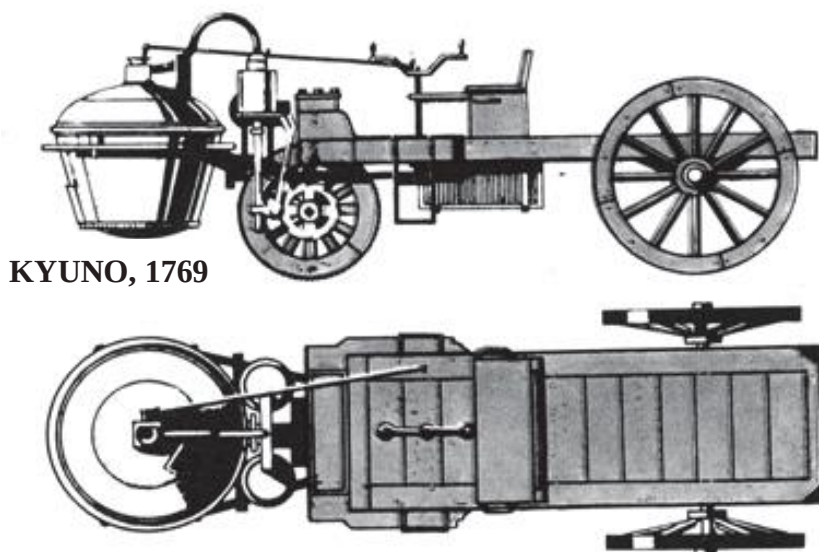
Bir necha yillar davomida bug' dvigateli asosida bir qancha o'ziyurar avtomobillar yaratildi. Birinchi mukammal harakatlanuvchi bug' avtomobilini 1769-yilda fransuz harbiy injeneri **Nikol-Jozef Kyuno** yaratdi (1.1-rasm).

Bu avtomobilda bug' dvigateli oldingi g'ildiragiga o'rnatilgan bo'lib, oldingi g'ildirak ham yetakchi ham boshqariluvchi bo'lgan. Bug' dvigatelining bunday o'rnatilishi aravani boshqarishda qiyinchiliklar tug'dirardi, chunki g'ildirak o'ng yoki chap tomonga burilganda u bilan birga katta hajmga ega bo'lgan bug'

¹ «Avtomobil» so'zi (avto- grek tilida o'zi, mobil - lotincha harakatlanuvchi) «o'zi harakatlanuvchi» degan ma'noni bildiradi.

qozoni ham buriladi.

Kyunoning bug' avtomobili asosan yuk tashishga mo'ljallangan bo'lib ko'proq harbiy maqsadlarda (artilleriya qurollari va snaryadlarni tashishda)



1.1-rasm. Kyunoning bug' dvigateli bilan jihozlangan ekipaji.

qo'llanilgan. Avtomobilning umumiy og'irligi 4 tonna bo'lib, uning tezligi 3 tonna yuk bilan 2-4 km/soatni tashkil qilgan. Ushbu bug' avtomobilini dastlabki yuk avtomobili deyish mumkin.

Avtomobil ikki ot kuchiga teng bo'lgan quvvatga qiyinchilik bilan erishardi. Qozon katta hajmga ega bo'lib, buning bosimi tez orada pasayib qolardi. Bosimni bir maromda ushlab turish uchun har chorak soatda to'xtab olovni kuchaytirish kerak bo'lgan. Bu muolaja «kochegar» tomonidan amalga oshirilgan va ko'p vaqt talab qilar edi.



1.2-rasm. Kulibinning "samokatka"si 1791-yil.

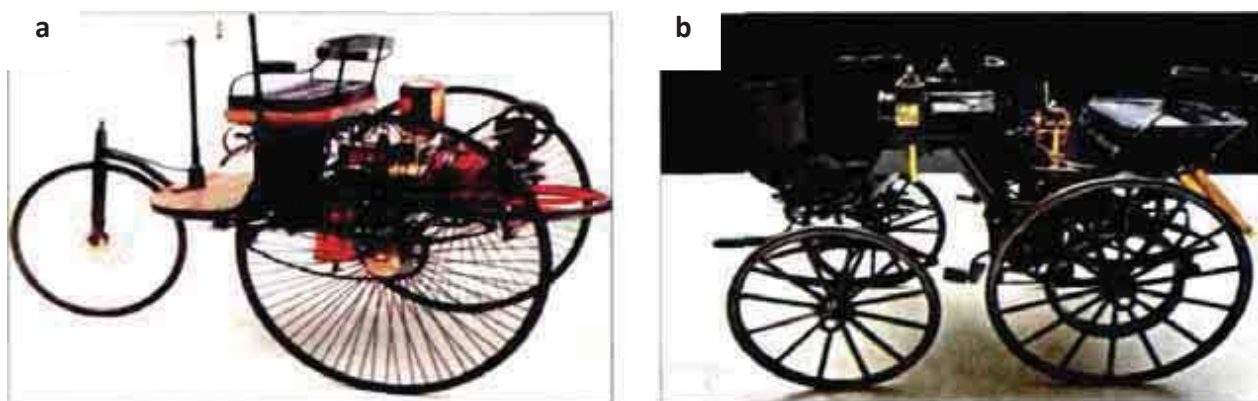
Keyinchalik Kyunoning bug' avtomobili muzeyga topshirilgan. Mexanik **I.P.Kulibin** 1791-yilda gollandiyalik Shamshurenkovning "o'ziyurar kolyaska" g'oyasini rivojlantirib, inson muskuli yordamida harakatga keladigan "samokatka"

sini yaratdi. Rama ostida joylashgan maxovik ekipajning ravon yurishini ta'minlaydi (1.2-rasm). Undan tashqari "samokatka"da tezliklar qutisi va tormoz qurilmasi mavjud edi.

Samokatning maksimal tezligi soatiga 30 kilometrni tashkil etib, kuzovga ikki odam joylashishi mumkin bo'lgan, uchinchi odam esa "samokat" ning orqasida turib uni oyoqlari bilan harakatga keltirar hamda ekipajni boshqarar edi. Kulibinning "samokatka"si avtomobilning yaratilishidagi muhim ixtirolardan biri bo'ldi.

XIX asrning 80-yilligiga kelib, Amerika, Buyuk Britaniya va boshqa Evropa davlatlarida neft qazib chiqarishning keng yo'lga qo'yilishi va neftni qayta ishlash zavodlarining barpo etilishi, benzinli yoki dizel yonilg'isida ishlaydigan ichki yonuv dvigatellari² bilan jihozlangan avtomobillarning takomillashishiga yetarli zamin tayyorlagan edi.

Germaniyadagi Reyn daryosi qirog'ida joylashgan Mangeym shahri



1.3-rasm. Birinchi avtomobil: a — Karl Bens; b — Gotlib Daymler

dunyodagi birinchi avtomobilning Vatani deb yuritiladi. 1885 yilning bahorida **Karl Bens** ichki yonuv dvigateli bilan jihozlangan uch oyoqli o'zi yurar aravani yaratdi (1.3a-rasm).

Daymler Bensdan mustaqil ravishda o'zining havo bilan sovitiladigan benzinli dvigatelini yaratib, 1883-yili unga patent oladi. Dastlab Daymler bu dvigatelni maxsus velosipedga o'rnatdi. Velosipedning yon tomonlariga esa

² Ichki yonuv dvigateli issiqlik energiyasini mexanik energiyaga aylantirib beradi va transmissiya orqali harakatga keltirish uchun hizmat qiladi.

qulamasligi uchun roliklar o'rnatilgan. Shu asnoda Daymler tomonidan 1885 yili dunyoda birinchi mototsikl yaratildi.

Daymler Bensdan farqli ravishda 1886-yilda o'zining to'rt g'ildirakli avtomobilini yaratdi (3b-rasm).

Frantsiya-Prussiya urushi "Daymler" avtomobillarining Frantsiya bozoridagi mavqeiga jiddiy putur yetkazadi. Buni bartaraf etish uchun nemis markasi "Daymler"ni boshqa nom bilan almashtirishiga to'g'ri keladi, ya'ni "Daymler" markasi – firma savdo vakilining 12 yoshli qizining ismi "Mercedes" bilan almashtiriladi. "Mercedes" avtomobili shu tariqa dunyoga keladi.

Ko'p yillik raqobatdan so'ng 1926-yili "Daymler" va "Bens" firmalari birlashadilar, uch qirrali "**baxtli yulduz**" sobiq raqobatchining "**lavr gardishi**" bilan birlashtirilib, dunyoni o'zining avtomobillari bilan hayratga solib kelayotgan "**Daymler-Bens**" firmasi tashkil topdi. Firma "**Mercedes-Bens**" markasi ostida avtomobillar ishlab chiqara boshladi.

Amerikada Genrix Fort avtomobilsozlikni otasi hisoblanadi. U avtomobilsozlikda konveyer usulini olib kirdi va avtomobillarni keng miqiyosida ishlab chiqarishga asos bo'ldi.

1960 yilgacha avtomobil dvigatel quvvati har xil kattalikdagi o'lchov birliklarida o'lchanib kelindi. Shu yili o'tkazilgan og'irlik va o'lchamlarga bag'ishlangan XI xalqaro konferensiyada, yagona Xalqaro birliklar sistemasida (SI) qabul qilindi. Ushbu sistemaga binoan quvvat vattlarda (Vt) ifodalanadigan bo'ldi. Quvvat o'lchov birligi Djeymss Uatt sharafiga atalgan bo'lib Vt (Vatt) deb yoziladi. 1 ot kuchi (o.k.) 736 Vt ga teng.

"Ot kuchi" atamasi kuchni emas balki quvvatni anglatadi. Mashhur fizik olim Jeyms Vatt aniqlashicha, 1 ta ot 1 minutda 100 fut (30 metr) chuqurlikdan 330 funt (150 kg.) ko'mirni blokka bog'langan arqon orqali tortib chiqara olar ekan. Ana shu ishni bajaradigan quvvat 736 vattni tashkil etadi. 1960-yili SI (System International) birliklar sistemasida 736 vattni tashkil qiluvchi quvvat birligi 1 ot kuchi deb belgilandi. Buni quyidagi hisobda keltiramiz mumkin: F – kuch (Nyuton) J – ish (joule) T – vaqt (sekund) S – yo'l (metr) Vt – quvvat (vatt)

Quvvatni topish formulasi quyidagicha: formula Jeyms Vattning hisobiga ko'ra 1 ta ot 1 minutda (60 sekunda) 30 metr chuqurlikdan 150 kg. ko'mirni blokka bog'langan arqon orqali tortib chiqara olar ekan.

1.2-§. O'zbekistonda avtomobilsozlikning rivojlanish bosqichlari

Respublikamiz mustaqillikka erishgan kundan boshlab, birinchi Prezidentimiz I.A.Karimov tashabbuslari bilan avtomobil sanoati rivojiga katta e'tibor qaratildi. Jumladan, 1992 yil iyun oyida Janubiy Koreya tashrifi chog'ida "DAEWOO" zavodi bilan tanishib, hamkorlikda Andijon viloyati Asaka shahrida avtomobil zavodini qurish to'g'risida Memorandum imzolandi va shu tariqa "UzDAEWOO" zavodiga asos solindi. 1996 yil 19 iyulda zavod ishga tushishi bilan O'zbekiston dunyodagi o'z avtomobiliga ega bo'lgan 28- davlatga aylandi.

"UzDAEWOO" bu Markaziy Osiyodagi birinchi avtomobil ishlab chiqaruvchi zavod hisoblanadi. Zavod jahon standartlari talablariga javob beruvchi o'ta zamonaviy texnologiya bilan jihozlangan bo'lib, o'sha vaqtda umumiy hisobda yiliga 200 ming dona avtomobil (o'rta sinfli "NEXIA" avtomobillari - 100 ming dona, "TICO" avtomobillari - 50 ming dona, "DAMAS" avtomobillari – 50 ming dona) ishlab chiqarish quvvatiga ega edi. Bu avtomobillarga ehtiyot qism va materiallarning o'zimizda mahalliyashtirish dasturiga asosan ishlab chiqarish joriy qilinmoqda. Tinimsiz izlanishlar natijasida "TICO" avtomobili o'rniga "MATIZ", "SPARK", "DAMAS" avtomobilining kuchaytirilgan varianti, "NEXIA" avtomobili o'rniga "NEXIA-2", "LACETTI" avtomobillari ishlab chiqarilib, Respublikamiz va chet mamalakatlarda avtoishqibozlar e'tiborini tortmoqda.

O'zbekiston avtomobil sanoatini yanada rivojlantirish maqsadida GM korporatsiyasi bilan shartnoma tuzilib, zavod «GM-Uzbekiston» qo'shma korxonasiga aylantirildi va quvvati yiliga 250 ming donaga oshirildi.

Shu bilan bir qatorda 1999 yil Samarqand shahrida O'zbekiston- Turkiya qo'shma korxonasi "Sam-Koch-avto" zavodidan "OTOYO'L" markali kichik rusumdagi avtobuslar va ixtisoslashtirilgan yuk avtomobillari ishlab chiqarilib,

ekspluatatsiya qilinmoqda. Keyinchalik bu zavod negizida O'zbekiston-Yaponiya qo'shma korxonasi "SamAvto" zavodi tashkil etilib, bu zavoddan ham "ISUZI" markali kichik rusumdagi avtobuslar va ixtisoslashgan yuk avtomobillari ishlab chiqarilib, ekspluatatsiya qilinmoqda.

Shuningdek, Samarqandda yana bir O'zbekiston–Germaniya qo'shma korxonasi "MAN" yuk avtomobillari ishlab chiqarishga mo'ljallangan zavod o'z ishini boshlab yubordi.

Avtomobilning yuragi hisoblangan motor dunyoda sanoqli davlatlarda ishlab chiqariladi. Shu bois, "GM-MOTOR" zavodi qurilishi bilan O'zbekiston ham shu davlatlar qatoriga qo'shildi. Zavodning hozirgi kundagi quvvati yiliga 225 ming dona motor ishlab chiqarishga mo'ljallangan.

Mamalakatimizda avtomobil sanoatining rivojlanishiga juda katta e'tibor qaratilmoqda, jumladan, birinchi Prezidentimiz Islom Karimov Vazirlar Mahkamasining 2011 yil 21 yanvarda bo'lib o'tgan majlisida olib borilayotgan islohotlar ko'lamiga baho berib: *«O'zbekistonda avtomobilsozlik Asakadan boshlandi. Shu zavodni ochgan kunim – 1996 yil 19 iyulni O'zbekiston hayoti uchun, tarixi uchun baxtli kun deb hisoblayman»*³ degan edilar. Zero, ana shu zavodda ishlab chiqarilayotgan sifatli va biri-biridan zamonaviy avtomobillar xalqimizni bu sohada ham hech kimdan kam emasligini, aksincha, raqobat borasida ko'plarni lol qoldirayotganligini ko'rsatadi.

Istiqlol farzandi sanalmish ushbu qo'shma korxonada 2000 yilda 30700 ta avtomobil ishlab chiqarilgan bo'lsa, 2010 yil yakunida bu ko'rsatkich 217733 tani tashkil etdi. Ko'rinib turibdiki, avtomobil ishlab chiqarish keyingi o'n yil oralig'ida 181033 donaga yoki 7,1 martaga oshgan.

Ishlab chiqarilayotgan "CAPTIVA", "EPICA", "TACUMA", "LACETTI", "SPARK", "NEXIA", "DAMAS", "MATIZ" singari avtomobillar jahon bozorida yurtimiz nomini dunyoga taratmoqda. Masalan: O'zbekiston Rossiya Federatsiyasiga 2005 yilda eng ko'p avtomobil eksport qilgan davlat hisoblandi.

³ Karimov I.A. Vazirlar Mahkamasining 2011 yil 21 yanvarda bo'lib o'tgan 2010 yil yakunlari va 2012 yil oldimizga turgan vazifalarimiz to'g'risidagi ma'ruzasidan

2011 yilda esa Yaponiya va Germaniyadan so'ng uchinchi davlat deb topildi. 2011 yil Rossiyada **“Eng yaxshi avtomobil”** sifatida O'zbekistonda ishlab chiqarilgan **“SPARK”** avtomobili topildi.

Bir so'z bilan aytganda, **“GM-Uzbekiston”** qo'shma korxonasi keyingi o'n yilda mamalakat eksport salohiyatining qariyb 7,6 foiziga oshishiga munosib hissa qo'shmoqda. Eng muhimi dastlabki kezlarda atigi 3 rusumdagi avtomobillar ishlab chiqarilardi. Hozirda esa konveyrlarda 8 turdagi avtomobillar ishlab chiqarilmoqda. Ayni paytda yana 3 ta loyiha uchun zarur mablag'lar ajratilgan. Endilikda esa ular bosqichma-bosqich amalga oshiriladi.

“GM-UZBEKISTON” (UzDAEWOO) qo'shma korxonasining qisqacha tarixi:

1992-yil iyun oyi.

O'zbekiston Respublikasi Prezidenti I.A.Karimov Janubiy Koreyaga birinchi marta tashrif buyurib, DAEWOO zavodi bilan tanishdi.

1992-yil iyul oyi.

O'zbekiston va Janubiy Koreya davlatlari hamkorlikda Asaka shahrida avtomobil zavodi qurilishi to'g'risida Memorandum imzolandi.

1996 yil mart oyi.

Konveyerdan birinchi DAMAS avtomobili ishlab chiqarildi.

1996 yil iyul oyi.

Asakadagi avtomobil UzDAEWOO zavodi to'liq ishga tushdi. Konveyerdan NEXIA, DAMAS, TICO avtomobillari ishlab chiqarila boshlandi.

1996 yil 25 avgust oyi.

Rossiya Federatsiyasiga birinchi partiya avtomobil eksport qilindi.

1999 yil dekabr oyi.

Boshqaruv tizimini sifatini sertifikatlashni halqaro ISO 9011 standartlariga muvofiqlashtirish amalga oshirildi.

2001 yil may oyi.

Zavoddan 250 000 avtomobil ishlab chiqarildi.

2001 yil avgust oyi.

O'zDEU zavodida ishlab chiqarilgan yangi MATIZ avtomobilining prezentatsiyasi bo'lib o'tdi va ishlab chiqarish yo'lga qo'yildi.

2002 yil sentabr oyi.

NEXIA DONS avtomobilining ishlab chiqarish yo'lga qo'yildi.

2003 yil fevral oyi.

Boshqaruv tizimini sifatini sertifikatlashni halqaro ISO 9001 standartining 2003 yildagi versiyasi muvofiqlashtirish amalga oshirildi.

2003 yil avgust oyi.

LACETTI avtomobili va avtomatik uzatmalar qutqisi bilan jihozlangan MATIZ avtomobili ishlab chiqarildi.

2005 yil yanvar oyi.

Dvigatel ish hajmi 1 litrli MATIZ best avtomobili ishlab chiqarila boshlandi.

2005 yil oktabr oyi.

Asaka zavodi konveyerdan 500 000 avtomobil ishlab chiqarildi.

2006 yil fevral oyi.

Yangi avtomobil markasi DAMAS-2avtomobili ishlab chiqarildi.

2007 yil may oyi.

O'zbekiston boshqaruv tizimi GM DAT bilan strategik sheriklik to'g'risida hamkorlik imzolandi, kelajakda NEXIA va MATIZ avtomobillarining ishlab chiqarish lokalizatsiya qilish va O'zDEU yangi rusumlarini ishlab chiqarishga kelishildi.

2008-yil mart oyi.

Yangi **GM-UZBEKISTON** qo'shma qorxonasi tashkil topdi va Shevrolet markasi ostida CAPTIVA, EPICA, TACUMA avtobillari ishlab chiqarila boshlandi.

2008-yil mart oyi.

NEXIA-2 avtomobilining prezentatsiyasi o'tkazildi va ishlab chiqarish boshlandi.

2010-yil.

SPARK avtomobilining prezentatsiyasi o'tkazildi va ishlab chiqarish

boshlandi.

2011-yil avgust.

CAPTIVA-2 avtomobilining prezentatsiyasi o'tkazildi va 2012- yilning fevral oyidan boshlab ishlab chiqarildi.

2012-yil mart.

MALIBU avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va 2012-yilning iyun oyidan boshlab ishlab chiqarildi.

2012-yil.

RAVON R4 avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va ishlab chiqarila boshlandi.

2013-yil.

RAVON Gentra avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va ishlab chiqarila boshlandi.

2014-yil.

CHEVROLET Orlando avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va ishlab chiqarila boshlandi.

2016-yil.

RAVON Nexia Gentra avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va ishlab chiqarila boshlandi.

2017-yil.

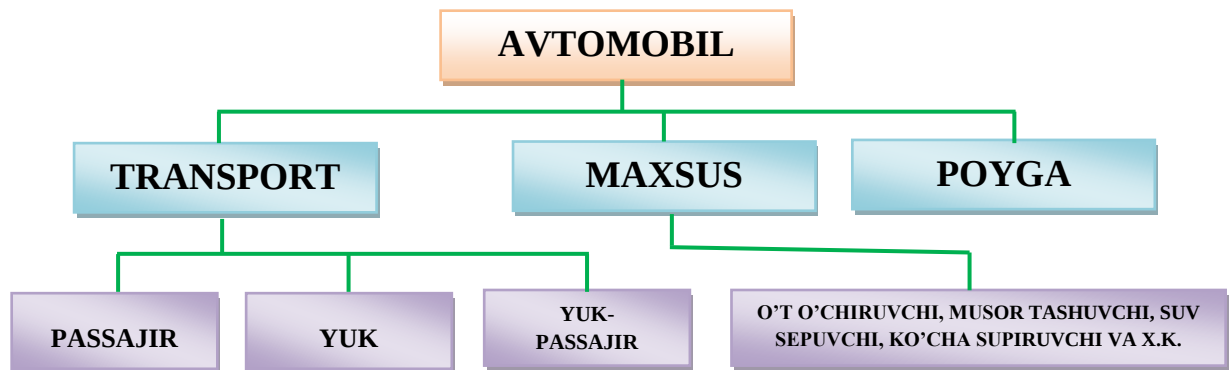
CHEVROLET Malibu 2 avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va ishlab chiqarila boshlandi.

2018-yil.

CHEVROLET Tracker avtomobilining taqdimoti bo'lib o'tdi va ishlab chiqarila boshlandi.

1.3-§. Avtomobillar haqida umumiy ma'lumot

Avtomobil –quruqlikda harakatlanuvchi transport vositasi bo'lib, mustaqil energiya manbaiga ega bo'lgan dvigatel bilan jihozlangan hamda katta qulaylik va havfsizlikka ega bo'lgan holda relssiz yo'llarda yuk va yo'lovchilarni tashishga yoki o'ziga o'rnatilgan qurilmalar yordamida maxsus ishlarni bajarishga mo'ljallangan g'ildirakli mashinadir.



Avtomobillar vazifasiga ko'ra quyidagi turlarga bo'linadi:

Passajir avtomobillari yo'lovchilar tashishga mo'ljallangan bo'lib, ular o'z navbatida ikkiga bo'linadi: avtobuslar va yengil avtomobillar. Passajir avtomobillari sakkiztadan ko'p o'ringa mo'ljallangan bo'lsa, avtobus, sakkiztadan kam o'rinli bo'lsa, yengil avtomobil deb ataladi.

Engil avtomobillar ikki, to'rt, etti hamda sakkiz o'rinli bo'ladi. Ularga o'rnatilgan dvigatelning ish hajmiga qarab yengil avtomobillar bir-biridan farq qiladi, 1,2 litrgacha mikrolitrajli - o'ta kichik turkum, 1,2... 1,8 litr kichik litrajli kichik turkum, 1,8... 3,5 litr - o'rtacha litrajli va 3,5 litrdan ortiq-katta litrajli.

Maxsus avtomobillar malum ishlarni bajarishga imkon beradigan mexanizm, qurilma va uskunalar bilan jihozlangan. Masalan, o't o'chirish, ko'cha supirish, yuk ortish avtomobillari.

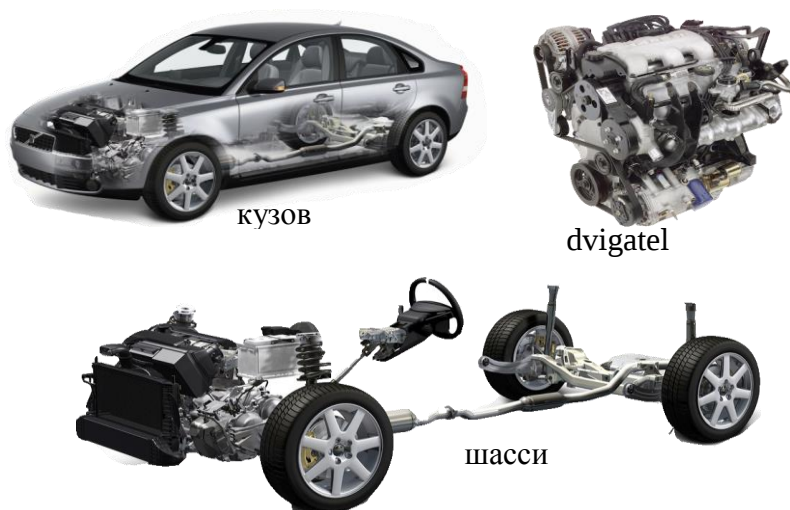
Poyga avtomobillari sport avtomobillari bo'lib, avtomobil-sport poygasida qatnashishga mo'ljallangan bo'ladi. Poygalar aylanma va to'g'ri yo'llarda o'tkaziladi. Belgilangan masofada yuqori natijaga erishish uchun maxsus poygalar ham o'tkaziladi.

Har xil yo'llardan harakatlanish xususiyatiga qarab oddiy va o'tag'on avtomobillar bo'ladi.

1. Avtomobil qatnoviga moslashtirilgan qattiq qoplamali yo'llarda harakatlanuvchi bitta o'qi yetakchi bo'lgan avtomobil oddiy avtomobil deyiladi.

2. Yomon va moslashtirilmagan yo'llarda harakatlanuvchi ikkita yoki uchta o'qi yetakchi bo'lgan avtomobil o'tag'on avtomobil deyiladi.

Zamonaviy avtomobil juda murakkab mashina bo'lib, u bir biriga bog'liq holda malum bir vazifani bajaruvchi bir necha mexanizm qurilma va qismlardan tashkil topgan. Ko'pchilik avtomobillarning umumiy tuzilish sxemasi, ularning mexanizm va sistemalarining ishlash uslubi va ish sharoiti bir biriga o'xshash. Shu sababli avtomobilning umumiy tuzilishini o'rganish uchun ba'zi soddalashtirishlar kiritamiz.



1.4-rasm. Avtomobilning umumiy tuzilishi

Yengil avtomobillarga to'la vazni 3500 kg dan oshmaydigan va o'rindiqlar soni haydovchi o'rindig'i bilan hisoblaganda sakkiztagacha bo'lgan transport vositalari kiradi.

Ixtiyoriy yengil avtomobil quyidagi mexanizm va qurilmalardan tashkil topgan (1.4-rasm):

- ✓ dvigatel;
- ✓ transmissiya;
- ✓ yurish qismi;
- ✓ boshqarish mexanizmi;

- ✓ elektr jixozlari;
- ✓ qo'shimcha qurilmalar;
- ✓ kuzov.

Umuman olganda, avtomobil detallar, birikmalar, mexanizmlar qurilmalar va tarmoqlar yig'indisidan iborat.

Detal - mexanizm va mashinalarning yig'ish ishlarisiz tayyorlangan ayrim qismlari (masalan, bolt, porshen, barmog'i, shesternya va hokazo).

Uzel - bir necha detallarning mashinada yoki mexanizmida malum mustaqil vazifani bajaruvchi birikmasi.

Mexanizm - harakatni malum tartibda uzatuvchi va o'zgartiruvchi tuzilma.

Agregat - bir necha mexanizm va tizimlarni bir butun qilib birlashtirgan holda ishlovchi qurilma. (masalan, avtomobil, dvigateli, uzatmalar qutisi, taqsimlash qutisi va etaklovchi ko'prik).

Tarmoq (sistema) - bitta umumiy vazifani bajaradigan qismlar yig'indisi (masalan, taminlash tarmog'i, moylash tarmog'i yoki sovitish tarmog'i va boshqalar).

Avtomobil kuzovlari yuk va yo'lovchilarni qulay joylashtirish uchun xizmat qiladi. Yengil avtomobil kuzovlari dvigatelning joylashuvi, ish sharoiti va qanday ishga mo'ljallanganligiga, eshiklar soni va yuqori qismining shakliga qarab quyidagi turlarga bo'linadi:

Sedan –kuzovi uch bo'lmali, to'rt eshikli ikki yoki uch qator o'rindig'i bor, usti yopiq va ichki to'sig'i yo'q (1.5-rasm).

Kupe – kuzovi ikki bo'lmali, ikki eshikli, usti yopiq bir yoki ikki qator o'rindiqli (1.6-rasm).



1.5-rasm



1.6-rasm

Limuzin –kuzovi uch bo’lmali, to’rt eshikli, usti yopiq, uch qator o’rindig’i bor, birinchi qator o’rindig’i orqa qator o’rindiqlaridan oynali to’siq bilan ajratilgan (1.7-rasm).



1.7-rasm



1.8-rasm

Kabriolet – kuzovi uch bo’lmali, usti va orqa qismi yig’ishtiriladi va yon eshiklari oynasini tushirish mumkin (1.8-rasm).

Unversal – ikki bo’lmali kuzovi bo’lib, ikki yoki to’rt eshikli, orqa qismida ochiladigan darchasi bor.

Faeton- kuzovi ikki bo’lmali, usti soyabonli qismi yig’ishtiriladi va yon qismi oynali bo’lib, u olinib qo’yilishi mumkin.



1.9-rasm



1.10-rasm

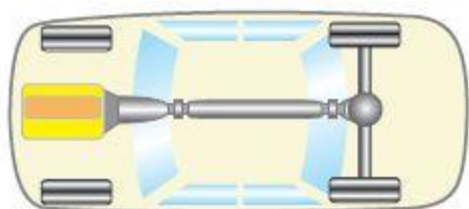
Kombi (xetchbek) –ikki bo’lmali, usti yopiq kuzovida ikki yoki to’rt yonaki va bitta orqa eshigi bor (1.9-rasm).

Pikap – yuk-passajir kuzovining usti ochiq yuk sathi bo’lib, yon tomonida 4-6 kishilik bo’ylama joylashgan o’rindiqlari bo’lishi mumkin, ikki kishilik yopiq kabinasi bor (1.10-rasm).

Xardton – yig’ishtiriladigan tentli tomi bor, yon tomonidagi oynalari tushiriladi. kuzovi kupe, yoki sedan turida bo’lishi mumkin.

Furgon – shassiga oʻrnatilgan ixtisoslashgan yuk kuzovi oynasiz qilib ishlangan, orqa tomonida ochiladigan ikki eshigi bor, haydovchining boʻlimi yuk boʻlimidan ajralgan.

Yuqorida qayd etilgan avtomobil kuzovlari ramasiz konstruksiyaga ega boʻlib, karkasli yoki karkassiz boʻlishi mumkin.



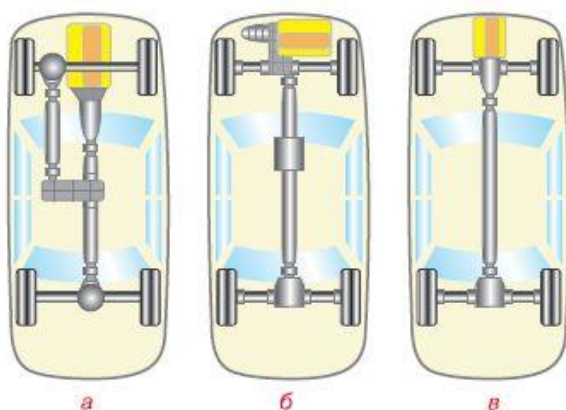
1.11-rasm. Orqa gʻildiraklar yetakchi boʻlgan avtomobil



1.12-rasm. Oldingi gʻildiraklar yetakchi boʻlgan avtomobil

Avtomobillarning yetakchi gʻildiraklarning joylashishi boʻyicha sinflanishi.

Dvigateldan uzatiladigan burovchi momentni qabul qilishiga qarab



1.13-rasm. Oʻtagʻon avtomobillar:

- a) – ajratiladigan uzatmalar qutisi mavjud;
- b) – avtomatik ravishda ajratiladigan uzatmalar qutisi mavjud;
- v) – doimiy ulangan uzatmalar qutisi mavjud.

avtomobillar oldingi gʻildiraklar yetakchi, orqa gʻildiraklar yetakchi va ikkala gʻildiraklar ham yetakchi boʻlgan turlarga ajratiladi.

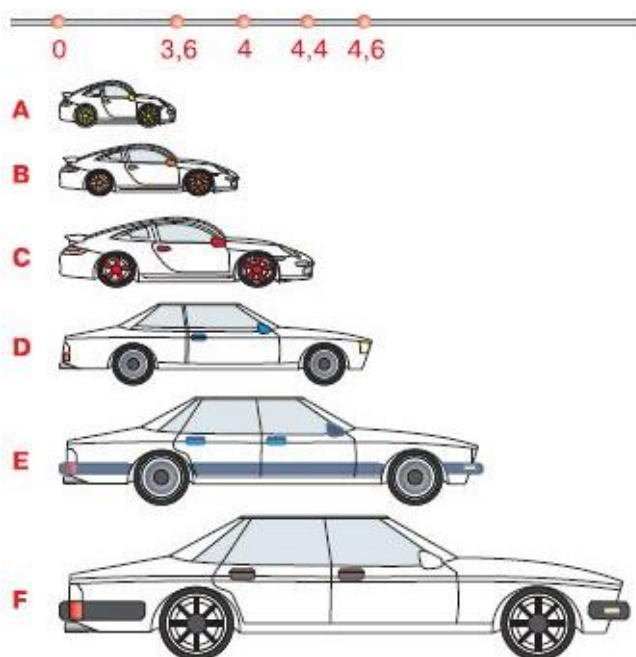
Orqa gʻildiraklar yetakchi – bunday avtomobillarda dvigateldagi burovchi moment orqa gʻildiraklarga uzatiladi. orqa gʻildiraklar avtomobilni harakatga keltiradi, oldingi gʻildiraklar faqat harakatni oʻzgartirish uchun xizmat qiladi.

Oldingi gʻildiraklar yetakchi – bunday avtomobillarda dvigateldagi burovchi moment oldingi gʻildiraklarga uzatiladi va oldingi gʻildiraklar bir vaqtning oʻzida harakatni oʻzgartirish uchun ham xizmat qiladi.

Ikkala g'ildiraklar ham yetakchi –bunday avtomobillarda dvigateldan uzatilgan burovchi moment bir vaqtning o'zida oldingi va orqa g'ildiraklarga uzatiladi.

Avtomobillarning gabarit o'lchamlari bo'yicha klassifi-katsiyasi.

Gabarit o'lchamlari bo'yicha avtomobillar oltita sinfga ajratiladi. Sinflar lotin alfaviti harflari bilan belgilanadi: A, B, C, D, E, S (yoki F) (1.14-rasm).



1.14-rasm. Gabarit o'lchamlari bo'yicha avtomobillarning sinflari.

A - mini-sinf. Avtomobillar uzunligi 3,6 m dan kichik va kengligi 1,6 m gachaligi bilan xarakterlanadi. Bunday avtomobillar uch yoki besh eshikli bo'ladi.

B - kichik sinf. Kuzov uzunligi — 3,6 m.dan 3,9 m.gacha, kengligi — 1,5 m. dan 1,7 m.gacha.

C - kichik o'rta sinf (golf-sinf yoki kompakt-sinf). Bu avtomobillar kuzov uzunligi — 3,9 m. dan 4,4 m.gacha, kengligi — 1,6 m. dan 1,75 m.gacha.

D - o'rta sinf. Bu tipdagi avtomobillar uzunligi – 4,4 m.dan 4,7 m.gacha, kengligi -1,7 m.dan 1,8 m.gacha.

E - oliy o'rta sinf, yoki biznes-sinf. Kuzov uzunligi – 4,6 m.dan 4,8 m.gacha, kengligi 1,7 m.dan katta.

S (F) - lyuks sinf. Avtomobil uzunligi 4,8 m.dan, kengligi 1,7 m.dan katta.

Dvigatel avtomobilning harakatlanishi uchun zarur bo'lgan mexanik energiya hosil qiluvchi manba bo'lib hizmat qiladi. Mexanik energiya esa dvigatelda yonilgi yonishi natijasida hosil bo'lgan kimyoviy energiyaning issiqlik energiyasiga aylanishi natijasida hosil bo'ladi. Dvigateldan olingan mexanik energiya bir qator mexanizm va agregatlar orqali yetakchi g'ildiraklarga etkazib beriladi.

Zamonaviy avtomobillarda, asosan, porshenli ichki yonuv dvigatellari o'rnatiladi (karbyuratorli yoki siqish natijasida o'z-o'zidan alangalanuvchi dizel dvigatellari).

Shassi - avtomobilning asosi bo'lib, uch turkum mexanizm va tarmoqlarni o'z ichiga oladi. Kuch uzatmasi, yurish qismi va boshqarish tarmoqlari.

Kuch uzatmasi mexanizm va agregatlarning qo'shilmasidan tarkib topgan bo'lib, dvigatel validan kelayotgan burovchi momentni o'zgartirgan holda yetakchi g'ildiraklarga uzatib beradi. Kuch uzatmasiga quyidagi mexanizmlar va agregatlar kiradi: ishlash muftasi, uzatmalar qutisi, kardanli uzatma, keyingi yetakchi ko'priknining ichida joylashgan asosiy uzatma, differentsial va yarim o'qlar.

Ishlash muftasi dvigatelni kuch uzatmadan qisqa muddatga uzib qo'yishga va ularni ravon ulashga, shu tariqa avtomobilni joyidan asta-sekin ko'zg'atishga xizmat qiladi. Uzatmalar qutisi dvigatel hosil qilgan burovchi moment kattaligini oshirib, kardonli uzatmaga etkazib beradi. Shu bilan birga dvigatelni qisqa yoki uzoq muddatda kuch uzatma mexanizmlaridan ajratib qo'yadi. Shuningdek, uzatmalar qutisi va avtomobilning orqaga yurishini ham taminlaydi.

Dvigatel, ilashish muftasi va uzatmalar qutisi bir butun shaklida joylashib, ularning asosiy o'qlari bir to'g'ri chiziqda yo'tgani uchun ular kuch bloklari deb yuritiladi.

Kardanli uzatma uzatmalar qutisidan keyin joylashgan bo'lib, undan olgan burovchi momentni o'zgaruvchan burchak ostida asosiy uzatmaga etkazib beradi. Asosiy uzatma differentsial va yarim ketingi yetakchi ko'priksida joylashgan bo'lib, kardandan kelayotgan burovchi momentni yetakchi g'ildiraklarga kuchaytirgan holda etkazib beradi.

Yurish qismi avtomobilning ilgarilama harakatlanishini taminlaydigan aravadan tashkil topgan. Uning asosi bo'lib rama xizmat qiladi. Ramaga avtomobilning barcha agregat, mexanizm va qismlari o'rnatiladi, oldingi o'q va ketingi ko'priksida esa ressoralar yordamida ramaga birlashtiriladi. Ressora qayishqoq shinali g'ildiraklarning yo'l notekisliklariga urilishi natijasida hosil bo'lgan

turtkilarini yumshatib, ramaga uzatadi. Amortizator esa turtkilarni yumshatishda xosil bulgan tebranishlarni sundiradi.

Boshqarish tarmog'i avtomobilning harakat yo'nalishini o'zgartirish, sekinlashtirish va to'xtatish uchun hizmat qiladi. Boshqarish tarmog'i ikkita alohida qismdan: rul boshqarmasi va tormozlash boshqarmasidan iborat.

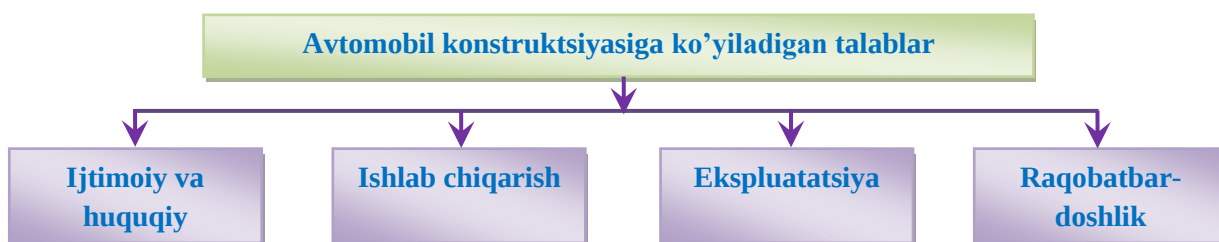
Rul boshqarmasi rul chambaragi, rul mexanizmi, bo'ylama tortqi va richagdan tashkil topgan. Bu tarmoqda rul chambaragining burilishi natijasida trapetsiya hosil qilgan tortqi, va richaglar yordamida oldingi g'ildiraklar buriladi va avtomobil o'z harakat yo'nalishini o'zgartiradi.

Tormoz boshqarmasi g'ildiraklar va hamda kuch uzatmasida joylashgan tormoz mexanizmlari bilan ularga keltirilgan yuritmalardan tashkil topgan. Bu boshqarma tarmoqlari avtomobil harakatini sekinlatish, to'xtatish va to'xtab turgan avtomobilni siljishdan saqlaydi.

1.4-§. Avtomobil konstruksiyasiga ko'yiladigan talablar.

Avtomobil konstruksiyasiga qo'yiladigan talablarni o'z navbatida to'rt guruhga bo'lish mumkin, ya'ni ijtimoiy va xuquqiy, ishlab chiqarish, ekspluatatsiya va raqobatbardoshlik talablari.

- **ijtimoiy va xuquqiy talablarga** konstruksiyaning xavfsizligi, yuqori konstruktiv va ekologik ko'rsatkichlar, mamlakatimiz va xalqaro tashkilotlarning me'yoriy xujjatlariga mosligi kiradi.
- **ishlab chiqarish talablariga** materil, mehnat sarfining kamligi va avtomobil tannarhining pastligi; agregat, uzel va detallar unifikatsiya darajasining yuqoriligi; ishlab chiqarish ko'lam va mablag'ga avtomobil konstruksiyasining mosligi kiradi.



- **ekspluatatsiya talablariga** avtomobilning yuk ko'tarishidan to'la foydalanish; yuqori o'rtacha tezlik; yuqori yonilg'i tejamkorligi; ishonchlilik; tashish vaqtida yuklarning saqlanishi; avtomobilning ob-havo sharoitiga moslashganligi kiradi.

- **raqobatbardoshlik talablarga** zamonaviy talablarga javob beradigan yuqori sifat; patent tarafdin toza; xalqaro tan olish; eksport qilinishi mo'ljallanayotgan davlatlarning maxsus talablarga javob berishi kiradi.

Yuqorida sanab o'tilgan barcha talablarni bir vaqtda qondirib bo'lmaydi, chunki ba'zi talablar bir-biriga qarshi bo'lishi mumkin. Shuning uchun avtomobilning vazifasi va ishlatilish sohasiga qarab avtomobilni loyihalash chog'ida o'rtacha echim qabul qilinadi.

Har bir avtomobil ma'lum ekspluatatsiya sharoiti uchun yaratiladi. Transport vositalarini ekspluatatsiya qilish sharoiti uch qismdan iborat:

- transport sharoiti;
- yo'l sharoiti;
- ob-havo sharoiti;

Transport sharoitlari –harakat tezligi, yuk bilan yurish masofasi, yo'ldan foydalanish ko'effitsienti, yuk ko'tarish qobiliyatidan foydalanish ko'effitsienti, tirkamalardan foydalanish ko'effitsienti, tashilayotgan yukning turi va boshqalar bilan baholanadi. Transport sharoitini e'tiborga olish uchun "Nizom"da K_2 ko'effitsienti keltirilgan.

Yo'l sharoitlari. Yo'l sharoitlari agregat va detallarning ishiga ta'sir etadi, bunda texnik holat parametrlarining o'zgarish jadalligi tezlanishi yoki sekinlanishi mumkin. Ular transport vositasining ish tartibotini belgilaydi, bu esa ishonchlilikka ta'sir etadi. Yo'l sharoitlari yo'lning texnik toifasi, yo'l qoplamasining turi va sifati, transport vositasi harakatiga ko'rsatadigan qarshiligi, yo'lning eni, burilishlarning radiuslari, ko'tarilishi va nishabligi bilan belgilanadi.

Shu sababli "Nizom"da transport vositalari ishlash sharoiti toifasini k_1 tuzatish ko'effitsienti orqali e'tiborga olinadi.

Iqlim-sharoitlari havoning harorati, namligi, shamol yuklamasi, quyosh radiatsiyasi darajasi va h.k. lar bilan xarakterlanadi. Bu sharoitlar agregatlarning issiqlik va boshqa ish tartibotlariga, demak, ularning texnik holati va ishonchliligiga ta'sir etadi. Past va yuqori haroratlarning ta'siri ostida konstruktsion po'latlar, metall qotishmalar, plastmassalar, rezina va boshqa materiallarning fizik-mexanik hossalari o'zgaradi. Moy, yonilg'i, tormoz va amortizator suyuqliklari, elektrolit va boshqalarning fizik-kimyoviy doimiyliklari (konstantalari) iqlim sharoitlari ta'sirida o'zgaradi. Shu sababli "Nizom"da transport vositalariga iqlim sharoitlarining ta'sirini e'tiborga olish uchun k_3 tuzatish koeffitsienti keltirilgan.

Transport sharoitining avtomobil konstruktsiyasiga ta'siri.

Transport sharoiti avtomobil vazifasidan kelib chiqadigan bir nechta faktorlar bilan belgilanadi.

Yuk avtomobillarining transport sharoiti yuk turi, hajmi, partiyasi, tashish masofasi va tashkil etilishi, yukni ortish va tushirish, yukni saqlash, avtomobilga texnik xizmat ko'rsatish va ta'mirlash kabi faktorlar bilan aniqlanadi. Yuk turi fizik-mexanik xususiyatlari, zichligi, og'irligi, o'lchamlari, qimmatbaholigi, tarasi, tez tashilishi bilan belgilanadi. Yuk partiyasi bitta avtomobil yoki avtopoezdga tashiladigan hajm bilan belgilanadi. Tashish masofasi yuk etkazilishi kerak bo'lgan masofa bo'lib, maxalliy (50 km gacha) va uzoq (50 kmdan ko'p) bo'lishi mumkin.

Tashishni tashkil etish deb, avtomobilni ishda qancha vaqt bo'lishi (soat yoki sutkada), bir sutka yurgan masofasi (kilomertda), bir yilda necha kun ishda bo'lishi, bir yilda bosib o'tgan masofasi (kmda), yuk tashishni bir maromda tashkil etilishi (sutkaning soatlarida, xaftaning kunlarida, yilning oylarida), xaydovchilarning ishini tashkil etishga aytiladi. Yukni ortish-tushirish qo'lda bajarilishi yoki mexanizatsiyalashgan bo'lishi mumkin.

Passajir avtomobillarining transport sharoiti passajir tashish bilan bog'liq. Avtobuslar shahar ichida, shahar chetiga, shaharlararo, mahalliy, ekskursion, turistik va boshqa bo'lishi mumkin. Engil avtomobillar taksi, hizmat, shaxsiy va ijara bo'lishi mumkin. Shahar ichida ishlatiladigan avtobuslarning pol sathi past,

eshiklari keng va ko'p, o'rindiqlar soni kam bo'lishi kerak. Shaharlararo qatnaydigan va turist avtobuslarda komfortabellik, yaxshi ko'rinuvchanlik, yuqori tezlik va katta yukxonalar bo'lishi kerak. Mahalliy avtobuslarda o'tag'onlik muhim hisoblanadi.

Yo'l sharoitining avtomobil konstruktsiyasiga ta'siri.

Yo'l sharoiti yo'l qoplamasining tekisligi va mustaxkamligi, yo'l joylashgan muhit yo'lning elementlari, avtomobillar harakatining tig'izligi va yo'lning barqarorligi bilan belgilanadi.

Yo'l qoplamasining tekisligi yo'l notekisliklari ordinatasining o'rtacha kvadratik qiymati bilan baholanadi. Yo'l qoplamasining mustahkamligi (ayniqsa ko'prik va yo'l inshootlarida) avtomobilning to'la massasi va o'qlarga taqsimlangan massa bilan aniqlanadi. Yo'l joylashgan muhit tekis, tepaliklar yoki tog'liklar bo'lishi mumkin. Yo'lning elementlari deb bo'ylama yo'nalishda tepaga yoki pastga yo'lning og'ishi, ularning takrorlanishi va uzunligi, yo'lning bir to'g'ri chiziqda yotmasligi, yo'lning eni va yo'ldagi qatorlar soniga aytiladi. Avtomobil harakatining tig'izligi vaqt birligida (soat, sutka, yil) yo'ldan o'tadigan avtomobillarning soni bilan belgilanadi. Shuningdek, harakat tig'izligining barqarorligi kunning soatlarida, haftaning kunlarida va yilning oylarida o'zgarishi mumkin. Yo'lning barqarorligi deb yo'lning holatiga aytiladi. (quruq, nam, qor bosgan, muzlagan va hokazo).

Qoplamasiga qarab yo'llar 4 ta turga bo'linadi:

- tsementobeton yoki asfaltobeton (I-IV kategoriyadagi yo'llar)
- asfaltobeton yoki degtobeton (III-IV kategoriyadagi yo'llar)
- graviy va shag'al (IV-V kategoriyadagi yo'llar)
- tuproq (V kategoriyadagi yo'llar)

Yo'l qoplamasining mustaxkamligiga qarab, avtomobil o'qiga tushayotgan massaning ruhsat etilgani 100 kN dan (I-IV kategoriya) 60 kN gacha (V kategoriya) bo'lishi mumkin.

Avtomobilning ekspuatatsion xususiyati ko'rsatkichlariga yo'l sharoitining ta'siri katta. Avtomobil notekis yo'llardan harakatlanganda detal va uzellarning

ishlash muddati qisqaradi, avtomobilga texnik xizmat ko'rsatish va ta'mirlash hajmi oshadi, avtomobilning o'rtacha tezligi pasayadi, yonilg'i sarfi ortadi. Bularning hammasi yuk tashish tannarhining oshishiga va ish unumdorligining pasayishiga olib keladi. Agar yo'l notekis bo'lsa avtomobilning yurish ravonligini yaxshilash hisobiga, agar yo'l tekis bo'lsa avtomobilning tortish – tezlik, turg'unlik, boshqaruvchanlik, hamda avtomobilning va tormoz xususiyatlarini yaxshilash hisobiga avtomobilning unumdorligini oshirish mumkin. Avtomobilning tezligi yo'ldagi ko'rinuvchanlik, yo'lining eni, burilish radiuslari va yo'lining past-balandligiga bog'liq.

Ob-havo sharoitining avtomobil konstruktsiyasiga ta'siri.

Er shari bir nechta klimatik rayonlarga bo'lingan. Masalan: sovuq, issiq, mo'tadil va tog'lik rayonlar bo'ladi. Sovuq rayonlarda yilning 200...300 kunida havo harorati $-40^{\circ}\dots -60^{\circ}\text{S}$ bo'ladi. Issiq rayonlarda qish bor-yo'g'i 10...20 kun davom etadi, yozda esa harorat $+45\dots+50^{\circ}\text{C}$ dan oshib ketadi va havo juda quruq bo'ladi.

Ob-havo sharoitiga qarab yo'lining holati (nam, qor bosgan, muzlagan) va ko'rinuvchanlik (yomg'ir, qor, tuman) o'zgaradi. havoning harorati avtomobilning issiqlik rejimiga agregatlarning ish sharoitiga ta'sir qiladi (yonilg'i va moylarining zichligi, akkumulyatorlarning sig'imi o'zgaradi). Harorat o'rtacha 20°S bo'lganda dvigateldagi moy va sovituvchi suyuqlikning harorati $80\dots100^{\circ}\text{S}$ bo'lishi kerak. Agar havo harorati 10°S ga ko'tarilsa dvigatel quvvati 2...3% ga pasayadi, yoqilg'i sarfi 1.5% ga ortadi. Shuningdek, havo harorati transmissiyaning foydali ish koeffitsientiga va g'ildiraklarning qarshiligiga ta'sir qiladi.

Agar avtomobil tog' sharoitida ishlasa, havoning siyraklanishi tufayli dvigatelning quvvati pasayadi, shuning uchun yuk avtomobillarida o'rtacha tezlik 40....50% ga kamayadi va yonilg'i sarfi 10...15% ga ortadi.

Sovuq sharoitda ishlashga mo'ljallangan avtomobillarda dvigatelni ishga tushirishni yengillashtiruvchi tizim, shuningdek kuzov, kabina, yoqilg'i baki va akkumulyatorlarni isitish tizimlari o'rnatiladi. Yoqilg'i, moy, texnik suyuqliklarning

qishki mavsumga moslashtirilganlari ishlatiladi, materiallarning sovuqqa chidamli turlaridan foydalaniladi.

Issiq sharoitda ishlashga mo'ljallangan avtomobillarda dvigatelni sovutishning samarali tizimlari, moy radiatorlari, havoni changdan yaxshilab tozalash tizimlari ishlatiladi. Kuzov va kabinada havoni tozalash va sovutish tizimlari bo'lish kerak. Avtomobilda ishlatiladigan hamma ekspluatatsion materiallar (rezina, polimer, yoqilg'i, moy, tormoz suyuqligi va boshqalar) issiq haroratda ishonchli ishlashi kerak. Avtomobilning rangi och rangda bo'lgani maqsadga muvofiq, chunki och ranglar quyosh radiatsiyasiga chidamli bo'ladi.

Avtomobilning ergonomik⁴ xususiyatlari. Mashinalar odamlar uchun yaratiladi. Bu oddiy jumla aslida erusti transport vositalariga nisbatan ergonomika va dizaynning vazifalarini aniqlab beradi.

Avtomobilning ergonomik xususiyatlari deb, haydovchining faoliyatini oshirish maqsadida shakllantiradigan xususiyatlarga aytiladi. Avtomobilning ergonomik xususiyatlari to'rt guruhga bo'linadi:

- gigienik;
- antropometrik;
- fiziologik;
- psixologik.

Gigienik ko'rsatkichlar –haydovchilar ish joyining sanitariya me'yorlariga javob berishini hisobga oladi. Ularga ichki shovqin darajasi, haydovchi ish joyining vibroyuklanishi va haydovchi ish joyidagi mikro iqlim (harorat, namlik, havoning kimyoviy tarkibi va b.) kiradi.

Antropometrik ko'rsatkichlar haydovchi ish joyining ishlashga qulayligini harakterlaydi. Ularga haydovchining o'rindiqlarda joylashishi, boshqaruv organlarining boshqarishga qulayligi va haydovchi atrofidagi bo'shliq kiradi. Haydovchining o'rindiqlarda qulay joylashishi uning harakatlari aniq va tez

⁴ Ergonomika (grekchadan «ergon» - ish, «nomos» - qonun) - mehnat qurollari va sharoitlarining insonga moslashishi haqidagi fan.

bajarilishiga olib keladi, natijada haydovchi uzoq vaqt charchamasdan ishlashi mumkin.

Fiziologik ko'rsatkichlar avtomobilning boshqaruv organlariga sarflanadigan kuchning haydovchi organizmining jismoniy imkoniyatlariga muvofiq kelishini belgilaydi. Fiziologik ko'rsatkichlarga avtomobilning boshqaruv organlariga qo'yilgan kuch va boshqarishni avtomatlashtirish kiradi.

Psixologik ko'rsatkichlar haydovchiga ta'sir qilayotgan barcha axborotlarning uning psixofiziologik imkoniyatlariga mosligini belgilaydi. Ularga avtomobilning agregat va tizimlaridan kelayotgan axborot, haydovchi ish joyidan ko'rinuvchanlik, tovush orqali uzatiladigan axborot kiradi.

Avtomobilning xavfsizlik xususiyati.

Avtomobilning xavfsizligi muhim ekspluatatsion xususiyat bo'lib, insonlarning hayoti va sog'ligiga, avtomobilga, yuklarga va atrof-muhitga zarar etmasligini belgilaydi. Avtomobil xavfsizligi to'rt guruhga bo'linadi:

- aktiv xavfsizlik;
- passiv xavfsizlik;
- avariya dan so'nggi xavfsizlik;
- ekologik xavfsizlik.

Aktiv xavfsizlik deb, avtomobilning yo'l-transport hodisasiga uchrashi ehtimolini pasaytirishni ta'minlaydigan xususiyatga aytiladi. Faol xavfsizlik tormoz xususiyatiga, boshqariluvchanlikka, turg'unlikka, buriluvchanlikka, ekologik xususiyatiga, chiroq va tovush qurilmalariga bog'liq.

Passiv xavfsizlik deb, yo'l-transport hodisasining oqibatlarini kamaytirishni ta'minlaydigan xususiyatga aytiladi. Faol emas xavfsizlik ichki va tashqi bo'lishi mumkin.

Avariya dan so'nggi xavfsizlik deb, YTH natijasida paydo bo'lishi mumkin bo'lgan havfli oqibatlarning oldini olish xususiyatiga aytiladi. Havfli oqibatlarga yong'in, avariya dan so'ng avtomobil eshiklarining qulflanib qolishi, avtomobil ichiga suv kirishi (agar avtomobil cho'kkan bo'lsa) kiradi. Avariya dan so'nggi xavfsizlikni ta'minlash uchun avtomobil o't o'chirish asboblari, dori qutichalari

(aptechka) bilan jihozlangan bo'lishi kerak. Shuningdek, odamlarning avtomobil ichidan tez chiqib ketishini ta'minlaydigan qo'shimcha eshik va lyuklar bilan jixozlangan bo'lishi kerak.

Ekologik xavfsizlik deb, avtomobil o'z vazifasini bajarayotganda odamlarga, hayvonot dunyosiga va atrof-muhitga zararli ta'sirini kamaytirish xususiyatiga aytiladi. Ularga ishlatilgan gazlarning tutuni va zahari, shovqin va radio-to'lqinlarni o'zgartirishi kiradi. Ishlatilgan zaharli gazlar tarkibida uglerod okisi CO , uglevodorod CH va azot NO_x bo'ladi. Bu zaharli gazlar odamlarga va hayvonot dunyosiga zarar etkazadi. Ularning miqdori halqaro standartlarga va boshqa hujjatlarda belgilab qo'yilgan. Avtomobilning dvigateli va boshqa agregatlarining shovqini me'yori ham cheklab qo'yilgan bo'lib, shovqinni kamaytirishga mo'ljallangan konstruktiv tadbirlar amalga oshiriladi. Avtomobilda radioto'lqinlarga zarar etkazuvchi asosiy qism dvigatel hisoblanadi.

1.5-§. Yuklanish va hisoblash rejimlari

Avtomobil uzal va agregatlarining ish jarayonlari.

Avtomobil uzal va agregatlarining vazifasiga ko'ra ularga qator talablarni ko'yish mumkin, shu talablarni bajarilishi ularni boshqa agregatlar bilan birga ishlaganda funktsional vazifasini to'liq bajarilishini ta'minlaydi. Qo'yiladigan talablarni bir necha konstruktiv echimlari bilan qondirish mumkin, lekin bunda konstruksiyalarning murakkabligi, narhi, chidamligi va xakozolar ham har xil bo'ladi. [2]

Uzal va agregatlarning ish ko'rsatkichlarini va ularni yaxshilash imkonlarini faqatgina ularda bo'lib o'tadigan ish jarayonlarining tahlillari asosida aniqlash mumkin

Ish jarayoni deb, mehanizm va agregatlarda ish paytida sodir bo'ladigan fizikaviy, fizik-kimyoviy jarayonlar majmuasi, ularni sababi, o'zaro bog'likligi va ketma-ketligiga aytiladi.

Ish jarayonini matematik model yordamida tahlil etib, qaysi konstruksiyada va qay darajada talablar bajarilishini va shundan so'ng yuklanishlarni aniqlash mumkin.

Ko'p hollarda matematik model uchun oddiy muvozanat holatini ko'rib chiqsak bas: to'g'ri chiziqli xarakatda $\sum P = 0$, aylanma xarakatda $\sum M = 0$.

Agar ish jarayonida tezlanish yoki sekinlanish bo'lsa, massalarni ham hisobga olish zarur bo'ladi:

$$\sum P + \sum m \cdot a_n = 0; \quad \sum M + \sum J_n \cdot \varphi_n = 0$$

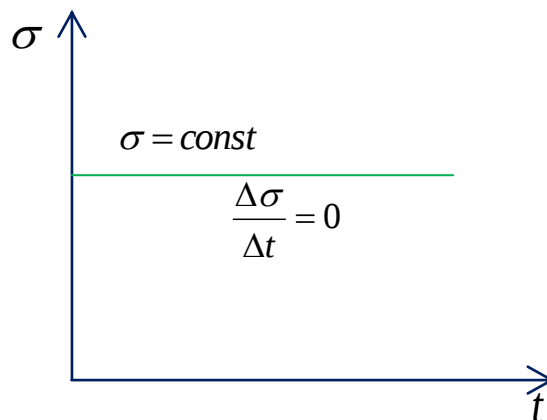
Ayrim hollarda tebranuvchi tizim tahlil etiladi (masalan osma):

$$P_x = \sum m \cdot a_n + \sum \frac{X_n - X_{n-1}}{l}; \quad M_\varphi = \sum J_n \cdot \varphi_n + \sum \frac{\varphi_n - \varphi_{n+1}}{l_n}$$

Tahlilni soddalashtirish uchun ko'p massali tizimlar bir yoki ikki massali ekvivalent tizim bilan almashtirib o'rganiladi. Bunday tenglamalarni echib, odatda kuch (P, M) ko'rsatkichlarni kinematik (ω, V) ko'rsatkichlarga bog'liqlik tavsiflarini aniqlaymiz.

Avtomobil uzal va agregatlarining yuklanish rejimlari.

Avtomobil detallarini deformatsiyasi va ulardagi kuchlanishlar ularga ta'sir etuvchi yuklanish rejimlariga bog'liq.



1.15-rasm. O'zgarmas kuchlar

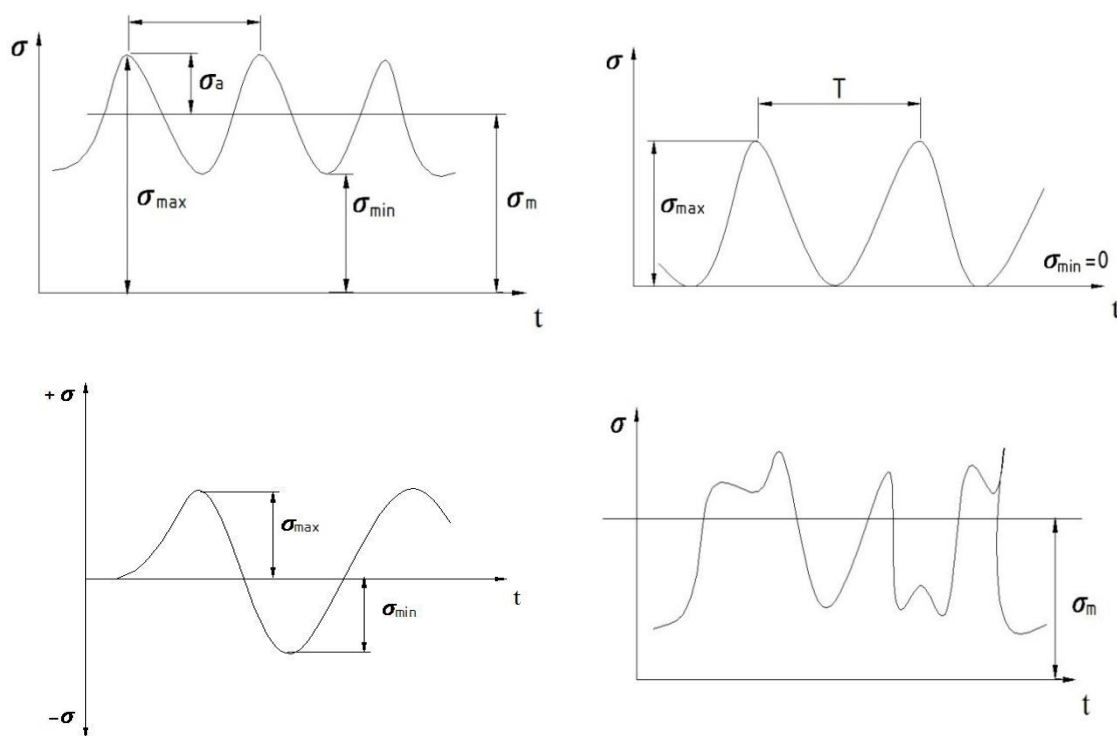
Yuklanish rejimi deb, ekspluatatsiya jarayonida (vaqt kesimida) detal va agregatlarga ta'sir etuvchi kuch va momentlarning o'zgarishiga aytiladi. Avtomobil detallariga ta'sir etuvchi kuchlar (kuchlanishlar) ta'sir etish vaqtiga ko'ra quyidagicha bo'lishi mumkin:

a) o'zgarmas (doimiy ta'sir etuvchi yoki sekin o'zgaruvchi) kuchlar, bular: og'irlik kuchi, uzal va agregatlarni yig'ishda boltlarni siqishdan hosil bo'ladigan kuchlar va x.k

b) o'zgaruvchan kuchlar.

- barqaror rejimda o'zgaradigan kuchlar. Masalan: vallarda yoki shesternya tishlaridagi barqaror kuchlanishlardan hosil bo'ladigan yuklanishlar.

- barqaror bo'lmagan rejimda o'zgaradigan kuchlar. Bu eng keng uchraydigan hol. Bu rejimlar asimmetriya koeffitsienti bilan harakterlanadi, asimmetriya koeffitsienti $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ formula bilan aniqlanadi.



1.16-rasm. O'zgaruvchan kuchlar. Barqaror rejimda: a-asimmetrik tsikl;

b-pulslı tsikl; v-simmetrik tsikl. Barqaror bo'lmagan rejimda: g- o'zgaruvchan

Asimmetrik tsikl, tsiklning o'rtacha kuchlanishi: $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$; tsikl

amplitudasi: $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ bu erda: $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$; $\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$; asimmetriya

koeffitsienti- $0 < r < 1$ T – kuchlanish o'zgarishi to'la tsiklining davri.

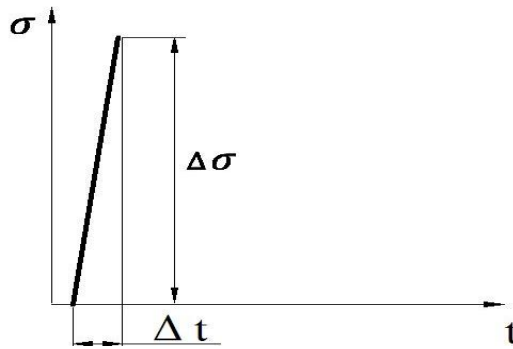
Pulslı tsikl, asimmetrik tsiklning $\sigma_{\min} = 0$ bo'lgan bir turi, shunda o'rtacha yuklanish va amplituda bir biriga teng bo'ladi: $\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2}$; asimmetriya koeffitsienti $r = 0$.

Simmetrik tsikl uchun $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ tsiklning o'rtacha kuchlanishi:

$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 0$; tsikl amplitudasi: $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ asimmetriya koeffitsienti:

$0 \geq r \geq 1$, eng noqulay rejim $r = -1$ da bo'ladi

v) zarbasimon kuchlar (kuchlanish katta tezlik $\frac{d\sigma}{dt}$ bilan o'zgaradi.)



1.17-rasm. Zarbasimon kuchlar.

Ko'p xollarda avtomobil detallariga bir paytda kuchlar (o'zgarmas, o'zgaruvchan, zarbasimon va x.k.) majmuasi ta'sir etadi.

Avtomobil uzal va agregatlarini xisoblash rejimlari.

Xisoblash rejimi bu detallarni mustaxkamlikka va chidamkorlikka xisoblash uchun qabul qilingan real yoki shartli yuklanish rejimi. Xisoblash rejimi yuklanish rejimini taxlil etish natijasida tanlab olinadi. Detailarni chidamkorlikka xisoblaganda o'zgaruvchan kuchlar ta'sirida detalning sinishi aniqlanadi. Ishlash jarayonida detallarni sinishiga quyidagilar sabab bo'lishi mumkin:

- metallning bir jinsli emasligi;
- yuzalarga yaxshi ishlov berilmaganligi;
- ichki zo'riqishlar;
- katta yuklanishlar;
- detal materialini charchashi;
- ishchi yuzalarni shikastlanishi.

O'zgaruvchan kuchlar ta'sirida detalni chidamkorligi deformatsiya turiga (egilish yoki buralish) va ularni vaqt davomida o'zgarishiga bog'liq.

Transmissiyani hisoblash rejimlari.

Transmissiyaning yuklanish rejimlari o'zgaruvchan moment va burchak tezliklari qiymatlari bilan tavsiflanadi. Shu yuklanishlarni tahlil qilgan holda transmissiya uchun quyidagi hisoblash rejimlarini belgilash mumkin:

1-hisoblash rejimi – dvigatelning maksimal momentiga ko'ra hisoblanadi. U xolda xisoblash momenti (FIKni xisobga olmaganda) quyidagicha aniqlanadi:

$$M_p = M_{e_{\max}} \cdot U_n$$

bu erda: U_n – dvigateldan hisoblanayotgan valgacha bo'lgan uzatishlar soni;

α_n – burovchi momentni ushbu valdan o'tadigan qismini hisobga oluvchi koeffitsent.

Bunday yuklanishlar tekshiruv hisoblari uchun ishlatiladi. Transmissiyaning barcha moment o'tkazayotgan detallari ushbu burovchi momentni o'tishiga bardosh bera olishi kerak.

2-hisoblash rejimi - yetakchi g'ildiraklarni yo'l bilan maksimal ilashishiga ko'ra hisoblanadi. U xolda xisoblash momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$M_p = G_{cy} \cdot \varphi_{\max} \cdot \frac{r_k}{U_n \cdot \eta_n}$$

bu erda: G_{cy} – tezlanish paytida yetakchi g'ildiraklarga tushadigan maksimal og'irlik (yuklanishlarni o'zgarishini hisobga olgan holda);

$\varphi_{\max} = 0,7 \dots 0,9$ – ilashish koeffitsentining maksimal qiymati.

U_n va η_n – yetakchi g'ildirakdan ushbu valgacha bo'lgan uzatish soni va FIKi.

r_k – g'ildirakning g'ildirash radiusi.

Bu hisoblash rejimi odatda avtomobillarni kardan vali va ko'priklarda burovchi momentni taqsimlanish qonuni noaniq bo'lganda yoki avtomobilda o'ta katta burovchi momentga ega bo'lgan dvigatel o'rnatilganda hisoblash uchun ishlatiladi. Chunki katta burovchi moment hech qachon real ishlatilmaydi (g'ildiraklar shataksirab ketadi). [3]

3-hisoblash rejimi – transmissiyada hosil bo'lishi mumkin bo'lgan maksimal dinamik yuklanishlarga ko'ra hisoblanadi. Dinamik yuklanishlar quyidagilarga bog'liq:

- ilashish muftasining ulanish tezligiga (haydovchiga);
- ilashish muftasining turiga va konstruksiyasiga (disklar soni, yuritmasi, maxsus moslamalar va h.k.);
- yo'lining turiga, holatiga va avtomobil tezligiga;
- avtomobilning konstruktiv xususiyatlariga.

Odatda katta dinamik yuklanishlar ilashish muftasi keskin ulanganda hosil bo'ladi.

$$M_p = M_{e_{\max}} \cdot U_n \cdot K_o$$

bunda: $M_{\max}$ – hisoblanayotgan detaldagi maksimal moment

Dinamiklik koeffitsienti $K_o = \frac{M_{\max}}{M_{e_{\max}}}$ hisoblanayotgan detaldagi maksimal

moment kritik holatlarda dvigatelning maksimal momentidan necha martaga oshib ketishini ko'rsatadi.

$K_o = 1,5 \dots 2,0$ yengil avtomobillar uchun

$K_o = 2,0 \dots 2,5$ yuk avtomobillari uchun

$K_o = 3,5$ gacha o'tag'on avtomobillar uchun

Ushbu hisoblash rejimi detallarni mustahkamlikka hisoblashda ishlatiladi va transmissiya detallariga ta'sir etayotgan maksimal kuchlanishlarni aniqlaydi.

4-hisoblash rejimi real ekspluatatsion yuklanishlarga hisoblanadi. Bu hisoblash rejimi charchash mustahkamligiga hisoblash uchun ishlatiladi va real ekspluatatsiya, sinovlar davomida yozib olingan statistik ma'lumotlar asosida o'tkaziladi. Bundan tashqari transmissiyaning ayrim qismlari ishqalanishga, qizishga, emirilishga, kritik aylanishlar soniga va h.k. qo'shimcha hisoblanadi.

Rul boshqarmasini hisoblash rejimlari.

1-hisoblash rejimi – rul chambaragidagi maksimal momentga ko'ra hisoblanadi. U xolda xisoblash momenti (FIKni xisobga olmaganda) quyidagicha aniqlanadi:

$$M_P = P_{\theta_{\max}} \cdot r_{p\kappa}$$

bu erda: $P_{\theta_{\max}}$ –xaydovchining rul chambaragidagi maksimal kuchi 500N (yengil avto uchun 250 N);

$r_{p\kappa}$ –rul chambaraging radiusi.

2-hisoblash rejimi - bitta g'ildirakka qo'yilgan maksimal tormoz kuchiga ko'ra (shu vaqtda ikkinchi g'ildirakdagi tormoz kuchi 0 ga teng) hisoblanadi:

$$P_P = G_{cy} \cdot \varphi_{\max};$$

3-hisoblash rejimi – avtomobil xarakatlanayotganda uning g'ildiraklari tik to'siqqa urilganda xosil bo'ladigan kuchga ko'ra hisoblanadi. Ushbu holatda hosil bo'ladigan maksimal kuch tezlikka, to'siq balandligiga va o'tish usuliga (bir yon tomon oldin, ikkala g'ildirak bir vaqtda) bog'liq.

Tormoz boshqarmasini hisoblash rejimlari.

Tormoz mexanizmi detallari asosan avtomobil g'ildiraklarining yo'l bilan maksimal ilashishiga ko'ra xisoblanadi:

$$M_P = G_{cy} \cdot \varphi_{\max} \cdot r_{\kappa};$$

bu erda: G_{cy} –g'ildiraklarga tushadigan maksimal og'irlik (yuklanishlarni o'zgarishini hisobga olgan holda);

$\varphi_{\max} = 0,8...1,0$ – ilashish koeffitsientining maksimal qiymati.

r_{κ} – g'ildirakning g'ildirash radiusi.

Tormoz yuritmasi detallari tormoz pedalidagi maksimal kuchga (1500 N) va maksimal bosimga (kuchaytirgich ishlatilganda) ko'ra xisoblanadi:

Osmani hisoblash rejimlari.

1-hisoblash rejimi – statik yuklanishga ko'ra (dinamikani xisobga olgan xolda) hisoblanadi:

$$P_P = G_{cy} \cdot k_o;$$

Osmaning bikrligi qancha yuqori bo'lsa k_o shuncha yuqori bo'ladi.

2-hisoblash rejimi - chidamkorlikka hisoblanadi.

Rama va kuzovlarni hisoblash rejimlari.

1-hisoblash rejimi – avtomobil notekis yo'llarda katta tezlikda xarakatlanganda egilishga hisoblanadi.

2-hisoblash rejimi - avtomobil katta notekis yo'llarda xarakatlanganda (ba'zi g'ildiraklar yo'ldan uzilganda) buralishga hisoblanadi.

Shuningdek, avtomobil avariya uchraganda zarbadan xosil bo'lgan deformatsiyaga ko'ra hisoblanadi.

Ko'priklarni hisoblash rejimlari.

1-hisoblash rejimi – avtomobil $\varphi_{\max}$ bo'lgan yo'lda tormozlanayotganda hisoblanadi.

2-hisoblash rejimi - avtomobil sirpanayotganda hisoblanadi.

3-hisoblash rejimi – avtomobil harakatlanayotganda uning g'ildiraklari tik to'siqqa urilganda hosil bo'ladigan kuchga ko'ra hisoblanadi.

Nazorat savollari:

1. Avtomobil deb namaga aytiladi?
2. Birinchi avtomobil qachon yaratilgan?
3. Avtomobil konstruktsiyasiga qanday talablar qo'yiladi?
4. Transport sharoitining avtomobil konstruktsiyasiga ta'siri.
5. Yo'l sharoitining avtomobil konstruktsiyasiga ta'siri.
6. Ob-xavo sharoitining avtomobil konstruktsiyasiga ta'siri.
7. Avtomobilning ergonomik xususiyatlari deganda nimalarni tushunasiz?
8. Avtomobilning havfsizlik xususiyati.
9. Avtomobil uzal va agregatlarining ish jarayonlari.
10. Avtomobil uzal va agregatlarining yuklanish rejimlari.
11. Avtomobil uzal va agregatlarining hisoblash rejimlari.
12. Transmissiyaning 1- hisoblash rejimi.

13. Transmissiyaning 2- hisoblash rejimi.
14. Transmissiyaning 3- hisoblash rejimi.
15. Transmissiyaning 4- hisoblash rejimi.
16. Tormoz boshqarmasini hisoblash rejimi.
17. Rul boshqarmasini hisoblash rejimi.
18. Osmani hisoblash rejimi.
19. Ko'priknini hisoblash rejimi.

2-BOB. ILASHISH MUFTALARI

Tayanch iboralar: *ilashish muftasi, yetakchi va yetaklanuvchi qismlar, yuklanish, friksion, gidravlik, elektromagnit, ravon va to'la ulanish.*

2.1-§. Ilashish muftasining tasnifi va ko'llanilishi

Ilashish muftasi dvigatel tirsakli valini transmissiyadan qisqa muddatga ajratib qo'yish va so'ngra ularni o'zaro ravon qo'shish uchun xizmat qiladi. Ilashish muftasini qo'shish orqali avtomobil joyidan qo'zg'atiladi yoki harakat paytida uzatmalar soni o'zgartiriladi.



2.1-rasm. Ilashish muftasi

Ilashish muftasi ikki asosiy: yetakchi va yetaklanuvchi qismlardan tashkil topgan bo'ladi. Dvigatel vali bilan bog'langan, aylanib turuvchi detallar yetakchi qismni, ilashishni ta'minlaydigan detallar esa yetaklanuvchi qismni tashkil etadi. Bundan tashqari har ikkala qismni o'zaro qo'shib ajratib turadigan muftaning boshqarish tizimi mavjud. Bu tizim mexanik yoki gidravlik yuritmalardan va ularning kuchaytirgichlaridan iborat bo'ladi. [7]

Ilashish muftasi quyidagi vazifalarni bajaradi: dvigatel tirsakli valini uzatmalar qutisidan vaqtincha ajratish va ravon ulash;

Bu esa:

- avtomobilning **ravon qo'zg'alishini** ta'minlaydi;
- detallardagi yuklanishlarni **oshirmay** pog'onalarini almashtirishni ta'minlaydi;
- **dvigatelni to'xtatmay turib** avtomobilni **to'xtatish** imkonini beradi.
- keskin tormozlanish jarayonida kuch uzatmasi detallarning **ortiqcha yuklanishidan** saqlaydi va ularning xizmat muddatini uzaytiradi.

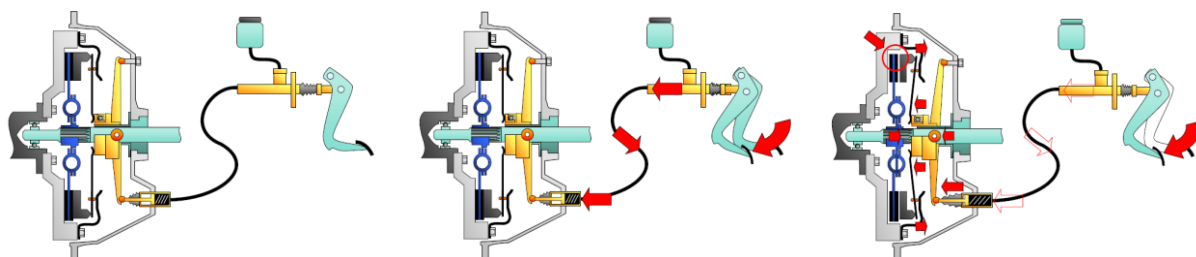
Ilashish muftasi **etaklovchi** va **yetaklanuvchi** qismlardan tashkil topgan:

- **etaklovchi** qismga tirsakli val bilan bog'langan (doimo aylanuvchi) detallar kiradi;

- **yetaklanuvchi** qismga ilashish muftasi dvigatel va kuch uzatmasi o'zaro ajratilganda etaklovchi qismdan ajraladigan detallar kiradi.

Turlari: yetakchi va yetaklanuvchi qismlar orasidagi bog'lanish tasnifiga asosan ilashish muftalarini **friktsion**, **gidravlik** va **elektromagnit** (kukunli) turlarga ajratiladi.

Eng ko'p taralgani bu friktsion ilashish muftalaridir. Ularda burovchi moment yetakchi qismdan yetaklanuvchi qismga, shu qismlarning ta'sirlashish



2.2-rasm. Ilashish muftasining ishlash jarayoni

yuzalaridagi ilashish kuchi yordamida uzatiladi.

Friktsiyali ilashish muftasi eng ko'p tarqalgan bo'lib, unda burovchi moment yetakchi qismdan yetaklanuvchi qismga o'zaro ta'sirlanuvchi yuzalarning ishqalanishi tufayli uzatiladi. Gidravlik muftalarda yetakchi va yetaklanuvchi qismlar suyuqlik yordamida, elektromagnitli muftalarda esa magnit maydoni orqali qo'shib ajratiladi.

Friktsiyali ilashish muftasining printsiptial sxemasi 2.2-rasmda tasvirlangan. Muftaning yetakchi qismi maxovik, kojux va siquvchi disklardan, yetaklanuvchi qismi esa uzatmalar qutisining birlamchi valiga o'rnatilgan yetaklanuvchi friktsiyali disklardan tashkil topgan. Bunda siquvchi disk elastik prujinalar yordamida kojuk bilan tutashtirilgan. Bunga sabab, maxovik bilan tutashtirilgan kojuxning burovchi momenti siquvchi diska o'tkaziladi, ikkinchidan, muftani qo'shib ajratishda siquvchi diskning o'q bo'ylab surilishiga imkon yaratiladi. Bundan tashqari muftani dvigatel tirsakli valiga qo'shib ajratishda boshqarish tizimini qo'llash mumkin bo'ladi.

Mufta disklarini o'zaro bir-biriga siqib, uni qo'shib turish vazifasini siquvchi prujinalar bajaradi, diskarni bir-biridan ajratish uchun esa kojuxga sharnirli

ravishda o'rnatilgan qo'zg'aluvchan richaglardan foydalaniladi. Ushbu richaglar kojux aylanasi bo'ylab joylashgan bo'ladi va u bilan birga aylanib turadi, shuning uchun ham richaklarga ta'sir etish maqsadida o'q bo'ylab siljuvchi ajratish podshipnigidan foydalaniladi. Ajratish podshipnigi vilka yordamida o'q bo'ylab suriladi. O'z navbatida vilka bo'ylama tortqi orqali qaytaruvchi prujinaga ega bo'lgan boshqarish pedali bilan biriktirilgan.

Agar pedal ta'sirsiz turgan bo'lsa, mufta har doim qo'shilgan hisoblanadi, chunki yetaklanuvchi disklar maxovik va siquvchi disklar orasida prujinalarning siqish kuchi tufayli o'zaro bir-biriga jips qilib siqib qo'yilgan bo'ladi.

Burovchi moment yetakchi qismdan yetaklanuvchi qismga disklar va maxovik yuzalari orasidagi ishqalanish orqali bevosita uzatilib turadi. Kerakli paytda pedal bosilishi bilan mufta ajratiladi, ya'ni ajratish podshipnigi o'q bo'ylab maxovik tomonga suriladi va richaglarni o'z o'qi atrofida aylantirib, siquvchi diskni yetaklanuvchi disklardan uzoqlashtiradi.

Avtomobilni joyidan quzg'atish uchun haydovchi pedalni bosib ilashish muftasini ajratadi va harakatlanish uchun kerak bo'lgan uzatmalar qutisidagi kerakli uzatmani qo'shadi. Avtomobil joyida turgan paytda uzatmani qo'shish orqali muftaning yetaklanuvchi diskasi transmissiyaning vali orqali harakatsiz turgan g'ildiraklar bilan bog'lanadi. Pedal qo'yib yuborilishi bilan aylanib turgan maxovik va siquvchi disk quzg'almasdan turgan yetaklanuvchi disklar bilan birlashadi va ular orasidagi ishqalanish hisobiga yetaklanuvchi disklarga burovchi moment uzatiladi. Agar disklar orasidagi ishqalanish kuchi harakatga qarshilik qiluvchi kuchlardan katta bo'lsa, yetaklanuvchi disk va g'ildaraklar aylana boshlaydilar, natijada avtomobil joyidan qo'zg'alib tezlik ola boshlaydi. [5]

Muftani qo'shish natijasida yetaklanuvchi disklar maxovik va siquvchi disk orasida ishqalanib, sezilarli darajada issiqlik ajralib chiqadi. Bunda yetaklanuvchi disklarning aylanish chastotasi oshib boradi, aksincha maxovikning aylanish chastotasi kamayadi. Dvigatel to'xtab qolmasligi uchun, mufta pedalini asta sekinlik bilan ravon bo'shatish lozim va shu bilan bir paytda yonilg'ini boshqarish pedalini ham bir zayilda bosa borib maxovikning aylanish chastotasini oshirib

borish kerak. Muftani ajratish uchun yetaklanuvchi diskning har ikkala tomonidan 0,8...1,0 mm tirqish hosil qilinishi kifoyadir. Buning uchun boshqaruv pedalining ish yo'li 70...130 mm masofani tashkil etishi kerak. Mufta pedalining to'la yurish yo'li 100..180 mm ni tashkil etib, shundan 30..50 mm erkin yurish yo'li hisoblanadi. Erkin yurish yo'lining miqdori ajratuvchi richaglar bilan ajratish podshipnigi orasidagi kattalik bilan aniqlanadi.

Friktsiyali muftalar yetaklanuvchi disklar soniga qarab bir va ko'p diskli bo'lishi mumkin. Friktsiyali muftalarni har doim qo'shilgan holatda ushlab turish uchun ba'zan bitta siquvchi prujina, ko'pchilik hollarda esa aylana bo'ylab joylashtirilgan bir nechta prujinalar ishlatiladi.

Friktsiyali muftalarning yuritmasi mexanik, gidravlik va elektromagnitli bo'lishi mumkin. Muftani boshqarishni yengillatish maqsadida mexanik (servoprujinali), pnevmatik yoki vakuum kuchaytirgichlar qo'llaniladi.

Gidravlik (gidromufta) ilashish muftalarida yetakchi va yetaklanuvchi qismlarga ega. Etakchi qismlar past qovushqoq ishchi moy bilan to'ldirilgan hajmni hosil qiladigan nasosli g'ildirak va qopqoqdan iborat. Etaklanuvchi qism bo'lib turbina g'ildirak hisoblanadi. Nasos va turbina g'ildiraklar tashqi va ichki torlar orasida o'rnatilgan va o'zaro ular bilan ishchi suyuqlik uchun parraklararo kanallar hosil qilgan parraklarga ega. Gidromufta parraklari odatda tekis radial qilib tayyorlanadi. Turbina g'ildirak nasos g'ildirakka juda yaqin joylashgan.

Gidravlik ilashish muftalarida yetakchi va yetaklanuvchi qismlar orasidagi bog'lanish, shu qismlar orasida harakatlanayotgan suyuqlik oqimining bosimi bilan amalga oshiriladi, **elektromagnit** ilashish muftalarida esa magnit maydon yordamida amalga oshiriladi.

Ilashish muftasi quyidagi ko'rsatkichlari bo'yicha turlarga bo'linadi:

1) ish jarayonining xususiyati bo'yicha:

- doimiy ulangan;
- doimiy ulanmagan.

2) etaklovchi va yetaklanuvchi qismlarning bog'lanishi bo'yicha:

- friktsion;

- gidravlik;
- elektromagnit.

3) siquvchi kuchlarni hosil qilish usuli bo'yicha:

- prujinali (tsilindrsimon , konussimon, diafragmali)
- elektromagnit;
- markazdan qochma;
- yarim markazdan qochma.

4) Yuritmasi bo'yicha:

- mexanik;
- gidravlik;
- kombinatsiyalashgan (pnevmomexanik, pnevmogidravlik, elektromexanik, elektrovakuum).

5) Boshqarish bo'yicha:

- noavtomatik;
- noavtomatik, kuchaytirgich bilan;
- avtomatik.

6) Ishqalanuvchi yuzalarning shakli bo'yicha:

- diskli (quruq, moyda);
- maxsus (konusli, lentali va hokazolar).



2.2-§. Ilashish muftasiga ko'yiladigan talablar

Ilashish muftasi o'z vazifasini to'liq bajarish uchun quyidagi talablarga javob berishi kerak:

- Burovchi momentni dvigateldan transmissiyaga ishonchli o'tkazish;
- Ravon va to'la ulanish;
- Toza ajralish;
- Etaklanuvchi qismlarning inertsia momentini minimal bo'lishi;
- Ishqalanuvchi yuzalardan issiqlikni yaxshi tarqatish;
- Transmissiyani dinamik yuklanishlardan saqlash;
- Siquvchi kuchlarni bir me'yorda saqlab turish;
- Boshqarish uchun kam jismoniy kuch sarflash;
- Umumiy talablar.

Burovchi momentni dvigateldan transmissiyaga ishonchli o'tkazish. Bu talabni bajarish uchun ilashish muftasini maksimal ishqalanish momenti $M_{im \max}$ dvigatelning maksimal burovchi momentidan $M_{d \max}$ bir muncha katta bo'lishi kerak

$$M_{im \max} = M_{d \max} \cdot \beta;$$

bu erda: β – ilashish muftasining zahira koeffitsienti.

$\beta = 1,2 \div 1,75$ – yengil avtomobillar uchun;

$\beta = 1,5 \div 2,2$ – yuk avtomobillari va avtobuslar uchun;

$\beta = 1,8 \div 3,0$ – yuqori o'tag'onlikka ega avtomobillar uchun.

Ilashish muftasining zahira koeffitsienti ichki yonuv dvigateli maksimal burovchi momentga bog'liq holda o'zgaradi (2.1-jadval).

2.1-jadval.

Ilashish muftasining zahira koeffitsienti

$M_{e \max}, H \cdot M$	100–250	250–600	700–1800
β	1,75	2,2	2,5

Disklarning o'rtacha radiusi quyidagi formula orqali topiladi:

$$R_c = \frac{R_t + R_i}{2}$$

Bu erda: R_c – diskarning o'rtacha radiusi, m; R_t va R_i mos holda friksion nakladkalarining tashqi va ichki radiusilari, m.

Disklarning tashqi radiusi quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

$$R_t = 5 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot M_{e \max}}{A}}$$

Bu erda: $M_{e \max}$ – dvigatelning maksimal burovchi momenti, Nm;

A – koeffitsient.

2.2-jadval.

Friksion ilashish muftasi diametri

Nakladkalar o'lchami, mm			Dvigatelning burovchi momenti, yuqori qiymati, Nm
Tashqi diametr D_t , mm	Ichki diametr d_i , mm	Qalinligi δ , mm	
180	100; 120; 125	2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5	88
200	120; 130; 140		142
215	140; 150; 160		186
240	160; 180		235
250	155; 180		201
280	165; 180; 200		255
300	165; 175; 200	3,5; 4,0; 4,5; 6,0	353
325	185; 200; 220		372
340	185; 195; 210	4,0; 4,5; 4,7; 5,0; 6,4,0; 4,5; 4,7; 5,0; 6,0	402 (465)
350	195; 200; 210; 240; 290		441
380	200; 220; 230;		490 (930)
400	220; 240; 280		685 (1080)
420	220; 240; 280	4,0; 4,5; 5,0; 6,0	1080 (1420)

A koeffitsienti transport vositasining turiga bog'liq holda tanlanadi:

$A = 4,7$ – yengil avtomobillar uchun;

$A = 3,6$ – yuk avtomobillari va avtobuslar uchun;

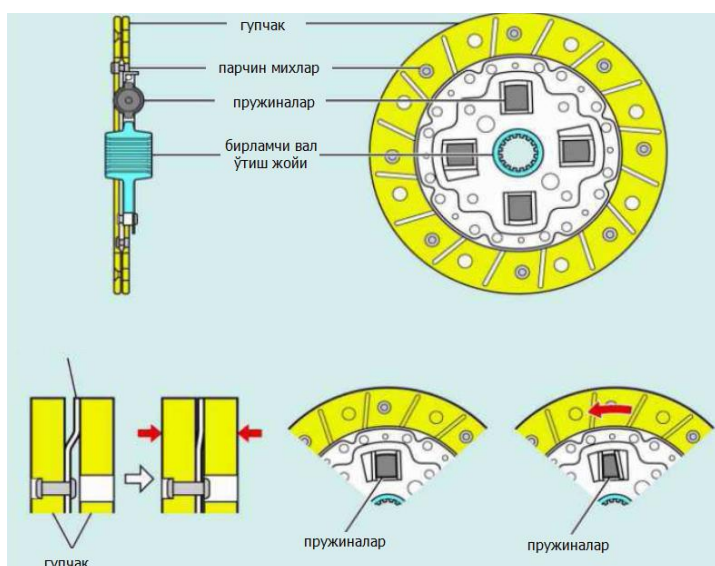
$A=1,9$ – yuqori o'tag'onlikka ega avtomobillar uchun.

Friktsion nakladkalar ichki radiusini quyidagicha hisoblaymiz:

$$R_i = 0,6 \cdot R_t$$

Friktsion nakladkalar standart o'lchamlariga mos holda disklarning o'rtacha radiusini hisoblash uchun zarur ma'lumotlar GOST 12238-76 talablaridan olinadi. [7]

Ravon va to'la ulanish. Ushbu talabni bajarish uchun bir qator konstruktiv tadbirlar bajariladi. Avvalo ilashish muftasining ulanish davrini uzaytirish kerak.



2.3-rasm. Ilashish muftasining yetaklanuvchi diski

Shuning uchun yetaklanuvchi disk o'q bo'ylab elastik (eziladigan) etib tayyorlanadi. Yetaklanuvchi diskga parraksimon plastinalar o'rnatilib ularni ustiga nakladkalar qotiriladi. Ilashish muftasi ulanish paytida parraksimon plastinalar siquvchi kuchlar ta'sirida tekislanadi, shu sababli ulanish davrini

uzaytiradi va keskin ulanishning oldini oladi. Ravon ulanishga yetaklanuvchi disk gupchagiga o'rnatilgan aylanma tebranishlarni so'ndirgich ham o'z xissasini qo'shadi.

To'la ulanishi uchun ilashish muftasining yuritma-sidagi tirqish belgilangandan kichik bo'lmasligi kerak. Agar tirqish kichikroq bo'lib qolsa, pedal quyib yuborilganda ham, siquvchi podshipnik ajratuvchi vilkachalarni bosib qolishi mumkin va ular o'z navbatida siquvchi diskni to'liq qo'yib yubormaydilar. Demak ilashish muftasi to'liq ulanmaydi.

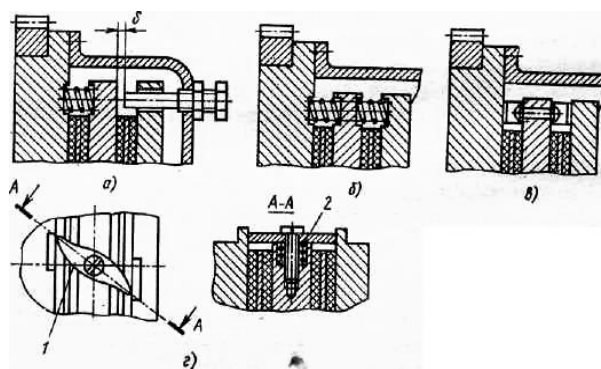
Bundan tashqari, ajratuvchi vilkachalarni o'qlari atrofida burilishi to'g'ri tashkil etilgan bo'lishi kerak, chunki ularni harakati aylana bo'ylab bo'ladi,

siquvchi diskni surilishi esa to'g'ri chiziqli, ular esa bir-biriga bog'liq. Harakat kinematikolari bir-biriga mos emas.

Toza ajralish. Buning uchun ilashish muftasining yuritmasidagi tirqish belgilangandan katta bo'lmasligi kerak, aks xolda, pedal bosilganda uning yo'lining aksariyat qismi tirqishni o'tishga sarflanib, ajratish richagchalar oxirigacha bosilmaydi. Demak siquvchi disk to'liq tortilmaydi va ilashish muftasi toza ajratilmaydi. Ikki diskli ilashish muftalarida o'rtada joylashtirilgan siquvchi diskni ortga tortish masalasini echish kerak. 2.4- rasmda shu masalani to'rt xil echimi keltirilgan.

Etaklanuvchi qismlarning inertsiya momentini minimal bo'lishi.

Inertsiya momenti $J = m \cdot R^2$ teng, shuning uchun yetaklanuvchi qismlarning massasi va o'lchamlari kichik bo'lishi kerak;



2.4-rasm. Ilashish muftasining toza ajralishini ta'minlovchi qurilmalar

Ishqalanuvchi yuzalardan issiqlikni yaxshi tarqatish. Etaklanuvchi disk nakladkalarining ustida radius bo'ylab ariqchalar mavjud. Etaklanuvchi disk aylanganda, bu ariqchalardan havo oqimi markazdan qochma kuch ta'sirida chetga qarab harakatlanadi va yuzalarni sovutib o'tadi. Bundan tashqari, ish jarayonida ishqalanish natijasida hosil bo'ladigan qirindi zarralari ariqchalarga tushib markazdan qochma kuchlar bilan chiqazib tashlanadi.

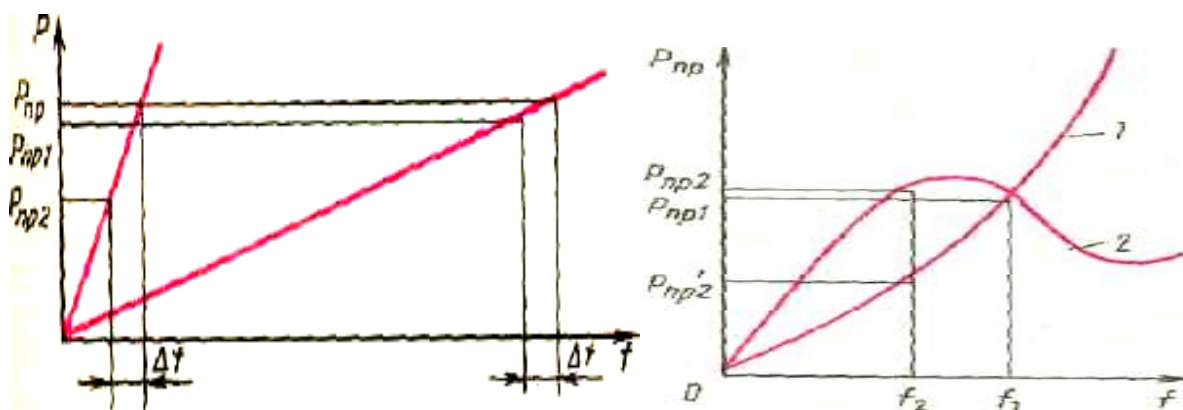
Ilashish muftasining detallari issiqlikni yaxshi tarqata olishi kerak. Shu sababli ilashish muftasini korzinasi parraksimon, ko'p teshikcha va qirqimlar bilan tayyorlanadi. Aylanish paytida u shamollatgichday ishlaydi.

Transmissiyani dinamik yuklanishlardan saqlash. Transmissiyada dinamik yuklanishlar ilashish muftasini keskin ulanishidan, yetakchi g'ildiraklarni yo'l notekisliklariga urilishi, dvigatelni ravon ishlamasligi va x.k. sabablarga ko'ra xosil bo'lishi mumkin. Bunday yuklanishlarni oshishi transmissiya detallarini sinishiga olib keladi. Buning oldini olish uchun ilashish muftasining zahira

koeffitsentini to'g'ri tanlash va ilashish muftasining yuqori tezlikda ulanishini oldini olish kerak.

Siquvchi kuchlarni bir me'yorda saqlab turish . Ilashish muftasi prujinalarini siqish kuchini o'zgarishini oldini olish juda katta ahamiyatga ega. Chunki mufta ish jarayonining ko'rsatkichlari shunga bog'liq. Buning yo'llari quyidagicha:

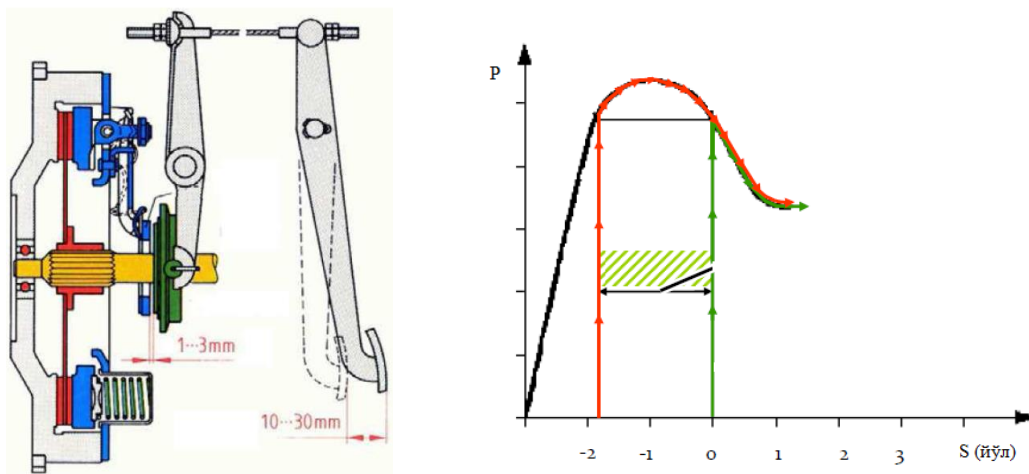
- ekspluatatsiyada siqish kuchini sozlash mumkin bo'lgan konstruktsiyani qo'llash;
- siquvchi prujinalar bikrligini kamaytirish;
- diafragmali prujina o'rnatilgan ilashish muftalaridan foydalanish.



2.5-rasm. Siquvchi prujinalarning elastiklik xarakteristikalarini

Boshqarish uchun kam jismoniy kuch sarflash. Buning uchun yuritma elementlarining uzatishlar soni iloji boricha katta qilib tayyorlanadi va yuritmada kuchaytirgichlar ishlatiladi.

Umumiy talablar. Ilashish muftasi o'lcham va massasi kichik bo'lishi, tuzilishi va texnik xizmat ko'rsatish sodda, shovqinsiz, ta'mirlashga layoqatli bo'lishi va boshqalar. Bundan tashqari ilashish muftasiga qo'yiladigan ishonchlilik talablari, tizimning ishonchli bo'lishi, chidamliligi, ta'mirga moyillik ko'rsatkichlari, hamda saqlanuvchanlik ko'rsatkichlari ham kiradi.

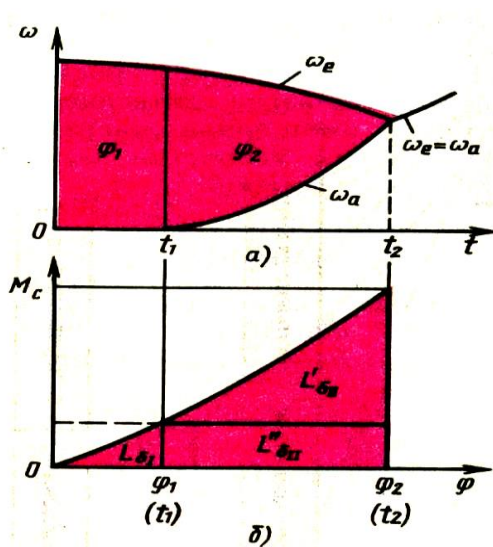


2.6-rasm. Ilashish muftasi yuritmasidagi prujinali kuchaytirgich

2.3-§. Friksion ilashish muftasining ish jarayoni.

Avtomobil joyidan qo'zg'alayotganda dvigatelning quvvati avtomobilni tezlatish va tashqi qarshilik kuchlarini engish uchun, shuningdek ilashish muftasida shataksirash uchun sarf bo'ladi:

$$N_e = N_n + N_{\sigma};$$



2.7-rasm. Avtomobilning joyidan qo'zg'alayotgandagi ilashmaning shataksirash grafigi

Demak dvigatelning ishini foydali ishga va shataksirash ishiga bo'lish mumkin:

$$L_e = L_n + L_{\sigma};$$

Avtomobil joyidan qo'zg'alayotganda ilashish mexanizmining ish jarayoni bilan tanishib chiqamiz:

Ilashish muftasi qo'shilayotganda dvigatel tirsakli valining burchak tezligi xaydovchi tomonidan boshqariladi va u ko'payishi, kamayishi yoki o'zgarmas bo'lishi mumkin .

Tajribali haydovchilar ω_e ni o'zgartirmaslikka harakat qilishadi.

Ilashish muftasida yetaklanuvchi valning burchak tezligi 0 dan (t_1) $\omega_a = \omega_e$ gacha (t_2) o'zgarishi mumkin. Dvigatelning ishini ikkita bosqichga bo'lishimiz mumkin : $L_t = L_I + L_{II}$

I – bosqich – ilashish muftasi qo'shilgandan avtomobil joyidan qo'zg'alguncha davrdagi dvigatel ishi ($0 \div t_1$).

II – bosqich – avtomobil joyidan qo'zg'algandan shataksirash tugaguncha davrdagi dvigatel ishi ($t_1 - t_2$)

$0 \div t_2$ bo'lgan davrda ilashish muftasi shataksiraydi. Shuning uchun har bir bosqichdagi dvigatel ishining bir qismi shataksirashga sarf bo'ladi:

$$L_{\phi} = L_{\phi I} + L_{\phi II}$$

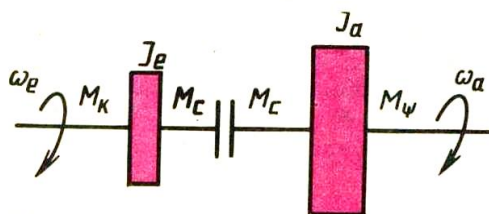
Ilashish muftasining shataksirash ishi grafikda ilashish mexanizmi uzatayotgan moment (M_c) va shataksirash burchagi (φ) bog'liqligida berilgan.

$L_{\phi I}$ –avtomobil joyidan qo'zg'alguncha bo'lgan shataksirash ishi

$L_{\phi II}^I$ –avtomobil tezlanishidagi shataksirash ishi

$L_{\phi II}^{II}$ –tashqi qarshiliklarni engishdagi shataksirash ishi

Ilashish muftasining shataksirashdagi ishini taxlil qilish va baxolash uchun avto-mobilning ikki massali modelidan foydalanamiz.



2.8-rasm. Ikki massali avtomobil modeli

bu erda : J_e – dvigatel aylanuvchi qismlarning va ilashish mexanizmi etak lovchi detallarining inertsia momenti ;

J_a – ilashish muftasi valiga keltirilgan avtomobilning inertsia momenti ;

M_ψ – avtomobil harakatiga qarshilik momenti ;

M_K – dvigatelning burovchi momenti ;

M_C – ilashish muftasi uzatayotgan moment .

Keltirilgan inertsia momenti quyidagicha aniqlanadi :

$$J_a = \frac{\delta \cdot M \cdot r_k^2}{U_{tr}^2}$$

bu erda : r_k – g'ildirakning g'ildirash radiusi ;

M – avtomobil massasi ;

δ – avtomobilning aylanuvchi qismlarini xisobga oladigan koeffitsent.

U_{tr} – transmissiyaning uzatishlar soni ;

Ikki massali modeldagi massalarning xarakatini differentsial tenglamalar orqali ifodalash mumkin :

$$J_e \frac{dw_e}{dt} = M_R - M_C$$

$$J_a \frac{dw_a}{dt} = M_C - M_\psi$$

U holda:

$$L_e = \int_0^{t_2} M_C w_e dt$$

$$L_{\Pi O \Pi} = \int_0^{t_2} M_C w_a dt$$

Ilashish muftasining shataksirashdagi ishi:

$$L_{\sigma} = L_e - L_{\Pi O \Pi} = \int_0^{t_2} M_C (w_e - w_a) dt = \int_0^{\varphi_2} M_C d\varphi;$$

Ilashish muftasini va uning yuritmasini tanlash usullari

Ilashish muftasi loyihalalanayotganda, uning qanday avtomobilda ishlashi va unga qo'yiladigan talablarni bajarilishini xisobga olgan holda sxemasi va konstruktiv echimlari tanlanadi, asosiy tavsiflari tahlil etiladi va ularni

konstruktsiyalash o'tkaziladi (A1 farmat qog'ozda masshtabda chiziladi), so'ngra tekshiruv (mustahkamlikga, chidamlilikka, qizishga va h.k.) hisoblari o'tkaziladi. Loyihalovchi avvalo mavjud konstruktsiyalari tahlil etib ularning konstruktiv, ekspluatatsion, ishlab chiqarish afzalliklarini va kamchiliklarini baholaydi. Konstruktsiyani maqbulligini, ishlab chiqarishga mosligini va boshqa loyihalanilgan va mavjud konstruktsiyalar bilan uyg'unlashganligini hisobga oladi. [8]

2.4-§. Ilashish muftasidagi yuklanishlar

Ilashish muftasini hisoblashga birinchi hisoblash rejimi, ya'ni dvigatelning eng katta burovchi momenti $M_{e\max}$ asos qilib olinadi. Etaklanuvchi diskning tashqi diametri D quyidagicha aniqlanadi:

$$D = 10 \cdot \sqrt{\frac{M_{e\max} \cdot 10}{k}}$$

bu erda: k – ilashish muftasiining ekspluatatsiyada yuklanganligini ko'rsatuvchi koeffitsient, yuk avtomobillari uchun $k = 3,6 \dots 4,0$;

Etaklovchi diskni yetaklanuvchi diskka siquvchi prujinalarning umumiy kuchi P_{Σ} quyidagicha aniqlanadi.

$$P_{\Sigma} = \frac{M_{e\max} \cdot \beta}{R_{cp} \cdot \mu \cdot i}$$

bu erda: β – zaxira koeffitsienti ($\beta = 1,2 \dots 2,5$)

i – ishqalanuvchi yuzalar soni.

μ – ishqalanish koeffitsienti.

Disk qoplamasining tashqi diametri yetaklanuvchi disk diametri D ga teng, ichki diametri d esa quyidagicha aniqlanadi:

$$d = 0,6 \cdot D$$

Ilashish muftasi o'lchamlarining to'g'ri tanlanganligi friktsion qoplamalarga tushgan solishtirma bosim, prujinalarning kuchlanishi, shataksirash ishi va h.k. hisoblar bilan tekshiriladi.

Friktsion qoplamalardagi solishtirma bosimni aniqlash.

Etaklanuvchi diskning friktsion qoplamasiga tushgan solishtirma bosim quyidagicha aniqlanadi:

$$P_o = \frac{P_{\Sigma}}{F} = \frac{4P_{\Sigma}}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [P_o]$$

bu erda: P_{Σ} – jami siquvchi prujinalarning kuchi, N.

F – disk qoplamalarining yuzasi, sm^2 ;

$[P_o]$ – ruxsat etilgan solishtirma bosim MPa.

Ruxsat etilgan solishtirma bosim P_o asbest asosida qoplama uchun $[P_o] = 0,15 \dots 0,25$ MPa, metallokeramik qoplamada $[P_o] = 1,1 \dots 3,0$.

Siquvchi prujinalarni xisoblash

Tsilindrsimon siquvchi prujinalar. Bitta siquvchi prujina hosil qiladigan kuch P'_{np} quyidagicha aniqlanadi:

$$P'_{np} = \frac{P_{\Sigma}}{Z}$$

Prujinalarning kuchi bilan uning ezilishi o'zaro bog'liq:

$$P'_{np} = \frac{f_{np} \cdot G \cdot d_{np}^4}{8 \cdot n_{p.s.} \cdot D_{np}^3}$$

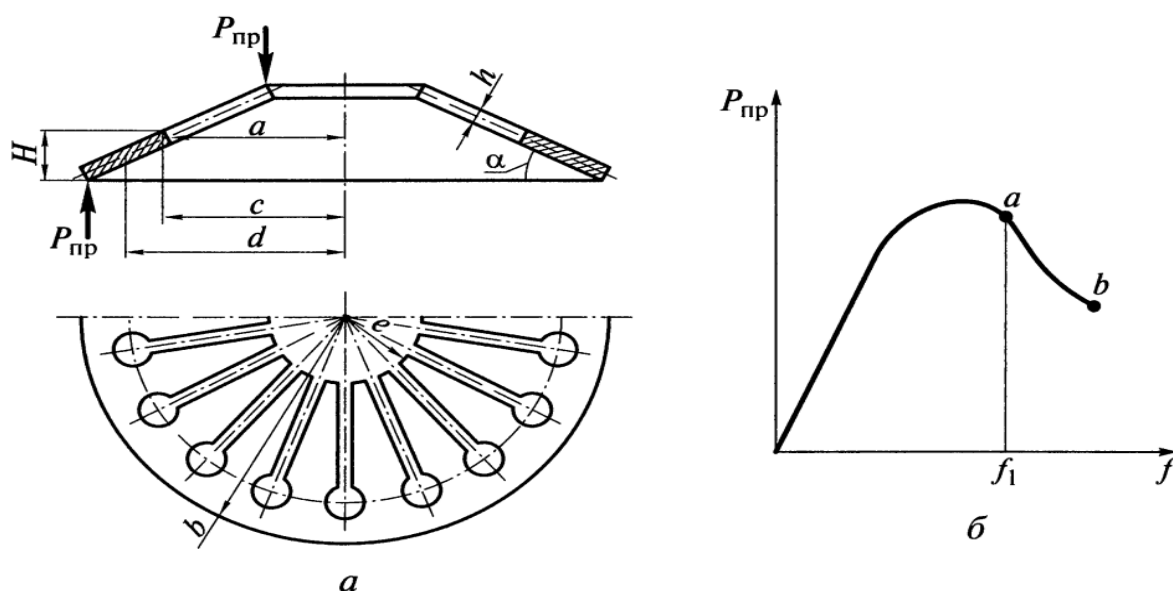
bu erda: f_{np} – prujinaning ezilishi, mm .

$G = (8 \div 9) \cdot 10^4$ MPa - elastiklik moduli.

d_{np} – prujina simining diametri, mm

D_{np} – prujina o'ramining diametri, mm

Diafragmasimon siquvchi prujina. Ular ilashish muftasining konstruktsiyasini ancha soddalashtiradi (detallar soni qisqaradi, gabarit o'lchamlari kichrayadi va massasi kamayadi) chunki diafragmasimon prujina bir paytda siquvchi prujina va ajratish vilkalarining vazifasini bajaradi. Prujina siqish kuchini siquvchi diskka bir tekis taqsimlaydi, bargchalarining bikrligi esa ilashish muftasini ravon qo'shilishiga yordam beradi. Bundan tashqari, ekspluatatsiya davomida diafragmasimon prujinaning siquvchi kuchi deyarli o'zgarmaydi.



2.9-rasm. Diafragma-simon prujina (a) va uning bixrlik tavsifi (b):

a, b, s, d, e, h - prujinani xisoblash uchun o'lchamlar

Diafragma-simon prujinaning bixrlik kuchi R_{pr} bilan deformatsiya f sini bog'likligi quyidagi formulada ifodalanadi:

$$P_{np} = \frac{\pi \cdot E' \cdot h}{6(b-c)^2} \cdot f_{np} \cdot \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - f_{np} \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - \frac{f_{np}}{2} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right]$$

$$E' = \frac{E}{1 - \mu^2}$$

bu erda: E – birinchi darajali bixrlik moduli; $E = (2,0 \dots 2,1) \cdot 10^5 \text{ MIIa}$

$\mu = 0,25$ – Puasson koeffitsienti;

h – prujina qalinligi; $h = 2 \dots 2,5$ mm yengil avtomobillar uchun; $h = 3 \dots 3,5$ mm yuk avtomobili;

a, b, c – diafragma-simon prujinaning o'lchamlari;

f – prujinani ezilishi;

H – prujina yaxlit qismining balandligi.

Keltirilgan formuladan foydalanib diafragma-simon prujinasining bixrlik tavsifi hisoblanishi va qurilishi mumkin.

Prujinani siqish uchun sarflanadigan kuch: $P_{bixk} = P_{np} \cdot \frac{b-c}{c-e}$

Prujinaning ezilishi: $f_{np} = (c-e) \cdot \Delta \alpha + \frac{P_{bixk}}{c_{\Delta}}$

bu erda: $\Delta\alpha$ – burchak surilishi;

c_n – prujina barglarining bikrligi.

Eng katta kuchlanish prujinaning ichki tomonida (barglarning tagida) ilashish muftasi ajralganda hosil bo'ladi, shu paytda prujina ezilib bir tekislikda yotadi. Ayni shu paytda yig'indi kuchlanish ta'sir etadi :

$$\sigma_{\text{cym}} = \sigma_p + \sigma_{u32}$$

$$\text{- cho'zilishdan kuchlanish: } \sigma_p = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{(d-a) \cdot \alpha^2 - h \cdot \alpha}{2a}$$

$$\text{- egilishdan kuchlanish: } \sigma_{u32} = \frac{P_{\text{blik}} \cdot (a-e)}{n_n \cdot W_u}$$

bu erda: $\alpha = 10 \div 12^\circ$ – erkin holatda prujinaning buralish burchagi;

n_n – prujina barglarining soni;

W_u – xavfli qirqimning egilishga qarshilik momenti.

$$W_u = \frac{b^2 \cdot h}{6}$$

Turli prujinalar uchun yuqori uglerodli po'latlar 65G, 85G, 60S₂ ishlatiladi, ulardagi ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau] = 700 \dots 800$ MPa.

Diafragmasimon prujinani tavsifi 3.12b-rasmda keltirilgan. Tavsifda a nuqta (egilish f_1) ilashish muftasi ulangan, b nuqta ilashish muftasi ajratilgan xolatiga to'g'ri keladi. Ko'rinib turibdiki diafragmasimon prujina ishlatilganda ilashish muftasini ajratilgan holatda ushlab turish uchun pedalga quyiladigan kuch kamayadi.

Ilashish muftasining shataksirash ishini va qizishini xisoblash

Ilashish muftasining shataksirash ishi emperik formula yordamida hisoblanadi:

$$L_s = \frac{M_{e\max} \cdot J_a \cdot \omega_e \cdot b}{0,66 \cdot (M_{e\max} - M_\psi)}$$

bu erda: b – tenglama koefitsienti, dizel dvigateli uchun $b = 0,72$;

ω_d – avtomobil qo'zg'alayotgandagi tirsakli valning burchak tezligi

$$\omega_a = 0,75 \cdot \omega_N$$

J_a – ilashish muftasi valiga keltirilgan avtopoezdning inertsia momenti

$$J_a = 1,05 \cdot \frac{M_a \cdot g \cdot r_k^2}{U_{uq}^2 \cdot U_{au}^2}$$

bu erda: U_{uq} , U_{au} – uzatmalar qutisi va asosiy uzatmalarning uzatishlar soni.

r_k – g'ildirakning g'ildirash radiusi,

M_a – avtomobilning to'la massasi,

Ilashish muftasi valiga keltirilgan avtomobilning xarakatlanishiga qarshilik momenti:

$$M_\psi = \frac{G_a \cdot \psi \cdot r_k \cdot \eta_{mp}}{U_{kn} \cdot U_{zn}}$$

bu erda: ψ – yo'lining jami qarshilik koeffitsienti.

Eyilishga chidamlilikni aniqlashga imkon beruvchi solishtirma shataksirash ishi quyidagicha aniqlanadi:

$$L_{\delta\delta} = \frac{L_\delta}{F} = \frac{L_\delta}{\pi(R^2 - r^2) \cdot 4}$$

bu erda: F – friksion qoplamalarning umumiy yuzasi. Yuk avtomobillari uchun

$$[L_{\delta\delta}] = 15 \dots 120 \frac{\text{Dj}\cdot\text{K}}{\text{cm}^2}$$

Shataksirash ilashish muftasini qizishiga olib keladi. Natijada ishqalanish koeffitsienti kamayadi, bu esa ilashish muftasining ishlash samardorligini pasaytiradi. Avtomobilni qo'zg'alishda ilashish muftasi bir marta qo'shilganda atrof-muhitga issiqlik tarqatishni hisobga olgandagi qizish quyidagicha hisoblanadi.

$$\tau^0 = \frac{\lambda \cdot L_\delta}{C_g \cdot m_\delta} \quad [\tau^0] = 10 \dots 15^\circ \text{C}$$

bu erda: ikki diskli ilashish muftalari uchun $\lambda = 0,25$.

C_g – cho'yaning issiqlik sig'imi, $C_g = 482 \text{ Dj/kg}\cdot\text{K}$.

Burama tebranishlarni so'ndirgichlar.

Avtomobilni tezligi keskin o'zgarganda (ilashish muftasini ajratmagan holda jadal tormozlanish, dvigatel katta aylanishlar sonida ishlaganda ilashish muftasini birdan qo'shish va h.k.) dinamik yuklanishlar yuzaga keladi. Burama tebranishlarni so'ndirgich dinamik yuklanish natijasida kuch uzatmasi elementlarida yuzaga keladigan kuchlanishlarni kamaytiradi.

Ilashish mufta konstruktsiyasida burama tebranishlarni so'ndirgichning qo'llanilishi transmissiya agregatlarining xizmat muddatini uzaytiradi, ishlash sharoitini yaxshilaydi, hamda transport vositasida yurish qulayligini oshiradi. Yuqoridagilarga so'ndirgichda hosil qiladigan ishqalanish evaziga transmissiyadagi tebranishlar amplitudasining kamayishi hisobiga erishiladi.

Burama tebranishlarni so'ndirgich bajarilgan konstruktsiyalar bo'yicha ma'lumotlar asosida keyinchalik avtomobilda ishlash samaradorligini tekshirish bilan tanlanadi.

Burama tebranishlarni so'ndirgich ilashish muftasining yetaklanuvchi diskini uning gupchagi bilan bog'lab turuvchi elastik muftadan iborat.

agar $D = 250...280 \text{ mm}$ bo'lsa $z_g = 6...8$ va $r_g = 62...67 \text{ mm}$;

agar $D = 280...310 \text{ mm}$, $z_g = 8...10$ va $r_g = 67...79 \text{ mm}$,

agar $D = 310...330 \text{ mm}$ bo'lsa, unda $z_g = 10$ va $r_g = 81 \text{ mm}$.

bu erda: D – ilashish muftasi etaklovchi diskining diametri

z_g – burama tebranishlarni so'ndirgich prujinalarining soni;

r_g – so'ndirgich prujinalariga qo'yilgan kuch radiusi.

Burama tebranishlarni so'ndirgichning ishqalanish momenti

$$M_{t.g.} = 20...100 \text{ Nm yoki } M_{t.g.} = (0,6...0,17) \cdot M_{e \max}$$

Uzatilayotgan burovchi moment, moment $M_{t.g.}$ dan katta bo'lganda va uning elastiklik xususiyatiga bog'liq bo'lganda so'ndirgichning prujinasi ishlay boshlaydi. So'ndiruvchi prujinaning bittasini siquvchi kuchi:

$$P_{npz}^/ = \frac{(1,2...1,3)M_{e \max} \cdot \beta}{r_z \cdot z_z}$$

Burama tebranishlarni so'ndirgich prujinasida yuzaga keladigan buralishdagi kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau = \frac{8 \cdot P'_{npz} \cdot D_{npz}}{\pi \cdot d_{npz}^3} \cdot \nu, [\tau] = 700 \dots 900 \text{ MPa}.$$

$$\nu = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}; c = \frac{D_{npz}}{d_{npz}}$$

2.5-§. Ilashish muftasi detallarini mustahkamlikka hisoblash

1) Siquvchi prujinani hisoblash. Ilashish muftasini ajratganda bitta siquvchi prujinaga ta'sir etuvchi kuch

$$P_{np}^1 = \frac{E \cdot P_{np}}{\varphi}$$

bu erda: E – prujinani yig'ish vaqtida dastlabki siqilishni hisobga oluvchi koeffitsient $E=1,2$.

φ – prujinaga notekis yuklamani hisobga olish koeffitsienti. $\varphi=0,85$.

Ilashish muftasini ajratish vaqtida prujinani buralishdagi kuchlanishi $\tau_{\max}$ quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot P_{np}^1 \cdot D_{np}}{\pi \cdot d_{np}^3}; [\tau] = 700 \dots 900 \text{ MPa}.$$

Ilashish muftasi ajralish vaqtidagi prujinaning ezilishi f_{np} .

$$f_{np} = \frac{8 \cdot n_p \cdot P_{np}^1 \cdot D_{np}^3}{d_{np}^4 \cdot G}$$

bu erda: G – ikkinchi toifa elastiklik moduli. $G=80000 \text{ MPa}$.

Prujinaning vertikal bikrligini quyidagicha aniqlash mumkin:

$$C_{np} = \frac{P_{np}^1}{f_{np}}$$

Prujinalar doira bo'yicha joylashganda $C_{np} = 65 \dots 100 \text{ N/mm}$, markaziy joylashgan prujinalar uchun $C_{np} = 50 \dots 65 \text{ NG'mm}$.

2) Ilashish muftasining shlitsali valini hisoblash. Shlitsaga ta'sir etuvchi aylanma kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_u = \frac{4 \cdot M_{e\max} \cdot \beta}{d_n + d_b}$$

bu erda: d_n – shlitsaning tashqi diametri, m .

d_b – shlitsaning ichki diametri, m .

Shlitsasining ichki diametri bo'yicha buralishdagi kuchlanishi quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau = \frac{M_{e\max} \cdot \beta \cdot d_b}{2J_p} \quad [\tau] = 250 \text{ МПа};$$

bu erda: J_p – valning polyar inertsia momenti, sm^4 . $J_p = \frac{\pi \cdot d_b^4}{32}$

Shlitsaning ezilishdagi kuchlanishi quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_{cm} = \frac{2P_u}{t \cdot f_k (d_{nb} - d_{bb}) \cdot K} \quad [\sigma_{cm}] = 10 \dots 28 \text{ МПа}$$

Shlitsaning qirqilishdagi kuchlanishi quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau_{cp} = \frac{P_u}{t \cdot f_k \cdot h \cdot K} \quad [\tau_{cp}] = 5 \dots 15 \text{ МПа}$$

bu erda: t – shlitsalar soni.

f_k – shlitsaning uzunligi, sm .

K – shlitsaning kirishish aniqligi koeffitsienti, $K = 0,75$.

h – shlitsaning eni, sm .

3) Etaklanuvchi disk friksion qoplamalarining chidamliligini hisoblash. Ilashish muftasini ishlashi jarayonida friksion qoplamalar tez eyiladi. Ilashish muftasini bir marta qo'shgandagi friksion qoplamaning eyilishi quyidagicha aniqlanadi.

$$V = J \cdot S_t$$

bu erda: S_t – ilashish muftasini bir marta qo'shgandagi ishqalanish yo'li.

Ilashish muftasi bir marta qo'shilganda maxovik yetaklanuvchi diskka nisbatan shataksirab 4...6 marta aylanadi. Unda:

$$S_t = (4 \dots 6) \cdot S'_t = (4 \dots 6) \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_{cp}$$

bu erda: S'_t – tirsakli val bir marta aylangandagi ishqalanish yo'li, m .

J – eyilish surati, $J = 8 \cdot 10^{-7} \dots 4 \cdot 10^{-10} \text{ m}$

Serqatnov shahar sharoitida 100 km yo'l uchun friktsion qoplamalarning eyilishini X (m) aniqlaymiz. Bunda ilashish muftasi o'rtacha 500 marta qo'shilib ajratiladi. U holda:

$$X = V \cdot 500 \text{ m}$$

Umumiy chidamlilik Y (km) quyidagicha aniqlanadi:

$$Y = \frac{\delta \cdot 100}{X}$$

bu erda: δ – friktsion qoplamaning qalinligi.

Ilashish muftasi yuritmasining hisobi.

Yuritmaning umumiy uzatishlar soni U_{ym} quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{ym} = U_{iop} \cdot U_{puq}; [U_{ym}] \text{ q } 25 \dots 50$$

bu erda: U_{iop} – yuritmaning uzatishlar soni;

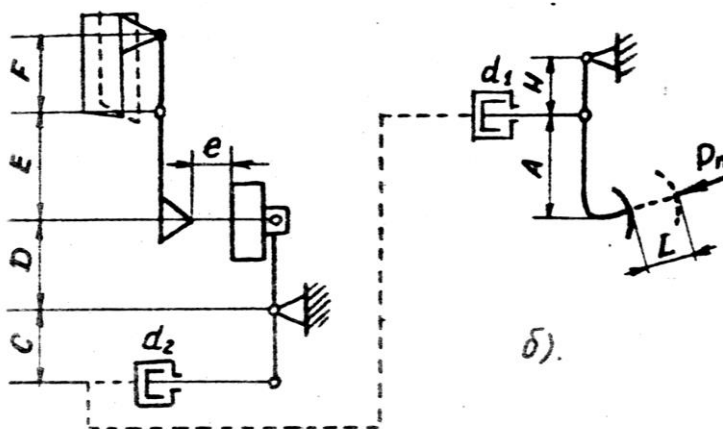
U_{puq} – ilashish muftasini ajratish richagini uzatishlar soni;

Gidravlik yuritma uchun (6-rasm):

$$U_{iop} = \frac{A}{H} \cdot \frac{C}{D} \cdot \frac{d_1^2}{d_2^2}; U_{puq} = \frac{E}{F};$$

bu erda: d_1 va d_2 – tegishli ravishda, asosiy va ishchi tsilindrlarni porshenlarining diametrlari.

A, H, C, D, E, F – masofalar, mm.



2.13-rasm. Ilashish muftasi gidravlik yuritmasining sxemasi.

Ajratish muftasi podshipnigi va ajratish richaglari orasidagi tirqish $l = 2...3$ mm.

Pedalni umumiy yurish yo'li quyidagicha aniqlanadi.

$$Z = (l \cdot U_{puq} + l) \cdot U_{iop} = (2,5 \cdot 2,5 + 2,5) \cdot 13,3 = 116,5 \text{ mm}$$

Yuk avtomobillari uchun $Z \leq 180 \text{ mm}$ Pedalni salt yurish yo'li $25...40 \text{ mm}$.

P_n – pedalga ta'sir etuvchi kuch N.

$$P_n = \frac{1,2 \cdot P_{\Sigma}}{U_{ym} \cdot \eta} = \frac{1,2 \cdot 12700}{33,25 \cdot 0,85} = 53,92 \text{ H}$$

bu erda: η – yuritmaning F.I.K.i Gidravlik yuritma uchun $\eta = 0,8...0,9$.

GOST 21398-75 bo'yicha ilashish muftasi pedaliga ta'sir etayotgan kuchning miqdori kuchaytirgich mavjud bo'lsa 50 N, kuchaytirgichsiz esa 250 N dan ortmasligi kerak.

Nazorat savollari:

1. Mexanik transmissiyalar va ularning qo'llanilishi.
2. Ilashish muftasining tasnifi va ko'llanilishi.
3. Ilashish muftalariga qo'yiladigan talablar.
4. Ilashish muftasining friksion momenti. Uni xisoblash formulasi.
5. Burovchi momentni dvigateldan transmissiyaga ishonchli o'tkazishni ta'minlash
6. Friksion ilashish muftasining ravon va to'la ulanishini ta'minlash.
7. Friksion ilashish muftasining toza ajralishni ta'minlash.
8. Friksion ilashish muftasida issiqlikni yaxshi tarqatish.
9. Friksion ilashish muftasida siquvchi kuchlarni bir me'yorda saqlab turish.
10. Friksion ilashish muftasida boshqarish uchun kam jismoniy kuch sarflash.
11. Friksion ilashish mexanizmining ish jarayoni.
12. Ilashish muftasida o'rta siquvchi diskni neytral xolatiga qaytarish.
13. Ilashish muftasidagi tsilindrsimon siquvchi prujinalarni xisoblash.
14. Ilashish muftasidagi diafragmasimon siquvchi prujinalarni xisoblash.

15. Ilashish muftasining shataksirash ishini xisoblash.
16. Ilashish muftasining qizishini xisoblash.
17. Ilashish muftasi mexanik yuritmasining sxemasi.
18. Ilashish muftasi gidravlik yuritmasining sxemasi.
19. Ilashish muftasi yuritmasining hisobi.
20. Ilashish muftasi yuritmasidagi kuchaytirgichlar.

3-BOB. UZATMALAR QUTILARI

Tayanch iboralar: uzatmalar qutisi, *pog'onali*, *pog'onasiz*, *kombinatsiyalashgan*, *shistnya*, *sinxranizator*, *mexanik*, *gidravlik*, *elektrik* uzatmalar qutisi.

3.1-§. Uzatmalar qutisining vazifasi va tasnifi

Uzatmalar qutisi uzatmalar sonini oshirish yoki kamaytirish hisobiga avtomobilning yetakchi g'ildiraklaridagi tortish kuchini va harakatlanish tezligini o'zgartirish uchun xizmat qiladi. Bundan tashqarii uzatmalar qutisi avtomobilning



3.1-rasm. Uzatmalar qutisi

orqaga yurishini hamda u to'xtab turgan paytda dvigatel ishlab turgan holda yoki salt yurish paytida dvigatel tirsakli valini yetakchi g'ildiraklardan uzoq muddatga ajratib turishni ta'minlaydi. [5]

Uzatmalar kutisining tasnifi:

1) Uzatishlar sonini o'zgartirish

bo'yicha:

- *pog'onali* (eng keng tarqalgan)

- *pog'onasiz*
- *kombinatsiyalashgan*

2) Konstruktiv sxemasi bo'yicha:

- *o'qlari qo'zg'aluvchi valli* (planetar reduktorlar)
- *o'qlari qo'zg'almas valli* (ikki, uch va ko'p valli)

3) Pog'onalar soni bo'yicha:

- *uch pog'onali*
- *to'rt pog'onali*
- *besh pog'onali*
- *ko'p pog'onali*

4) Shesternyalarning turi bo'yicha:

- *to'g'ri tishli*
- *qiya tishli*
- *shevron tishli*
- *aralash tishli*

5) Pog'onalarni almashtirish usullari bo'yicha:

- *karetkalar yordamida*
- *yengil qo'shiladigan mufta yordamida*
- *sinxronizator yordamida*

6) Boshqarish usuli bo'yicha

- *to'g'ridan – to'g'ri uzatmalar qutisini boshqarish*
- *masofadan turib boshqarish*
- *yarim avtomat*
- *avtomat*

7) Etaklovchi va yetaklanuvchi qismlarning o'zaro bog'liqligi bo'yicha:

- *mexanik*
- *gidravlik*
- *elektrik*
- *kombinatsiyalashgan.*

Uzatmalar kutisiga ko'yiladigan talablar va ularning kondirilishi.

1. Avtomobilning optimal tortish va tejamkorlik xususiyatlarini dvigatelning berilgan tashqi tezlik karakteristikasi uchun ta'minlash;
2. Ishlaganda va pog'onalarni almashtirayotganda shovqinsiz ishlash;
3. Engil boshqarish;
4. Yuqori FIK;
5. Umumiy talablar.

Avtomobilning optimal tortish va tejamkorlik xususiyatlarini dvigatelning berilgan tashqi tezlik xarakteristikasi uchun ta'minlash; Bu talabini bajarilishini baholash uchun bir nechta parametrlardan foydalaniladi:

Uzatishlar sonining diapazoni - quyi pog'ona uzatish sonining yuqori pog'ona uzatish soniga nisbati orqali aniqlanadi. Avtomobil qanchalik og'ir ekspluatatsiya sharoitiga mo'ljallangan bo'lsa, shunchalik diapazoni katta bo'ladi. Zamonaviy avtomobil uchun diapazon: yengil avtomobillar uchun 3-5, yuk avtomobillari va avtobuslar uchun 5-8, katta yuk ko'taruvchi va o'tag'on avtomobillar uchun 10-20 bo'ladi.

Pog'onalar soni. Bugungi kunda 4-5 pog'onali uzatmalar qutisi ko'proq ishlatiladi. Katta yuk ko'taruvchi va o'tag'on avtomobillarda 6-16 pog'onali uzatmalar qutisi o'rnatiladi. Pog'onalar sonini ko'paytirish dvigatel quvvatidan unumli foydalanish darajasini, yonilg'i tejamkorligini, o'rtacha harakat tezligini optimallashtiradi, natijada avtomobilning samaradorligini oshiradi, yuk tashish tannarxini pasaytiradi. Lekin pog'onalar sonini ko'paytirish konstruksiyani murakkablashtiradi va og'irlashtiradi, o'lchamlarni, narxini oshiradi, boshqarishni qiyinlashtiradi. Qo'l bilan oddiy mexanik boshqarishda tez va hatosiz pog'onalarni o'zgartirish 5 pog'onadan oshganda qiyinlashadi, shuning uchun pog'onalar soni 6 va undan ko'proq bo'lganda murakkab maxsus boshqarish yuritmasi, yoki mustaqil yuritmaga ega bo'lgan va ma'lum sharoitlarda ishlatiladigan qo'shimcha uzatmalar qutisi o'rnatiladi.

Pog'onalar sonining zichligi - qo'shni pog'onalar uzatish sonlarining nisbati orqali aniqlanadi. Zamonaviy avtomobillar uzatmalar qutisining pog'onalari zichligi 1,1-1,5 atrofida bajariladi. Uzatmalar qutisi pog'onalarining zichligi yuqori bo'lishi sinxronizatorning ishlashini yengillashtirib, ishlash muddatini oshiradi.

Bir qator yengil va yuk avtomobillarida uzatish soni 0,7-0,8 bo'lgan tezlatkich pog'onalar mavjud. Bunday pog'onalar dvigatelning quvvatidan to'liqroq foydalanish va uning aylanishlar sonini kamaytirish imkonini beradi, bu esa dvigatelning eyilishini kamaytiradi va yonilg'i tejamkorligini oshiradi. Lekin tezlatkich pog'onalarda foydali ish koeffitsenti to'g'ri uzatmadagidan ko'ra pastroq.

Avtomobilning tortish-tezlik va yonilg'i tejamkorlik xususiyatlari uzatmalar kutisining uzatishlar soni bilan kanday bog'likligini aniklaymiz. Agar dvigatelni

quvvatini va aylanish chastotasini o'zgarmas deb qabul qilsak:

$$N_d = \text{const}; \quad n_k = \text{const}.$$

Demak, $N_k = N_d \cdot \eta_{tr} = \text{const}$; Unda

$$N_k = P_k \cdot V_a = \text{const};$$

Etakchi g'ildiraklarga etib kelgan quvvat:

$$N_k = \frac{M_d \cdot U_{uq} \cdot U_{au} \cdot \eta_{tr} \cdot V_a}{r_k};$$

Demak uzatmalar kutisining uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{uq} = \frac{N_k \cdot r_k}{M_d \cdot U_0 \cdot \eta_{tr} \cdot V_a};$$

Agar o'zgarmas parametrlar nisbatini $A = \frac{N_k \cdot r_k}{M_d \cdot U_0 \cdot \eta_{tr}}$ deb belgilasak formula quyidagi ko'rinishga keladi.

$$U_{uq} = \frac{A}{V_a};$$

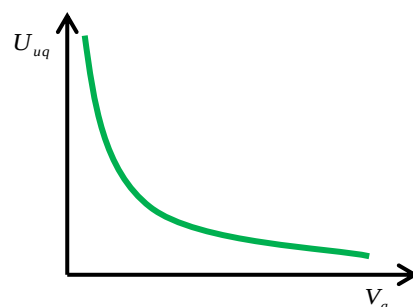
Demak, avtomobilning tezligi oshishi bilan uzatmalar qutisining uzatishlar soni kamayib borishi kerak. Ushbu talabni amalga oshirish uchun:

-pog'onalar sonini ko'paytirib, qo'shni pog'onalar uzatish sonlarini nisbatini iloji boricha kichiklashtirish, tezlatrich pog'onalar ishlatish kerak;

-pog'onalardagi uzatishlar soni to'g'ri tanlanishi kerak. Birinchi pog'onaning uzatish soni avtomobil ekspluatatsiya sharoitida eng katta qarshiliklarni eng oladigan etib tanlanadi;

Ishlaganda va pog'onalarni almashtirayotganda shovqinsiz ishlash;

Har-xil shovqinlar insonni jismoniy mehnat kabi charchatadi, bundan tashqari, mexanizmlardagi shovqin ulardagi urilishlar, tebranishlar, yuqori ishqalanishlardan hosil bo'ladi. Oxirgilar esa uzal va detallarni tez ishdan chiqishini sababchisi bo'ladi.



3.2- rasm. Uzatmalar qutisi uzatish sonining tezlikka bog'liqligi

Ushbu talab, avvalo, yengil avtomobillarga tegishli. Shovqinning asosiy sababchilari urilishlar va tebranishlar bo'ladi. Shovqin sabablarini bartaraf etish maqsadida quyidagi konstruktiv echimlar amalga oshiriladi:

- vellar va shesternyalar kerakli yuqori qattqlikka ega bo'lishi, uzatmalar qutisi dvigatelni maksimal momentini uzatayotganda uning vellarining umumiy egilishi 0,2 mm oshmasligi kerak;
- qiya yoki shevron tishli shesternyalar ishlatilishi kerak;
- karter yon tomonlari bilan shesternyalar orasida masofa 3 mm, shesternyalar va karter tubi orasida masofa 15 mm dan kam bo'lmasligi kerak;
- karter tomonlarida nisbatan katta tekis yuzalar bo'lmasligi kerak;
- karterda o'rnatiladigan podshipniklar tayanchlarida qattqlik qovurg'alari bo'lishi kerak.
- pog'onalar almashtirishni urilishlarsiz, shovqinsiz bajaradigan qurilmalarni ishlatish (tishli karetkalar, sinxranizator) kerak.

Engil boshqarish:

Uzatmalar qutisini yengil boshqarilishiga katta e'tibor beriladi, chunki haydovchi tez-tez shu ishni bajaradi. Boshqarishni osonlashtirish maqsadida:

- mexanik uzatmada pog'onalar soni 6 tadan oshmasligi kerak yoki qo'shimcha uzatmalar qutisi o'rnatilishi kerak. Uzatmalar qutisini boshqarish richaglari haydovchi uchun komfort zonada joylashtirilishi lozim;
- pog'onalarni almashtirishni osonlashtiradigan tishli karetkalar va shesternyalar, sinxronizatorlar ishlatilishi kerak. Sinxronizatorlar zarba va shovqinni bartaraf etishdan tashqari sarflanadigan kuchni ham kamaytiradi;
- boshqarishni yengillashtirish masalasini uzil-kesil hal etish uchun boshqarishni avtomatlashtirilishi kerak.

Mexanik uzatmalar qutisini avtomatlashtirish uch darajada bo'lishi mumkin:

1. *Optimal pog'onani ko'rsatuvchi belgilar;*
2. *Pog'onalarni yarim avtomatik ravishda o'zgartirish;*
3. *Pog'onalarni almashtirishni to'la avtomatlashtirish.*

Yuqori FIK. Mexanik uzatmalar qutisida FIKni yuqori bo'lishi momentni uzatishda qatnashayotgan ilashmalar soni minimal bo'lishi, tishlarni va vallarni ishlovi sifatli bo'lishi, mustaxkam va sifatli podshipniklar ko'llanilishi va asosiy detallarini yuqori bikrligi bilan ta'minlanadi. Gidromexanik uzatmalarda kompleksli va bloklanuvchi gidrotransformator, planetar mexanizm, kam quvvat oladigan boshqaruv tizimi qo'llanilishi bilan erishiladi.

FIKga ta'sir etuvchi muhim omillar bu: uzatmalar qutisining kinematik sxemasini to'g'ri tanlanishi, aylanish chastotasi, uzatilayotgan quvvat, moylash tizimining samaradorligi, karter, shesternya va vallarning aniq tayyorlanishi va o'rnatilishi xisoblanadi.

Umumiy talablar.

3.2-§. Pog'onali uzatmalar qutisining sxemalari.

Pog'onali uzatmalar qutisining foydali ish koeffitsenti $\eta = 0,96 - 0,98$ gacha bo'ladi. Ular pog'onasiz uzatmalar qutisiga nisbatan sodda va arzon, shuning uchun turli avtomobillarda keng ishlatiladi. Bugungi kunda 2 va 3 valli uzatmalar qutisi keng tarqalgan.

Ikki valli uzatmalar qutisi oldi yuritmal kichik klassdagi va dvigateli orqada joylashgan orqa yuritmal avtomobillarda ishlatiladi. Odatda bunday uzatmalar qutisini yuqori uzatmasi tezlatgich bo'ladi. Ushbu uzatmalar qutisi dvigatel, ilashish muftasi va asosiy uzatma bilan konstruktiv bitta blokda joylashtiriladi. Bunday uzatmalar kutisi oldi g'ildiragi yetakchi va dvigateli oldinda yoki orqa gildirak yetakchi va dvigateli orqada bo'lgan yengil avtomobillarda ishlatiladi. Ular dvigatel, ilashish muftasi, asosiy uzatma va differentsial bilan konstruktiv bitta blokda joylashtiriladi.

Uzatmalar kutisi dvigatel bilan birgalikda avtomobilda ko'ndalang o'rnatilganda asosiy uzatma tsilindrik shesternyali bo'ladi, chunki burovchi momentning aylanish tekisligini 90^0 o'zgartirish kerak emas. Uzatmalar kutisi ko'ndalang joylashganda uni boshqarish bir oz murakkablashadi. Shuning uchun yuritmada kulisa va shtangalar ishlatiladi.

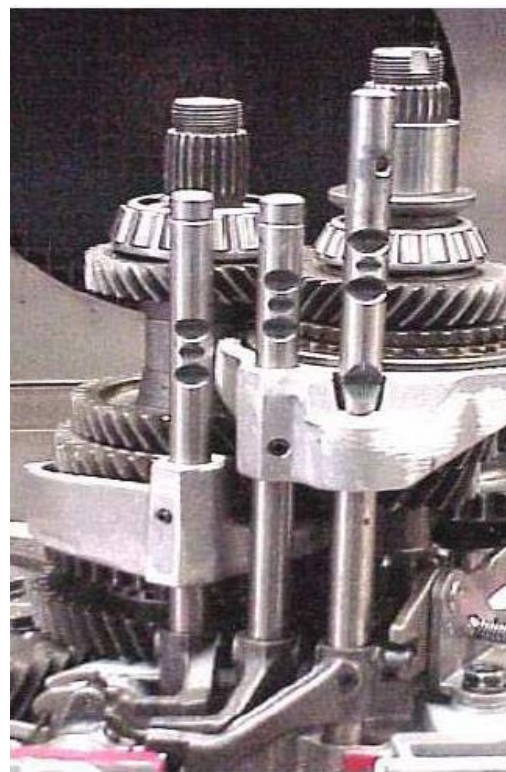
Asosiy uzatmaning yetakchi shesternyasi uzatmalar qutisini yetaklanuvchi vali bilan birga bajarilgan. Ikki valli uzatmalar qutisi burovchi momentni bir juft tishli shesternyalar (g'ildiraklar) orqali uzatadi.

Bu juftlikning uzatish soni ma'lum chegaradan oshmasligi kerak, chunki bundan ortig'i uzatmalar qutisining o'lchamlarini va shovqinni oshishiga olib boradi. Yuqori pog'onasining uzatish soni birga teng bo'lmaydi va ko'pincha tezlatgich bo'ladi.

Ikki valli uzatmalar qutisining asosiy afzalliklari – bu konstruktsiyaning soddaligi, massasining kichikligi va oraliq pog'onalarda yuqori FIKga egaligi, chunki burovchi moment bir juft shesternyalar orqali uzatiladi.

Uch valli uzatmalar qutisi. Klassik sxemada bajarilgan yengil avtomobillar va kichik, o'rta yuk avtomobillarida va avtobuslarda o'rnatiladi. Bunday uzatmalar qutisining asosiy afzalligi, bu birlamchi va ikkilamchi vallarning bir-biri bilan ulanganda hosil bo'ladigan to'g'ri uzatma borligi, tishli g'ildiraklar, podshipniklar va oraliq val deyarli yuklanish qabul qilmaydi, birlamchi va ikkilamchi vallar esa faqat burovchi moment uzatishadi. Shunda shovqin, emirilish past bo'lishi va FIK ning 1 ga teng bo'lishi tabiiy. Uch valli konstruktsiyaning keyingi afzalligi o'lchamlari kichik bo'lgan holda birinchi pog'onada ketma-ket ulangan ikkita shesternya juftliklari yordamida katta uzatishlar sonini olish osonligida. Bunday uzatmalar qutisining kamchiligi oraliq pog'onalarda FIK ning birmuncha pastligida.

Bunday uzatmalar qutisida pog'onalar soni oltitadan ko'p bo'lmaydi. Yuqori pog'onasida to'g'ri uzatma $U = 1$ va boshqa uzatmalarda 2 juft shesternyalar orqali moment uzatiladi, natijada shu pog'onalarda uzatish soni 9-10 gacha bo'lishi



3.3-rasm. Ikki valli besh pog'onali uzatmalar qutisi

mumkin, lekin FIK ikki valli uzatmalar qutisiga ko'ra birmuncha pastroq bo'ladi. Barcha g'ildiraklar qiya tishli etib bajarilgan, bu esa ularning shovqinsiz ishlashini va o'lchamlarining kichik bo'lishini ta'minlaydi. Pog'onalar sinxronizator yordamida ulanadi. Orqa uzatmaning ulanishi to'g'ri tishli 1-pog'ona g'ildiragini o'ngga surish bilan amalga oshiriladi.

Birinchi va orqaga harakat beruvchi pog'ona shesternyalari tayanchga yaqin joylashtirilgan, chunki ular maksimal eguvchi va burovchi kuchlar ta'sirida bo'ladi. Shesternyalarning tyanchga yaqin joylashishi vallarning egilishini kamaytiradi. Tez-tez ishlatiladigan pog'onalar shesternyalari vallarning o'rtasiga joylashtirilishi shovqinni pasayishiga va emirilishni kamayishiga sabab bo'ladi. Vallarning egilishini kamaytirish uchun ayrim hollarda orqaga harakat beruvchi shesternya juftligi qo'shimcha korpusga chiqariladi. Shunda korpus vallarni qo'shimcha tayanchi bo'ladi, bu esa o'z navbatida ularning va shesternyalarning emirilishini va shovqin chiqarishini kamaytiradi.

Ko'p valli uzatmalar qutisi katta yuk avtomobillarida uzatishlar sonini diapazoni 8....18 bo'lganda tortish-tezlik va yonilg'i tejamkorlik xususiyatlarini yaxshilash uchun ishlatiladi. Agar shunday diapazon 5-6 pog'onaga bo'linsa, pog'onalar orasida sakrash katta bo'ladi, bu o'z navbatida tortish-tezlik va yonilg'i tejamkorlik xususiyatlarining pasayishiga sabab bo'ladi.

Ko'p pog'onali uzatmalar qutisi uch valli 4-6 pog'onali uzatmalar qutisi va qo'shimcha quti birgalikda ishlangan agregatdir. Qo'shimcha quti oshiruvchi yoki pasaytiruvchi bo'ladi. Oshiruvchi quti (multiplikator yoki bo'lgich) quyi pog'onasining uzatish soni 1,2 dan katta bo'lmaydi va asosiy uzatmalar qutisidan oldin o'rnatiladi. Bu quti qo'shni pog'onalar orasini kichiklashtiradi (pog'onalar qatorini zichlashtiradi), diapazonni 20-25 % gacha oshirish mumkin, odatda 2 pog'onaga: to'g'ri va oshiruvchi pog'onaga ega. Shuning uchun asosiy uzatmalar qutisining pog'onalar soni 2 marta oshadi.

Qo'shimcha qutilar (multiplikator va demultiplikator). Qo'shimcha quti (multiplikator)da oshiruvchi ($U = 0,815$) va to'g'ri ($U = 1$) uzatmalar mavjud. U asosiy uzatmalar qutisidan oldin joylashgan va sinxronizator bilan boshqariladi.

Ushbu konstruksiyada qo'shimcha qutini tashkil etish uchun bor yo'g'i bir juft shesternyalar o'rnatilgan. Natijada pog'onalar soni 2 marta oshgan, konstruksiya murakkablashmagan, FIK deyarli o'zgarmagan, yengil boshqarilishi ta'minlangan. Oshiruvchi pog'onada uzatish soni 0,815 ga tengligi asosiy uzatmalar qutisini pog'onalarining orasini zichlashtiradi va diapazonini kengaytiradi. Shu tufayli bunday uzatmalar qutisi harakat tezligini ham oshiradi. Multiplikatorda to'g'ri uzatma ($U=1$) ulanganda asosiy uzatmalar qutisining beshta pog'onalarida uzatish sonlari o'zgarmaydi. Oshiruvchi pog'ona ($U=0,815$) ulanganda asosiy uzatmalar qutisi pog'onalarining uzatish sonlari 0,815 ga ko'paytiriladi. Natijada 5 ta uzatish soniga ega bo'lgan yangi 5 ta pog'ona hosil bo'ladi. Ular oldingi 5 pog'ona bilan birgalikda 10 pog'ona hosil qiladi. Asosiy va qo'shimcha qutilarda yuqori pog'onalar ulanganda uzatish soni $U=1 \times 0,815 = 0,815$ ga teng bo'lgan oshiruvchi uzatma hosil bo'ladi. Ushbu konstruksiyaning yana bir afzalligi – qo'shimcha uzatmalar qutisini o'rnatish uchun asosiy uzatmalar qutisining konstruksiyasi deyarli o'zgartirilmaydi.

Pasaytiruvchi quti (demultiplikator)ning quyi pog'onada uzatish soni 1,25 dan ancha katta bo'ladi, shuning uchun u asosiy uzatmalar qutisidan keyin o'rnatiladi, chunki agar u oldin o'rnatilsa, asosiy uzatma qutisining detallari qo'shimcha qutining quyi pog'onasini uzatish soniga ko'paytirilgan dvigatelning maksimal burovchi momentiga bardosh bera olishlari kerak. Ular esa bunday momentga hisoblanmagan va tezda ishdan chiqishi mumkin. Demultiplikator 2 yoki 3 pog'onali bo'ladi, shuning uchun pog'onalar sonini 2 yoki 3 marta oshiradi va diapazonni kerakli darajada kengaytiradi

3.3-§. Tarqatish qutilari

Agar qo'shimcha quti alohida o'rnatilib, unda burovchi momentni taqsimlash imkoni mavjud bo'lsa u tarqatish qutisi deb ataladi. Tarqatish qutisi yuqori o'tag'onlikka ega bo'lgan avtomobillarda o'rnatilib, ko'priklar orasida burovchi momentni taqsimlab turadi va shu bilan avtomobilni o'tag'onligini oshiradi.

Tarqatish qutisiga quyidagi talablar qo'yiladi:

- *tortish kuchini o'qlarga tushadigan og'irliklarga mos ravishda taqsimlash va tortish kuchini to'la ishlatilishini ta'minlash;*
- *transmissiyada parazit quvvatlarning hosil bo'lishini oldini olish;*
- *umumiy talablar.*

Tarqatish qutilari pog'onalar soniga ko'ra: bir, ikki, uch pog'onali; yetaklanuvchi vallarning joylashishiga ko'ra: bir o'qda joylashgan va bir o'qda joylashmagan; yetaklanuvchi vallarning yuritmasiga ko'ra: bloklanadigan yoki differentsiallangan turlarga bo'linadi.

Etaklanuvchi vallari bir o'qda joylashgan taqsimlash qutilari nisbatan keng ishlatiladi. Ularni afzalligi bir qator (o'zaro almashtiriladigan) asos uzatmalar bilan konstruktsiyasini o'zgartirmasdan ishlatila olinishida.

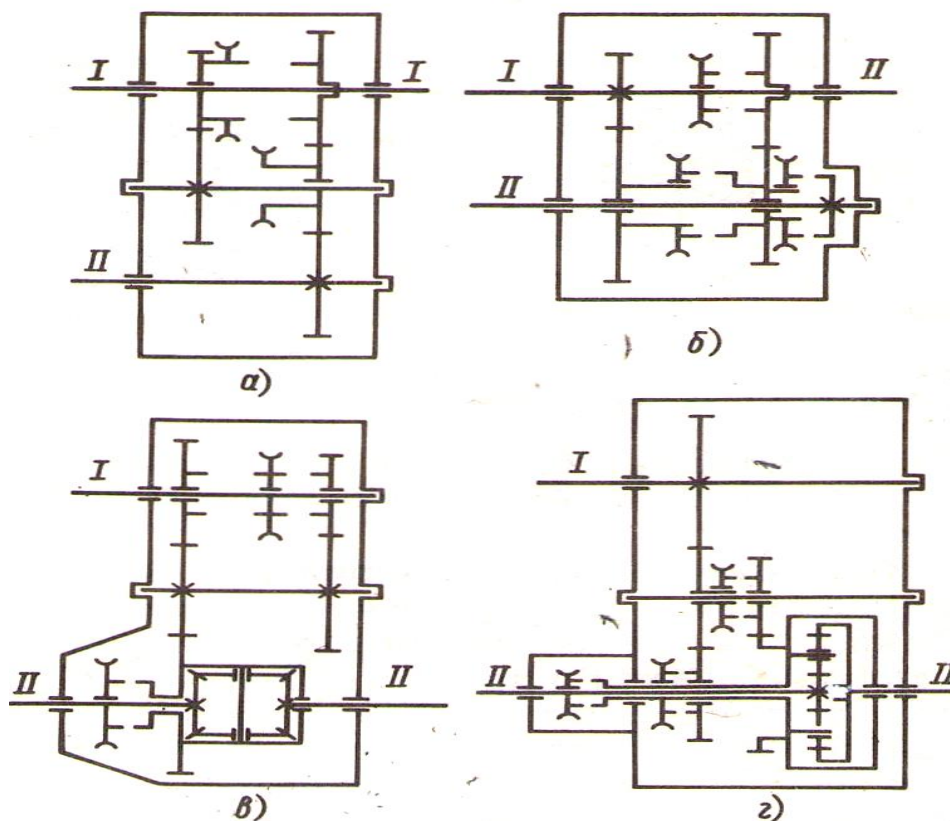
Etaklanuvchi vallari bir o'qda joylashmagan tarqatish qutilari ixcham, yengil, FIKi yuqoriroq va kamroq shovqin chiqaradi.

Bloklanadigan differentsiallarni ishlatilishi yomon yo'llarda ilashish shartidan kelib chiqqan holda tortish kuchidan to'liq foydalanishga imkon beradi. Lekin bu holda transmissiyada parazit quvvat paydo bo'lishi mumkin. Shuningdek, bloklanadigan taqsimlash qutilari, avtomobil yaxshi yo'lda harakatlanayotganda parazit quvvatni oldini olish uchun, albatta old ko'priknı uzadigan qurilmaga ega bo'lishi kerak.

Oldi va orqa g'ildiraklarning yuritmalari differentsiallangan bo'lishligi maqsadida taqsimlash qutisida o'qlararo simmetrik yoki nosimmetrik differentsiallar ishlatilishi mumkin.

Tarqatish qutilarida simmetrik differentsiallar o'rnatiladi, agar ikki o'qli to'la yuritmalı yuqori o'tag'onli yuk avtomobilning orqa va oldi o'qlariga og'irligi taxminan teng taqsimlansa. Bu holda majburiy bloklash yuritmasiga ega simmetrik differentsial va taqsimlash qutisi bitta korpusda o'rnatiladi. Avtomobil og'ir yo'l sharoitiga tushganda xaydovchi o'z o'rnidan maxsus yuritma yordamida tishli karetkani chap tomonga surib oldingi ko'priikka harakatni uzatish valini differentsial korpusiga bog'laydi va differentsialni bloklaydi. Bunday

konstruktsiyada avtomobilni oldi va orqa o'qlariga doimiy (yaxshi va yomon yo'llarda) burovchi moment etkazilib turiladi. Taqsimlash qutisida differentsialli mavjudligi, to'la yuritmalı avtomobillarni transmissiyasi uchun o'ta zararli bo'lgan parazit quvvatni paydo bo'lishiga yo'l qo'ymaydi.



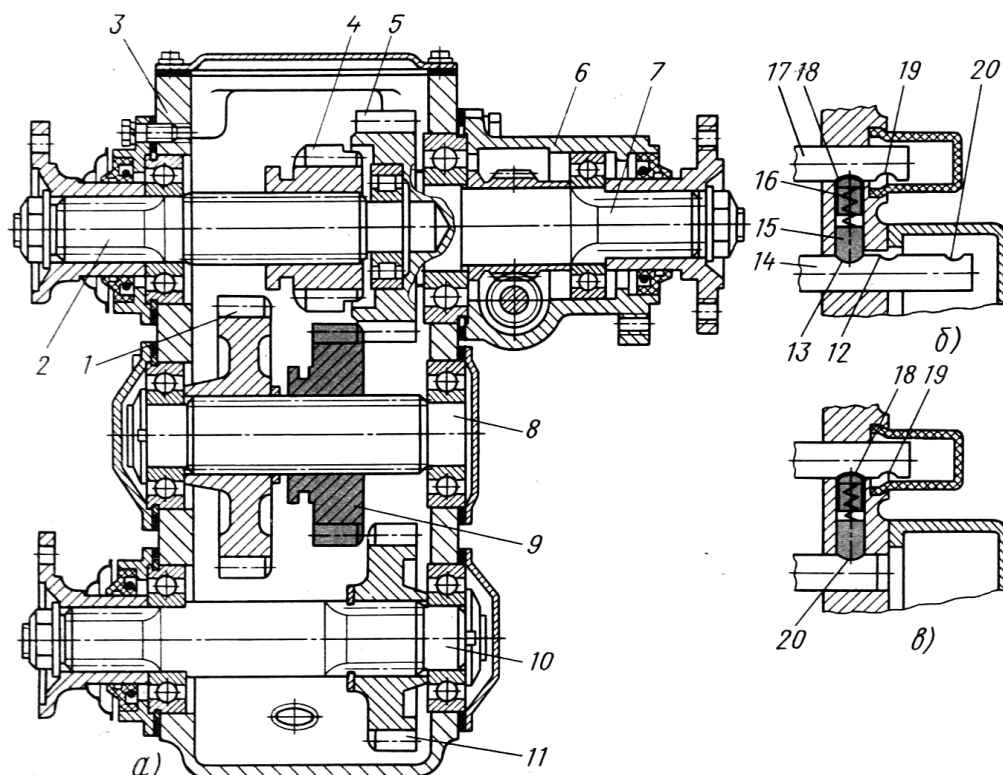
3.4- rasm. Taqsimlash qutilarining asosiy sxemalari

I-yetakchi val, II-yetaklanuvchi vallar

Bloklangan yuritmalı taqsimlash qutisining karteri ramaning ko'ndalang lonjeronida o'rnatiladi. Karterning ichida yetakchi val va orqa ko'prik yuritmasining vali sharikli podshipniklarda o'rnatiladi, shuningdek oraliq val, oldingi ko'prik yuritmasining vali joylashtiriladi. Bundan tashqari, yetakchi valning tayanchi bo'lib valning uchida joylashtirilgan tsilindrik rolikli podshipnik ham qatnashadi.

Shesternya o'ng tomonga surilib uning tishlari shesternyani ichki tishlari bilan tishlashganda taqsimlash qutisida ikkinchi uzatma (to'g'ri uzatma) ulanadi. Burovchi moment valdan bevosita valga uzatiladi, valdan esa orqa yetakchi ko'prikkaga uzatiladi. Shesternya ilashmada qatnashmaganligi uchun oldi ko'prikkaga burovchi moment uzatilmaydi.

Oldi ko'priikka burovchi momentni uzatish uchun shesternya o'ngga surilib shesternya bilan tishlashadi. Shunda burovchi moment yetakchi valdan shesternyalardan o'tib oldingi ko'priik yuritmasining valiga uzatiladi. Birinchi kuyi pog'ona shesternyani chapga surib shesternya bilan ilashishi natijasida ulanadi.



3.4- rasm. Bloklangan yuritmal taqsimlash qutisi.

Tarqatish qutisining pog'onalarni almashtirish mexanizmi bloklovchi qurilmaga – qulfga ega. Qulf oldingi ko'priik yuritmasi ulanmaganda taqsimlash qutisida birinchi uzatmani ulanishining oldini olib, orqa yetakchi ko'priik yuritmasini katta kuchlanishlardan saqlab, uning ishdan chiqish ehtimolini kamaytiradi. Qulf va polzunlar orasida karter kanalida o'rnatilgan mushtchalarlardan iborat.

Tarqatish qutisini boshqarish ikkita richag bilan amalga oshiriladi: polzun bilan ulangan uzatmalarni pog'onalarni ulovchi richag va polzun bilan ulangan oldingi ko'priikni qo'shuvchi richag. Oldingi ko'priikni qo'shish uchun ilashish muftasini ishlatish shart emas, chunki shesternyalarni burchak tezliklari deyarli teng. Ko'priklarga bloklangan yuritmal taqsimlash qutisi bilan avtomobil yaxshi

yo'lda harakatlanganda transmissiyada, g'ildirak radiuslari teng emasligi va yana bir qator sabablarga ko'ra, zararli parazit quvvat hosil bo'ladi. Shuning uchun avtomobil yaxshi yo'lga chiqqanda oldingi ko'priklarni yuritmasi darhol haydovchi tomonidan o'chirilishi kerak. Lekin haydovchi o'z ishini har doim ham vaqtida bajarmaydi. Hosil bo'lgan parazit quvvat transmissiya va dvigatellarga ortiqcha yuklanish beradi. Bu ushbu turdagi taqsimlash qutilarining kamchiligidir.

Yuqori o'tog'onli uch o'qli yuk avtomobillarda oldi ko'priklarga tushadigan vertikal yuklanish orqali qo'shalok ko'priklarga tushadigan yuklanishning taxminan yarmiga teng. Shuning uchun taqsimlash qutisi burovchi momentni ko'priklarga shu nisbatda taqsimlashi kerak. Bunday nisbatda tarqatish uzatmada o'rnatilgan nosimmetrik differentsial yordamida amalga oshiriladi.

3.4-§. Uzatmalar qutisidagi yuklanishlar

Tekshiruv hisoblari vallarning mustahkamligini aniqlashdan boshlanadi, chunki uzatmalar qutisining ish jarayonida avvalo shesternyalarning to'g'ri ilashishi muhim ahamiyatga ega, bu esa o'z navbatida vallarning mustahkamligiga bog'liqdir. Shuning uchun ko'p hollarda vallarning mustahkamlik zahira koeffitsienti 5-10 atrofida bo'ladi. Odatda vallarni hisoblash ikkilamchi valni hisoblashdan boshlanadi. [5]

Vallarni mustahkamlikka hisoblash uchun ulardagi yuklanishlarni ikkita hisoblash rejimlarida aniqlash kerak:

Birinchi hisoblash rejimi shu valdan o'tayotgan dvigatelning maksimal burovchi momentiga ko'ra:

$$M_p = M_{e\max} \cdot U'_{tp} \cdot \alpha, \text{ Nm}$$

bu erda: $M_{e\max}$ – dvigatelning maksimal burovchi momenti;

U'_{tp} – dvigateldan hisoblanayotgan valgacha bo'lgan uzatish soni;

α – momentning qanchasi hisoblanayotgan valdan o'tishini hisobga oluvchi koeffitsient;

Ikkinchi hisoblash rejimi - yetakchi g'ildiraklarning yo'l bilan ilashish momentiga ko'ra

$$M_{p\varphi} = G_{cy} \cdot \varphi_{\max} \cdot \frac{r_k}{U'_{mp} \cdot \eta'_{mp}}$$

bu erda: G_{cy} – avtomobil tezlanayotganda o'zgarishini hisobga olgan holda yetakchi g'ildiraklarga tushadigan avtomobilning og'irligi;

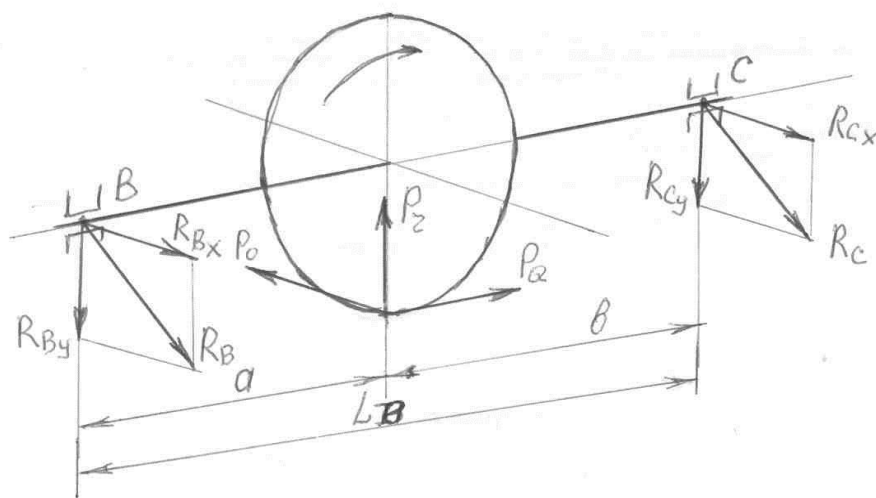
$\varphi_{\max} = 0,7 \dots 0,8$ – maksimal ilashish koeffitsenti;

U'_{mp} – yetakchi g'ildiraklardan shu valgacha bo'lgan uzatish soni;

η'_{mp} – yetakchi g'ildiraklardan shu valgacha bo'lgan foydali ish koeffitsenti;

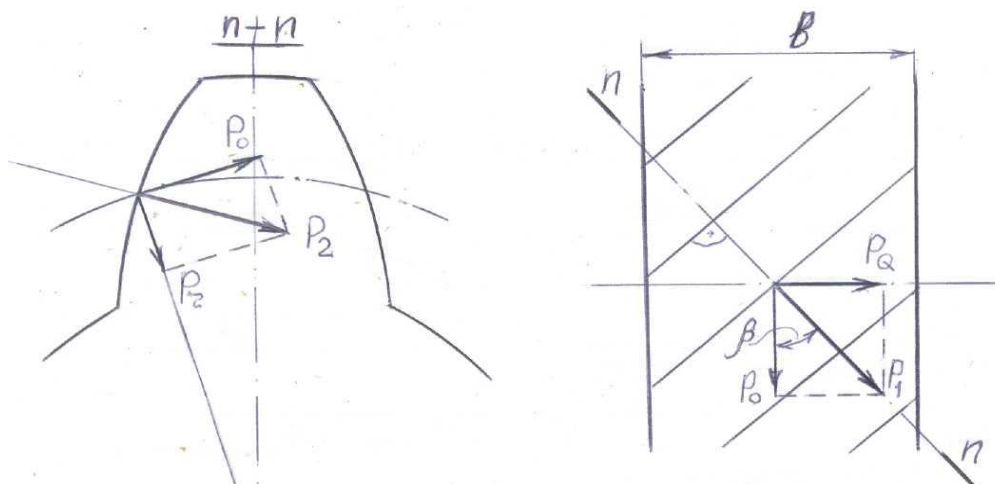
r_k – yetakchi g'ildirakning radiusi.

Ikkala aniqlangan momentlardan mustahkamlikka hisoblash uchun kattasi qabul qilinadi.



3.11-rasm. Ikkilamchi valni hisoblash sxemasi.

Tishli ilashmada ta'sir etuvchi kuchlarni aniqlayotganda tishlar orasidagi ishqalanish hisobga olinmaydi. Shunda ilashgan tishlar orasida hosil bo'ladigan kuchlar ish yuzalariga perpendikulyar (normal) yo'nalgan bo'ladi. Normal ta'sir etuvchi kuchlar kontakt chizig'i bo'ylab tekis taqsimlangan deb hisoblab, ular kontakt chizig'i markaziga qo'yilgan teng ta'sir etuvchi kuch bilan almashtiriladi. Tishli ilashmada vertikal va gorizontallarda ta'sir etuvchi kuchlar 3.8-rasmda ko'rsatilgan.



3.8-rasm. Tishli ilashmada ta'sir etuvchi kuchlar sxemasi.

Ilashmada ta'sir etuvchi kuchlar quyidagicha aniqlanadi:

$$P_0 - \text{aylanma kuch; } P_0 = \frac{2M_e}{D_d};$$

$$P_r - \text{radial kuch; } P_r = P_1 \tan \alpha;$$

$$P_Q - \text{shesternya o'qi bo'ylab ta'sir etuvchi kuch; } P_Q = P_0 \tan \beta;$$

bu erda: M_e -shesternyaga etib kelgan dvigatelning maksimal momenti;

$$M_e = M_{e_{\max}} U$$

U -shesternyagacha bo'lgan uzatishlar soni;

α -ilashish burchagi (odatda 20°);

β - tishlarning qiyalik burchagi;

D_d -shesternyaning boshlang'ich diametri. Hisoblarda bo'luvchi diametrga teng deb olinadi.

$$P_1 = \frac{P_0}{\cos \beta}; \quad P_2 = \frac{P_1}{\cos \alpha};$$

Transmissiyaning barcha detallarini mustahkamlikka hisoblaganda FIKq1 ga teng deb olinadi. Val tayanchlarining reaksiyasini X (gorizontal) va Y (vertikal) tekisliklardagi tashkil etuvchilarini topish uchun tayanchlarga nisbatan shu tekisliklarda momentlar tenglamalari tuziladi.

$$\sum M(B)_x = R_{cx} \cdot L - P_0 \cdot a = 0 \text{ bundan } R_{cx} = \frac{P_0 \cdot a}{2} \text{ va } R_{ax} = P_0 - R_{cx}$$

Tayanchlarning reaksiyalari vektorlarni qo'shish usuli bilan topiladi.

$$R_B = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2}; R_c = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{cy}^2}$$

Valning havfli qirqimini aniqlash uchun eguvchi va burovchi momentlar epyuralari quriladi. Epyuralar qurish usullari “Materiallar qarshilishi” fanida batafsil o’tilgan, buning uchun valni shartli ravishda qirqimlarga bo’lib shu qirqimlarda ta’sir etuvchi momentlar hisoblanadi va ma’lum bir masshtabda epyuralar quriladi. Burovchi moment epyurasi $M_\phi = P_0 r = const$ va shesternya tagidan “C” tayanchgacha bir tekis bo’ladi, chunki ik-kilamchi valda moment shesternyadan chiqishga, ya’ni “C” tayanch tomon uzatiladi.

Bu epyuralarda o’zaro perpendikulyar X va Y tekisliklarda R_x va R_y tayanch reaksiyasining tashkil etuvchilari qurilgan. Epyuralardan ko’rinib turibdiki, eng katta yuklanish $I-I$ qirqimga ta’sir etadi, shu qirqim tekshirilishi lozim. Eguvchi va burovchi momentlar bir paytda ta’sir etganda ekvivalent moment aniqlanadi.

$$M_\phi = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_b^2};$$

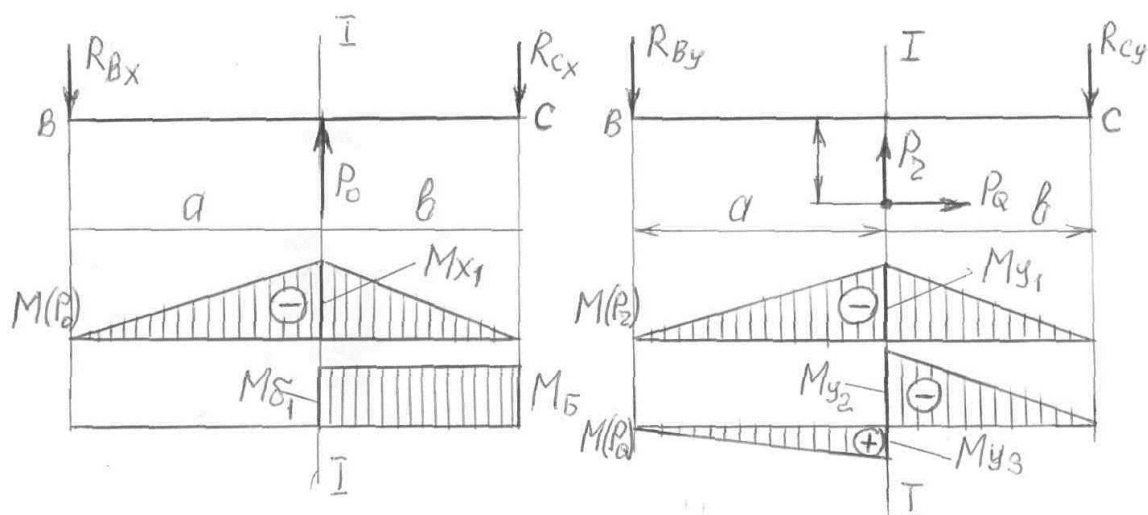
M_x va M_y ni aniqlash uchun epyuradagi momentlarning maksimal qiymatlari algebraik qo’shiladi. Keltirilgan misolda

$$M_x = M_{x1}; M_y = M_{y3} - M_{y1} - M_{y2}; M_b = M_{b1},$$

$$\text{Endi ekvivalent kuchlanish hisoblanadi: } \delta_\phi = \frac{M_\phi}{W_N};$$

bu erda: $W_N = \frac{\pi d_{cp}^3}{32}$ - to’la qirqimni egishga qarshilik momenti.

$$d_{cp} = \frac{D+d}{2} \text{ - qirqimning o’rtacha diametri.}$$

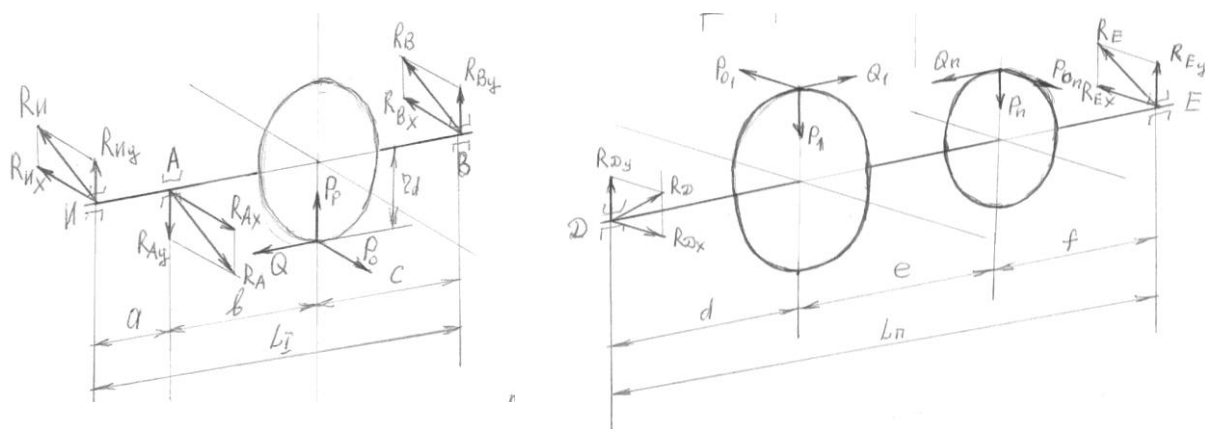


3.13-rasm. Ikkilamchi val momentlarining epyuralari.

Zamonaviy uzatmalar qutisining quyi pog'onalari uchun $\delta_3 \leq 400$ MPa

Agar shlitsali qirqimning mustahkamligi tekshirilsa, val diametri deb shlitsaning eng kichik diametri qabul qilinadi.

Uzatmalar qutisining barcha vallari yuqorida keltirilgan usulga ko'ra hisoblanadi. Birlamchi va oraliq vallarning hisoblash sxemalari quyidagicha:



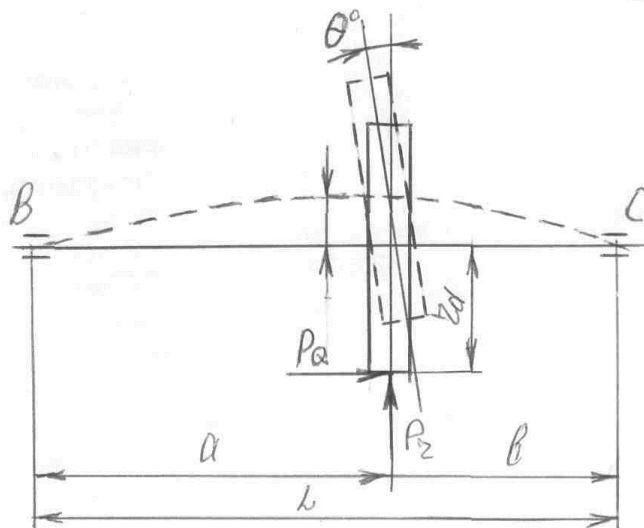
3.14-rasm. Birlamchi va oraliq vallarni hisoblash sxemasi.

3.5-§. Uzatmalar qutisini tekshirish va hisoblash

Vallarni egilishi maksimal burovchi moment uzatilayoganda me'yoridan oshmasligi kerak. Ikki tayanchli valning egilish sxemasi 4.15-rasmda keltirilgan. Valning radiusi va o'qi bo'ylab yo'naltirilgan kuchlar ta'sirida shesternya tekisligida egilishi quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$Y = P_r \cdot \frac{a^2 \cdot b^2}{3 \cdot L \cdot E \cdot J} - P_Q \cdot \frac{a \cdot b \cdot (b-a) \cdot r_d}{3 \cdot L \cdot E \cdot J}$$

$$\text{Valning buralish burchagi: } \theta^0 = P_Q \cdot r_d \cdot \frac{a^2 - a \cdot b + b^2}{3 \cdot L \cdot E \cdot J} - P_r \cdot \frac{a \cdot b \cdot (b-a)}{3 \cdot L \cdot E \cdot J};$$



3.15-rasm. Ikki tayanchli valning egilish sxemasi
(oraliq va ikkilamchi val).

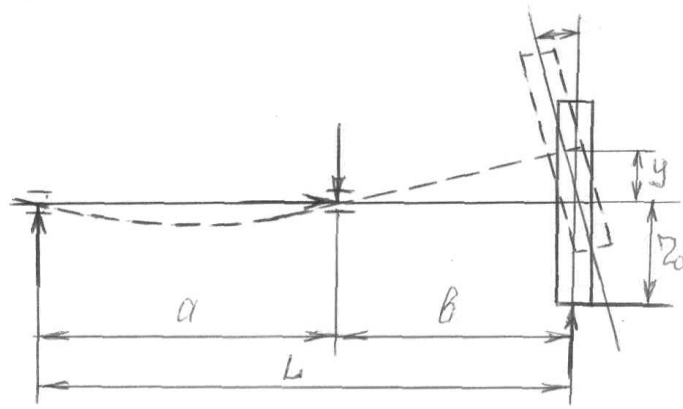
Trubasimon valning egilishi odatda hisobga olinmaydi. Bu holda vallarni bir-biridan qochishi (oraliq va ikkilamchi vallarning yig'indi egilishi) ikkilamchi valning egilishiga qarab aniqlanadi. Ko'pincha bu valning qattiqligi vallar orasida eng kichigi bo'ladi.

Yaratilgan konstruksiyalarda ikkilamchi valni to'liq egilishi dvigatelning maksimal momentini uzatayotganda 0,13-0,15 mm atrofida yuqori uzatmada va 0,15-0,23 mm quyi uzatmalarda bo'ladi. Yuklanish ta'sirida shesternyaning maksimal qiyshayishi 0,001-0,002 radiandan oshmasligi kerak.

Konsol o'rnatilgan valning shesternya tekisligida egilishi quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$Y = R' \cdot \frac{b^2 L}{3 E J} - Q \cdot \frac{r_d b (2a + 3b)}{6 E J}$$

bu erda: R' – ikkilamchi val oldingi tayanchining reaksiyasini hisobga olgan radial yuklanish.



3.16-rasm. Konsol o'rnatilgan valning egilish sxemasi (birlamchi val).

Shesternyaning egilish burchagi:

$$\theta = R' \frac{b(2a + 3b)}{6EJ} - Qr_d \frac{a + 3b}{JEJ}$$

Masalan, ikkinchi pog'ona ulanganda ikkilamchi valning egilishi quyidagicha:

$$Y = \sqrt{R_1^2 + P^2} * \frac{a^2 b^2}{3LEJ} - Q \frac{ab(b-a)r_d}{JLEJ}$$

bu erda: $E = 2,1$ – birinchi turdagi bikrlilik moduli.

$J = \frac{\pi d^4}{64}$ - valning shesternya o'rnatilgan joyining inertsia momenti.

Shesternyalarni hisoblash.

1. Shesternya tishlarini egilishga mustahkamligini quyidagi formula bo'yicha aniqlaymiz:

$$\delta = \frac{M}{r_d \cdot Y \cdot b \cdot t_s \cdot \cos \beta}$$

bu erda: M – hisoblanayotgan shesternyadagi burovchi moment;

b – shesternyaning kengligi;

Y – tish shaklining koefitsienti;

t_s – yon tomon qadami.

Tish shakli koefitsienti qiya tishli shesternyalar uchun to'g'ri tishli shesternyaning amaldagi ekvivalent tishlar soniga ko'ra aniqlanadi:

$$Z_\phi = \frac{Z}{\cos^3 \beta}; \quad Y = 0,174 - \frac{1}{Z_\phi};$$

Shesternya tishlarining yon tomon qadami quyidagicha aniqlanadi:

$$t_s = \pi \cdot m_s = \pi \frac{m_n}{\cos \beta};$$

Mavjud konstruktsiyalarning shesternyalari uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar 1...2- pog'onalarda $[\delta] = 400 \div 900$ MPa, 3...5-pog'onalarda $[\delta] = 200 \div 400$ MPa.

2. Shesternyalarning kontakt mustahkamligini hisoblash: bunday hisoblash ilashish polyusida hosil bo'ladigan solishtirma bosimga ko'ra o'tkaziladi va quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

$$K = 0.418 \cos \beta \sqrt{\frac{PE}{b \cos \alpha \sin \alpha \left(\frac{1}{r_{d_1}} - \frac{1}{r_{d_2}} \right)}};$$

bu erda: P – aylana kuch;

r_{d_1}, r_{d_2} – ilashgan shesternyalarning boshlang'ich aylanalarining radiuslari.

K – shesternyalar uchun ruxsat etilgan kontakt yuklanish. (to'g'ri tishli shesternyalarga 1500-300 MPa va qiya tishli shesternyalar uchun 1000-2500 MPa).

Podshipniklarni tanlash hisobi.

Podshipniklarni hisoblash ularning uzoq muddat ishlashini keltirilgan formula yordamida aniqlash bilan cheklanadi:

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0.3}$$

bu erda: C – podshipnikning ishlash koeffitsienti;

n – podshipnikning ko'proq ishlaydigan uzatmada aylanishlari soni;

h – podshipnikning ishlash muddati, soat;

Q – podshipnikka ekvivalent radial yuklanish.

To'g'ri uzatmada 1 minutda aylanishlar soni quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$n = \frac{VU_0}{0.377r_k};$$

bu erda: V_a – avtomobil tezligi, km/soat da (yengil avtomobillar va avtobuslar uchun 60 km/soat va yuk avtomobillari uchun 40 km/soat deb qabul qilinadi)

U_0 – asosiy uzatmani uzatishlar soni;

r_k – g'ildirakning radiusi.

Podshipniklarni ishlash muddati kichik litrajdagil yengil avtomobillar uchun 100000 km, o'rta va katta klassdagil yengil avtomobillar va yuk avtomobillari uchun 160000 km, avtobuslar uchun 200000 km bo'lishi kerak.

Sinxronizatorni hisoblash.

Konus yuzasiga ta'sir etuvchi ishqalanish momenti: $M_r = \frac{Q\mu}{\sin \gamma} r$

bu erda: Q – sinxronizator korpusiga ta'sir etadigan suruvchi kuch (uzatmalar qutisini boshqarish richagidan hosil bo'ladi);

μ – friksion yuzaning ishqalanish koeffitsenti;

γ – konus xalqaning konus yuzasining burchagi $\gamma = 6 - 12^\circ$;

r – konusning o'rtacha radiusi sinxronizatorning chizmasidan olinadi.

Ishqalanish koeffitsenti μ detallar yuzalariga ishlov berilganligiga, moy turiga va boshqa bir qator omillarga bog'liq bo'lib, po'lat-bronza va po'lat-latun yuzalar uchun 0,05 – 0,1 ga teng. Konus burchagi γ tiqilib qolishining oldini olish uchun $7 - 8^\circ$ qabul qilinadi.

Quyi pog'onadan yuqori pog'onaga o'tishida dvigatelning burchak tezligi yuqori pog'onadan quyi pog'onaga o'tishdagidan ko'ra ancha yuqori bo'ladi. Shu sababli hisoblash uchun yuqori pog'onaga o'tish qabul qilinadi.

Sinxronizator burchak tezliklar tenglashishi uchun ishqalanish momenti bo'lishi kerak.

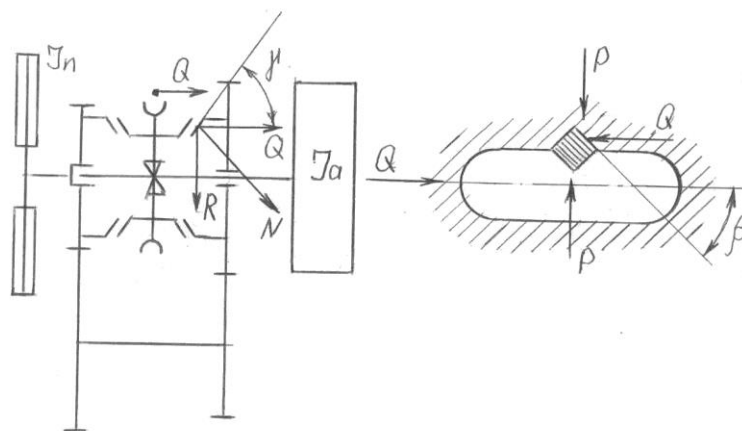
$$M_r = \left[\frac{\pi n_g}{30} \left(\frac{1}{U_{k+1}} - \frac{1}{U_k} \right) + \varpi_0 t \right] \frac{J}{t};$$

bu erda: n_g – dvigatelning aylanishlar chastotasi;

U_{k+1}, U_k – ulanayotgan va uzilayotgan pog'onalarni uzatishlar soni;

t – sinxronizatsiya vaqti, s;

J – ilashish muftasini yetaklanuvchi qismlarining yig'indi inertsia momenti.



3.17-rasm. Sinxronizatorni xisoblash sxemasi.

Sinxronizatorning friktsion xalqalarida bo'ladigan ishqalanish ishi:

$$L = \frac{M_r \cdot J}{2} \cdot \frac{\left(\frac{1}{U_{k+1}} - \frac{1}{U_k} \right)^2}{M_r - W_0 J} \cdot \left(\frac{\pi m_q}{30} \right)^2;$$

Aniqlangan ishqalanish ishini konus xalqasi yuzasiga nisbati yengil avtomobillar uchun $0,3-0,15 \frac{MK}{M^2}$ va yuk avtomobillari uchun $0,5-0,4 \frac{MK}{M^2}$ bo'lishi kerak. Pog'ona to'la ulanmaguncha sinxronizatorni bloklovchi shtifti chiqib ketishini oldini olish uchun shtiftning qiyalik burchagi quyidagi tengsizlikka rioya qilishi kerak:

$$Ctg\beta < \frac{M \cdot r}{r \cdot \sin \gamma} + \mu_1$$

bu erda: μ_1 – shtift va korpus orasidagi ishqalanish koeffitsenti. $\mu_1 = 0,06 - 0,1$.

Sinxronizatorning detallarini bir pog'ona ulanishida qizishi quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$\Delta T = \frac{\gamma_c L_c}{MC}, C^\circ;$$

bu erda: $\gamma_c = 0,5$ – issiqlikni qismlarga taqsimlanish koeffitsenti;

M – sinxronizatorning massasi;

C – po'latning issiklik sig'imi.

Bir ulanishda sinxronizatorning harorati $15...30^0$ dan oshmasligi kerak.

3.5 – §. Pog'onasiz uzatmalar

Uzatmalar qutisini taxlilida ko'rsatildiki, transmissiya tarkibidagi uzatmalar qutisi berilgan yo'l sharoitida eng katta tortish kuchini va eng kam yonilg'i sarfini ta'minlashi uchun uning uzatishlar soni tezlik oshishi bilan pog'onasiz giperbola qonuniga binaon ($U_{uq} = \frac{A}{V_a}$) kamayib borishi kerak. Giperbola ko'rinishidagi tavsifni faqat pog'onasiz uzatma yordamida amalga oshirish mumkin. Ushbu uzatma yetakchi valning o'zgarmas burchak tezligi va burovchi momentida yetaklanuvchi valning burovchi momenti va burchak tezligi avtomobilning harakat tezligi bilan bog'liq ravishda uzluksiz o'zgarishini ta'minlaydi.

Bunday xususiyatga ega uzatmalar qutisining uzatish soni quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{uq} = \frac{\omega_N \cdot r_k}{U_0 \cdot V_a}$$

Agar ifodadagi $B = \frac{\omega_N \cdot r_k}{U_0}$ deb belgilasak, $U_{uq} = \frac{B}{V_a}$ hosil bo'ladi, u esa yana giperbolaning formulasidir, ya'ni ikkala ifoda ham sifat jihatidan bir xil bo'lib giperbolani tasvirlaydi.

Pog'onasiz uzatmalarning tasnifi va ularga ko'yiladigan talablar.

1) Ishchi jismga ko'ra:

- *gidravlik (gidrodinamik, gidrostatik)*
- *elektrik (o'zgarmas tok, o'zgaruvchan tok)*
- *mexanik (friksionli, impulsli)*

2) Quvvatni uzatish usuliga ko'ra:

- *quvvat oqimini bo'lmasdan (bir oqimli)*
- *quvvat oqimini ikkiga bo'lib (ikki oqimli)*

3) Uzatish sonining o'zgarishiga ko'ra:

- *uzatish sonini o'zgartiruvchi ichki avtomatizmining mavjudligi*

- *uzatish sonini o'zgartirish uchun tashqi moslama mavjudligi*
- *uzatish sonini kombinatsiyalashtirilgan o'zgartirish usulining mavjudligi*

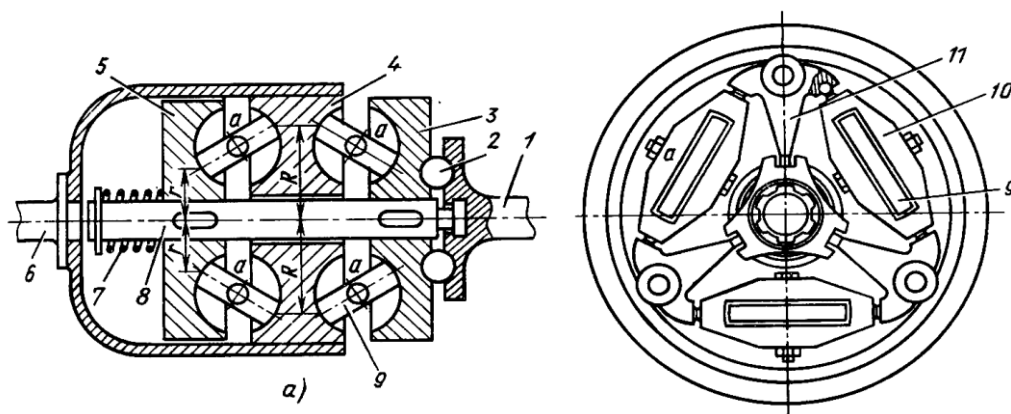
Pog'onasiz uzatma o'z vazifasini to'liq va samarali bajarish uchun quyidagi funktsional talablarga javob berishi kerak:

1. Qanday usulda ishlashidan qat'iy-nazar uzatish sonini kerakli diapazonda o'zgarishini ta'minlashi;
2. Ishchi diapazonida FIK yuqori bo'lishi kerak;
3. Minimal massa va o'lchamlarga ega bo'lishi kerak;
4. Texnologiyaga mos va arzon narxga ega bo'lishi kerak.

Mexanik friksion pog'onasiz uzatmalar

Mexanik friksion pog'onasiz uzatmalar (ular ko'pincha variatorlar deb ataladilar) yetakchi va yetaklanuvchi qismlar orasidagi bog'lanishga ko'ra bevosita kontaktli va pona-tasmali bo'ladi. Bunday uzatmalarda mexanik harakatni uzatish uchun ishqalanish kuchidan foydalaniladi. Friksion uzatmalarda ichki avtomatizm yo'q, uzatish sonini o'zgartiruvchi maxsus avtomat boshqaruv tizimlari kerak. Bundan tashqari harakatni boshlash uchun ilashish muftasi kerak.

Friksion kontaktli uzatma. 3.9-rasmda bevosita kontaktli pog'onasiz uzatma keltirilgan. Kichik yengil avtomobillarida o'rnatilgan. Bundan tashqari, ushbu uzatma stanoksozlikda keng qo'llaniladi. Etakchi val 1 bilan sharikli yuklovchi qurilma yordamida bog'lik bo'lgan val 8 da yetakchi disklar 3 va shponkalar 5 o'rnatilgan. Disklar o'qi bo'ylab harakatlanishlari mumkin. Disklar orasida o'zining o'qlariga nisbatan erkin aylanadigan roliklar 9 o'rnatilgan. Uzatmani barcha elementlari prujina 7 bilan bir-biriga siqilgan. Siqish kuchi uzatilayotgan burovchi momentga proporsional. Burovchi moment oshishi bilan shariklar o'zgaruvchan qirqimli arikchalardan g'ildirab val 8 ni suradi va prujina 7 ni siqadi. Shu tufayli disk va rolik orasida kontakt kuchi oshadi. Uzatmada bir vaqtda ikkita tor ishlashi uning o'lchamlarini kichiklashtirib, yetaklanuvchi valda o'q bo'ylab ta'sir etuvchi kuchlarni muvozanatlaydi.



3.18-rasm.Friktsion kontaktli variator.

1- yetakchi val; 2-shariklar; 3 va 5-yetakchi disklar; 4-yetaklanuvchi disk; 6-yetaklanuvchi val;
7-prujina; 8-val; 9-roliklar; 10- rolikning ayrilari; 11-richag.

Yetakchi diskni aylanishi roliklar orqali yetaklanuvchi diskka o'tadi. Shunda uzatish soni:

$$u_{\text{var}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{S \cdot R_2}{R_1}$$

bu erda: S – ishqalanuvchi kontaktlar yuzasida nisbiy sirpanish;

R_1, R_2 – tegishli ravishda yetakchi va yetaklanuvchi disklarni radiuslari.

Uzatish soni birdan kichik bo'lishi mumkin, roliklar gorizontal o'qqa parallel joylashganda uzatmani uzatish soni 1 ga teng bo'ladi. Variatorning uzatish soni roliklarni disklarga nisbitan joylashishiga bog'lik. Variatorning umumiy FIKti 0.90..0.94 atrofida. Ish muddati kontaktlarda kuchlanish 2000...3000MPa bo'lganda ko'p emas. Kuchlanish 800...1000MPa ga tushirilganda keskin oshadi, lekin bunda uzatmani o'lchamlari avtomobilda o'rnatib bo'lmaydigan darajada oshadi.

Friktsion pona tasmali uzatma. Bunday uzatmali avtomobillar soni dunyodagi avtomobillarning umumiy sonidan taxminan 2% tashkil etadi. Uzatmani ish printsipli pulat tasma o'rnatilgan yetakchi va yetaklanuvchi shkiylarni kengayishi va torayishi mumkinligiga asoslangan. Shkiylarni kengaytirish va toraytirish ularning yarmini o'q bo'ylab surib amalga oshiriladi. Buning uchun ular gidrotsilindrlar bilan ulangan. Gidrotsilindrlarga moyni bosim ostida tizimda o'rnatilgan maxsus moy nasosi haydaydi. Shkiyning yetakchi qismiga harakat umumiy karterda joylashtirilgan planetar reduktor orqali bajariladi. U o'z

navbatida ko'p diskli tormoz mexanizmi va ko'p diskli ilashish muftasi orqali boshqariladi. Shu ilashish muftasi avtomobilni o'rnidan qo'zg'alishida ham ishlatiladi. Shkiv kengayayotganda po'lat tasmani shkiv o'qiga yaqinlashishiga, torayayotganda po'lat tasmani siqib chiqarilib, uni shkiv o'qidan uzoqlashishiga olib keladi. Uzatmani uzatish soni po'lat tasmani shkivlarda joylashish radiuslarini nisbati bilan aniqlanadi. Tsilindrik asosiy uzatmani harakatga keltirish uchun oraliq uzatma o'rnatilgan. Variatorning maksimal FIKi 0,9 dan oshmaydi, bu esa pog'onali mexanik uzatmalar qutisining FIKidan ancha past.

Yuqorida keltirilgan mexanik pog'onasiz uzatmalarning xususiyatlari quyidagicha:

Afzalliklari: - uzatish sonining pog'onasiz o'zgarishi.

Kamchiliklari: - uzatish sonini o'zgartiruvchi ichki avtomatizm yo'q;

- ishqalanish mavjudligi tufayli FIK ni past;
- uzatish sonini o'zgartirish diapazoni birmuncha kichik;
- konstruktsiyasi murakkab.

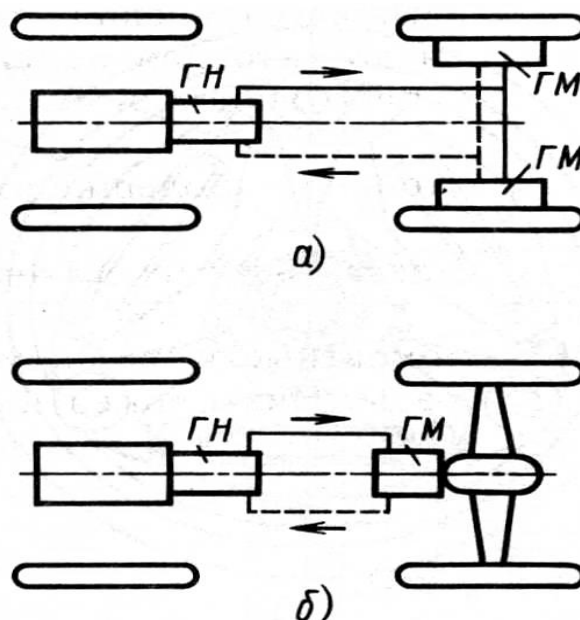
Gidravlik pog'onasiz uzatmalar. Ushbu uzatmalar avtomobillarda boshqa turdagi pog'onasiz uzatmalarga nisbatan ko'p ishlatiladi. Hidravlik pog'onasiz uzatmalar gidrostatik (gidroxajmli) va gidrodinamik turlarga bo'linadi.

Gidrostatik (gidroxajmli) pog'onasiz uzatmalar. Gidroxajmli uzatmalarda mexanik harakatni uzatish uchun yopiq hajmda siqilgan suyuqlikning statik energiyasidan foydalaniladi. Ular o'zaro trubkalar bilan birlashtirilgan avtomobil dvigateli aylantiriladigan gidronasos va yetakchi g'ildiraklar bilan bog'lik gidromotordlardan tashkil topgan. Gidromotor suyuqlikning statik bosimini hosil qilib, gidromotorga trubkalar orqali uzatadi, gidromotor esa shu bosimni mexanik harakatga aylantiradi. Suyuqlik oqimida uzatilayotgan quvvat oqim bosimini suyuqlikni sarfiga kupaytirib aniqlash mumkin:

$$N = \frac{H \cdot Q \cdot \rho \cdot g}{1000}$$

bu erda: ρ –suyuqlikning zichligi, kgG'm³;

Gidroagregatlarni konstruksiyasiga bog'liq ravishda tizimda bosim 10...50 MPa bo'lishi mumkin. Gidrohajmli uzatma harakatni to'g'ri (motordan g'ildiraklarga) va teskari (g'ildiraklardan motorga) ham uzatishi mumkin. Ushbu uzatmalar gidroagregatni konstruksiyasiga ko'ra vintli, shesternyali, parrakli (shiberli) va porshenli bo'lishi mumkin. Avtomobillarda asosan porshenlilarning ikki turi: radial-porshenli va aksial-porshenli ishlatiladi. Gidrohajmli uzatmalarda uzatish sonini o'zgarishi avtomatik ravishda kechmaydi. Shuning uchun maxsus mexanizmlar o'rnatiladi. 3.3-rasmda gidrohajmli transmissiyaning ikki varianti ifodalangan (a) gidromotorlar g'ildirakda o'rnatilgan, (b) gidromotor asosiy uzatmadan oldin o'rnatilgan.



3.19-rasm. Gidroxajmli yuritmal avtomobillar sxemalari

Gidrohajmli transmissiya quyidagi afzalliklarga ega:

- dvigateldan yetakchi g'ildirakka moment uzatilganda uzatish soni pog'onasiz o'zgaradi;
- transmissiyaga xos ilashish muftasi, kardan uzatma, asosiy uzatmalarning zaruriyati yo'q;
- transmissiyasi reversiv;
- avtomobil oldinga va ketinga yurayotganda uzatmalarda bir xil burchak tezligiga ega bo'lish mumkin;

- avtomobil pastlikka tushayotganda va tog'li yo'llarda uning reversivligi dvigatelni tormoz sifatida samarador ishlashini ta'minlaydi;
- transmissiya uchun $P_T = f(v_a)$ funktsiyasi giperbola ko'rinishida bo'lishi, avtomobilning eng maqbul tortish xususiyatini ta'minlaydi, joyidan qo'zg'alishi ravon bo'ladi, shig'ov olishi yaxshilanadi;
- gidrotizim hajmi yopiq bo'lib, ishchi suyuqlik sarfi kam.

Shu bilan birga gidrohajmli transmissiya kamchiliklarga ham ega:

- gidrohajmli uzatmalarda o'z-o'zini rostlash xususiyati yo'q;
- tutashgan qismlari katta aniqlik bilan tayyorlanishni talab etadi;
- ulovchi quvurlar (trubkalar) katta bosimda ishlaganda ishonchli emas;
- chidamliligi past;
- massa va o'lchamlari katta, tannarhi yuqori.

Konstruktsiyasiga ko'ra GN va GM (gidromotor) vintsimon shesternyali, parrakli va porshenli bo'lishi mumkin. Avtomobillarda asosan radial-porshenli (a) va aksialno-porshenli (b) gidroagregatlar o'z o'rnini topdi. Bunday uzatmalar avtomatik ravishda uzatish sonini o'zgartira olmaydi. Buning uchun uzatilayotgan suyuqlikni portsiyasini o'zgartiruvchi maxsus mexanizmlar mavjud.

Gidronasos va gidromotorning ish jarayoni shundayki, tizimdagi ishchi bosim 10...50 MPa ga etib, uzilib-uzilib o'zgaradi. Hidronasosda gidromotorlardan qaytayotgan ish suyuqligining bosimi keragidan ortiqcha bo'lib, 1 –1,2 MPa ni tashkil etadi.

Gidrohajmli transmissiyaning tavsiflari uning kinematik uzatish soni $-U_{gk}$, kuch uzatmasi uzatish soni $-U_{gkch}$, va f.i.k. $-\eta_g$ hisoblanadi. Ular quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{gk} = \frac{\omega_n}{\omega_m}, \quad U_{gkch} = \frac{M_m}{M_n \cdot \eta_g} = \frac{N_m}{N_n}$$

bu erda: ω_n, ω_m – gidronasos va gidromotorlarning burchak tezliklari, s^{-1} ;

M_n, M_m – gidronasos va gidromotor vallaridagi burovchi momentlar, $H \cdot m$;

N_n, N_m – gidronasos va gidromotor vallaridagi quvvatlar, kVt.

Gidrohajmli transmissiyaning f.i.k. $\eta_g = 0,85 \dots 0,89$ bo'ladi.

Elektrik pog'onasiz uzatmalar

Elektrik pog'onasiz uzatma katta yuk avtomobillarida ishlatiladi. Ular avtomobil dvigateli harakatga keltiradigan o'zgaruvchan yoki o'zgarmas tok ishlab chiqaradigan elektrogeneratordan va bitta yoki g'ildiraklarda o'rnatilgan elektromotorlardan va ular orasida elektrbog'liklarni ta'minlovchi simlardan iborat. Agar elektrodvigatel bitta bo'lsa u yetakchi g'ildiraklarni kardan uzatma, asosiy uzatma, differentsial va yarim o'qlar yordamida harakatga keltiradi. Elektrodvigatellar ikkita, yoki undan xam ko'p bo'lsa, ular g'ildiraklarda o'rnatiladi va g'ildirakmotor deb nomlanadi.

O'zgaruvchan tokda ishlaydigan generator va elektrodvigatellarni ishlatilishi afzal, chunki ularning o'lchamlari va massalari nisbatan kichik. Lekin ular keng ishlatilmaydi, chunki uzatish soni diapazonini katta bo'lishini boshqarish tizimi murakkab. Elektrik pog'onasiz uzatmalarning afzalliklari mo'ljallangan ishchi quvvatni oshishi bilan oshaveradi. Masalan, 800 kVt mo'ljallangan elektr uzatmaning og'irligi shu quvvatda ishlaydigan mexanik uzatmadan yengilrok bo'ladi. Bundan tashqari elektrik pog'onasiz uzatmalar quyidagi afzalliklarga ega:

- katta quvvat uzatilishi mumkin;
- joylashtirilishi qulay;
- avtomobilni boshqarish ancha yengillashadi;
- kerak bo'lganda sekinlashtiruvchi (yordamchi) tormoz rejimida ishlaydi;
- avtomobilning o'tag'onligini oshiradi;
- dinamik yuklanishlar yo'qligi natijasida dvigatelning ish resursi oshadi.

Shu bilan birgalikda bir kator kamchiliklar ham mavjud:

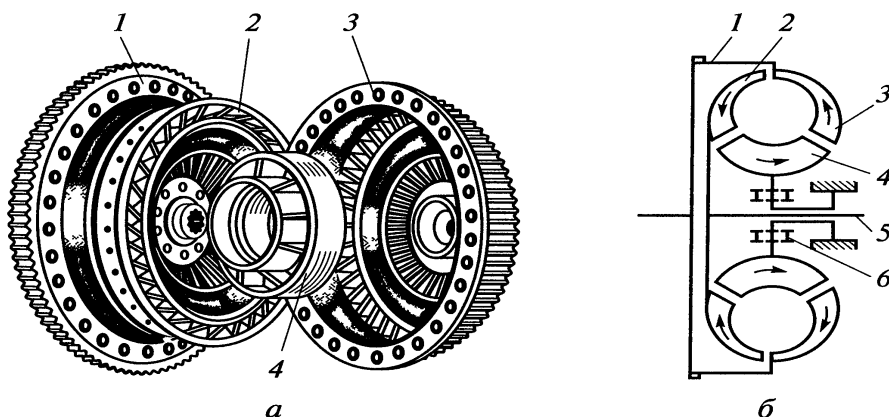
- FIK optimal rejimlarda 0,85 dan oshmaydi, shu tufayli yonilg'i sarfi 15-20 % ga oshadi;
- kichik quvvatlarga mo'ljallangan elektruzatmalar mexanik uzatmalarga nisbatan anchagina og'ir;
- rangli metallar ishlatilgani uchun bunday transmissiya nisbatan qimmat.

Gidrotransformatorlar

Gidrodinamik uzatmalarda mexanik harakatni uzatish katta tezlik bilan harakatla-nayotgan suyuqlikning kinetik energiyasi yordamida amalga oshiriladi. Bunday gidroqurilmalar gidrotransformatorlar deb nomlanadi.

Oddiy gidrotransformatorlar uchta g'ildirakdan: dvigatelning tirsakli vali bilan aylanadigan nasos g'ildiragi, avtomobilni etaklovchi g'ildiraklari bilan bog'lik bo'lgan turbina g'ildiragi va qo'zg'almas o'rnatilgan reaktor g'ildiraklaridan tashkil topgan.

Gidrotransformatorlarning ichki hajmi suyuqlik bilan to'ldirilgan. G'ildiraklar parraklarga ega. Avtomobil dvigateli nasos g'ildirakni aylantirganda uning parrakari, markazdan qochma nasos singari, suyuqlikni markazdan chetga qaratib otadi va suyuqlik borib turbina parraklariga uriladi. Suyuqlik turbina g'ildiraklariga gidravlik urilishdan so'ng undan o'tib reaktor g'ildiragining parraklariga uriladi va undan so'ng yana nasos parraklari bilan markazdan chetga otiladi. Shu tarzda suyuqlik to'liq aylanadi. (rasmda strelkalar bilan ko'rsatilgan)



3.20-rasm. Gidrotransformator:

*a- gidrotransformator; b-sxemasi; 1- dvigatel maxoviki;
2- trubina g'ildiragi; 3- nasos g'ildiragi; 4-reaktor g'ildiragi;
5-val; 6-erkin yurish mufta.*

Strelkalar bilan ko'rsatilgan yo'naliqda suyuqlik uzluksiz halqasimon oqim hosil qiladi. Shuning uchun gidrotransformatorlarni ish jarayoni quyidagi xususiyatlarga ega:

1) gidrotransformatorlarning ishchi g'ildiraklari orasidagi kuch va kinematik bog'likliklar to'g'ridan-to'g'ri emas, faqat ishchi suyuqlik vositasida amalga oshiriladi.

2) gidrotransformatorlarni ichki bo'shlig'ini to'ldirgan suyuqlik bir payta hamma ishchi g'ildiraklar bilan bog'liklikda bo'lgan halqasimon oqimni tashkil etadi

3) suyuqlikni halqasimon aylanishi, ishchi g'ildiraklar orasida kuch bog'liqlarni bo'lishi, hech bo'lmaganda bitta g'ildirak aylanganda vujudga keladi.

Gidrotransformatorlar quyidagi afzalliklarga ega:

- transport vositasi drossel va zarur bo'lganda tormoz pedali bilan boshqariladi;
- avtomobilning joyidan ohista qo'zg'alishi va shig'ov bilan harakatlanishini ta'minlaydi;
- massasi va o'lchamlari kichik;
- avtomobil qo'zg'alayotganda yetakchi g'ildirakning shataksirashini kamaytirib, uning o'tag'onligini yaxshilaydi;
- transmissiyada, aylanishdagi tebranishni so'ndirib, avtomobil dvigateli va transmssiyasi qismlarining eyilishini kamaytiradi.

Gidrotransformator uzatmaning kamchiligi konstruktsiyasining murakkabligi, f.i.k ning kichikligi va tannarxining balandligidir.

Gidrotransformatorning momentni o'zgartirib uzatishini 3.7b-rasm yordamida tushuntirish mumkin. Rasmda g'ildiraklarni halqasimon oqim bo'ylab kesib tekislikda yoyilgani keltirilgan. Nasos g'ildiragining parraklari suyuqlikni kirishdan chiqishga qarab haydaydi. Shu paytda suyuqlik molekulalari ikki tezlikga ega. Birinchi tezlik g'ildirak bilan birga va ikkinchi tezlik parraklar bo'ylab nisbiy tezlik. Molekulalarning absolyut tezligi ikki tezliklarni yigindisiga teng va rasmda ko'rsatilganday yo'naltirilgan. Nasos g'idragining parraklaridan chiqqan suyuqlik turbina parraklaridan oqib o'tadi va agar turbina to'xtagan bo'lsa bo'yicha yo'naltirilgan. Bu yo'nalish reaktor g'ildiragining parraklariga deyarli perpendikulyar yo'naltirilgan, suyuqlikni reaktor parraklariga urilishi kuchli kechadi. Shu tufayli reaktor g'ildiragiga katta burovchi moment ta'sir qiladi. Suyuqlik reaktor parraklaridan rasmda ko'rsatilgan yo'nalishda chiqib yana nasos g'ildiragiga kiradi va jarayon takrorlanadi. Agar suyuqlikni g'ildirak parraklariga ta'sirini kuzatsak quyidagini ko'ramiz: nasos g'ildiragiga chapga, chunki nasos

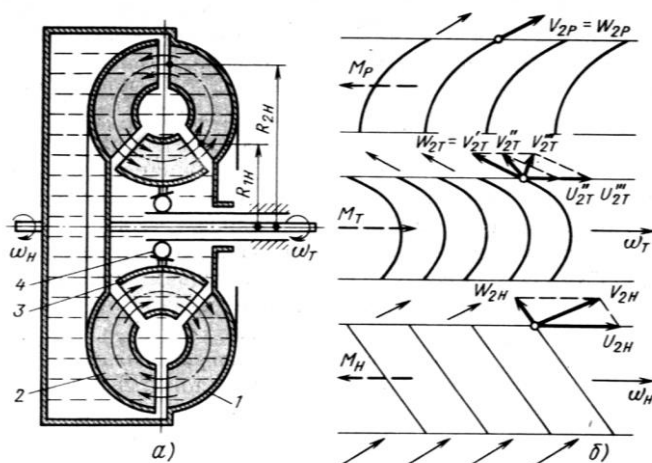
parraklari suyuqlikni oldinga surayapti. Turbina g'ildiragiga ta'siri o'ngga, chunki suyuqlik parraklarga urilyapti. Reaktor g'ildiragiga ta'siri chapga. (3.7-rasmda momentlar ta'siri uziq strelkalar bilan ko'rsatilgan).

Agar tizimda ta'sir etuvchi momentlar teng bo'lishini hisobga olsak quyidagi tenglamani yozish mumkin :

$$M_T = M_n + M_p$$

Tenglamadan ko'rinib turibdiki, turbina g'ildiragidagi burovchi moment nasosnikidan reaktor g'ildiragidagi momentga teng ravishda oshdi.

Agar turbina g'ildiragida burovchi moment etarli bo'lib, u harakatga kelsa u bilan birga aylanaetgan suyuqlikni ko'chma tezligi paydo bo'ladi va uning absalyut tezligini yo'nalishi rasmda ko'rsatilganday o'zgarib boradi. Endi turbinadan chiqqan suyuqlik reaktor parraklariga tik emas va turbinani aylanish chastotasi oshishi bilan tobora yotiq uriladi va bora-bora umuman urilmasdan urinma yo'nalishida kiradi. Bu esa suyuqlikni reaktor g'ildiragiga ta'sirini pog'onasiz kamaytirib boradi. Demak, gidrotransformatorlarni moment o'zgartirishi pog'onasiz kamayadi.



3.21-rasm. Gidrotransformatorlarda ta'sir etuvchi momentlar sxemasi.

Gidrotransformatorlarni baholovchi ko'rsatkichlar quyidagilar:

- uzatish soni – U_{gt} ;
- transformatsiya koeffitsienti – K ;
- foydali ish koeffitsienti (FIK)– η_{gt} ;

- nasos validagi moment koeffitsienti - λ_n ;
- shaffoflik koeffitsienti - P ;

GDT ning uzatish soni U_{gt} – turbina va nasos burchak tezliklarining nisbatidir.

$$U_{gt} = \frac{\omega_T}{\omega_n}$$

Transformatsiya koeffitsienti -turbina va nasos g'ildiraklaridagi momentlar nisbatidir.

$$K = \frac{M_T}{M_n}$$

K ning qiymati 2-4 atrofida. K ning eng katta qiymati turbina g'ildiragi to'htatilganda bo'ladi va K_0 deb belgilanadi. Zamonaviy gidrotransformatorlarda $K_0 = 3 \div 5$ atrofida. Ushbu ko'rsatkich gidrotransformatorlarni momentni o'zgartirish qobiliyatini baholaydi.

Gidrotransformatorlarning FIKi turbina va nasosdagi quvvatlarlarning nisbatidan aniqlanadi, ya'ni

$$\eta_{gt} = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \omega_m}{M_n \omega_n} = K \cdot U_{gm}$$

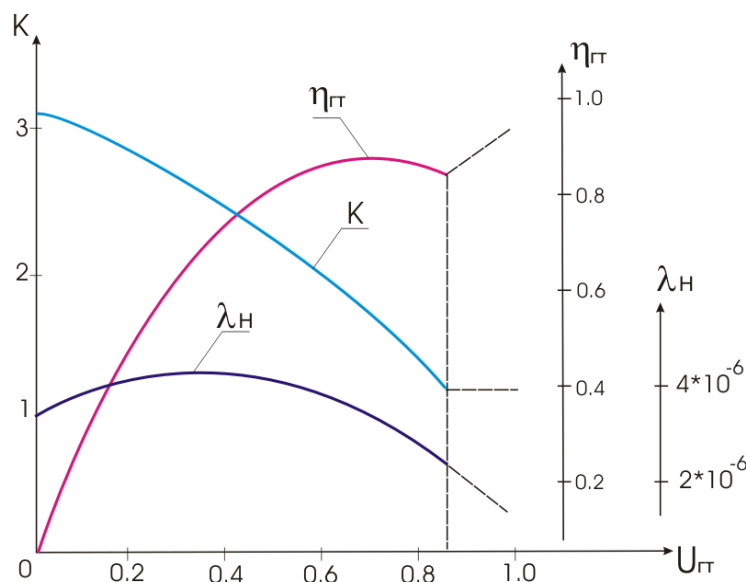
Zamonaviy avtomobillar gidrotransformatorining f.i.k $\eta_{gt} = 0,7 \div 0,8$.

Gidrotransformatorlar nasosi validagi moment koeffitsienti λ_n nasosning faol (eng katta) diametri $D_{\max}$ va burchak tezligi ω_n ga bog'liq bo'lib, quyidagicha aniqlanadi:

$$\lambda_n = \frac{M_n}{\rho \cdot \omega_n^2} \cdot D_{\max}^5$$

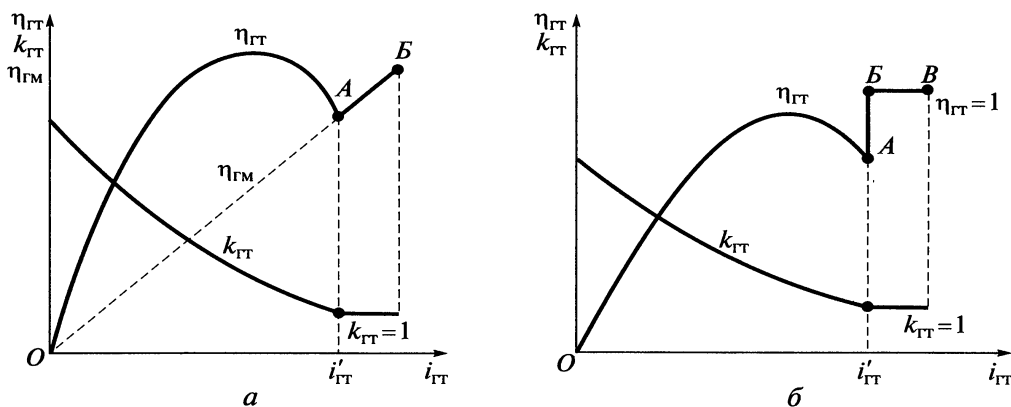
bu erda: ρ – ishchi suyuqlikning zichligi.

Ushbu ko'rsatkichlar gidrotransformatorlarning tashqi tavsifida ifodalanadi. Gidrotransformatorlarning tashqi tavsifi 3.8-rasmda ko'rsatilgan bo'lib, K, λ_n, η_{gt} larning U_{gt} bilan bog'liqlik grafigidir. Aytish joizki, bu tavsif har xil faol diametrli, geometrik o'xshash gidrotransformatorlarga ham tegishlidir.



3.22-rasm. Gidrotransformatorning tavsifi

Gidrotransformatorlarning shaffoflik ko'effitsienti P – uning dvigatelga yuklanish berish xususiyati bo'lib, turbina to'xtab turganda ($\omega_t = 0$), nasos validagi moment ko'effitsientining, transformatsiya ko'effitsienti $K=1$ vaqtdagi nasos validagi moment ko'effitsientiga nisbatiga aytiladi. Shaffoflik ko'effitsienti gidrotransformatorlar g'ildiraklarini shakliga va konstruksiyasiga qarab $P=1,2 \div 2,5$ bo'lishi mumkin.



3.23-rasm. Kompleks (a) va bloklanuvchi (b) GDTlarning tavsifi

Gidrotransformatorlarni uzatish soni 0,88 yakinalashganda FIKi keskin tushib ketadi. Shuning uchun uni gidromufta rejimiga o'tkazish maqsadga muvofiq. Chunki ushbu rejimlarda gidromuftani FIKi yuqoriroq. Buning uchun reaktor erkin yurish muftasi ustiga o'rnatiladi va suyuqlik oqimini yo'nalishi o'zgarib reaktorning orqasidan ta'sir etganda u suyuqlik oqimi bilan aylanib ketadi.

Gidromufta rejimiga o'ta oladigan gidrotransformatorlar kompleksli deb ataladi (3.9a-rasm). Lekin bu ham etarli emas. Gidrotransformatorlarni uzatish soni 0,95 yaqinlashganda gidromuftani ham FIKi tushib ketadi. Buning oldini olish uchun Gidrotransformatorlar bloklanadi(nasos va turbina mexanik yo'l bilan bir-biriga ulanadi). 5.9b-rasmda bloklanuvchi transformatorni FIK o'zgarishi keltirilgan.

Gidrotransformatorlarlar ko'p g'ildirakli ham bo'lishi mumkin. Masalan, ikki reaktorli yoki ikki turbinali. Bu konstruktiv amallar Gidrotransformatorlarni tavsifini oshirish uchun bajariladi.

Konstruktiv omillarga qaramasdan Gidrotransformatorlarni moment o'zgartirish diapazoni zamonaviy avtomobillar uchun etarli emas. Shuning uchun, uzatmani diapazonini kengaytirish maqsadida, Gidrotransformatorlardan so'ng ko'pincha, ketma-ket mexanik pog'onali uzatmalar qutisi o'rnatiladi. Uning pog'onalarini o'zgartirish, harakat sharoitiga mos ravishda, avtomatik bajariladi. Ushbu uzatmalar gidromexanik uzatma deb ataladi.

Nazorat savollari:

1. Uzatmalar qutisining tasnifi va qo'llanilishi.
2. Uzatmalar qutisiga qo'yiladigan talablar.
3. Uzatmalar qutisida uzatishlar sonining diapazoni deb nimaga aytiladi?
4. Uzatmalar qutisida pog'onalar sonining zichligi deb nimaga aytiladi?
5. Uzatmalar qutisining shovqinsiz ishlashi qanday ta'minlanadi?
6. Uzatmalar qutisini yengil boshqarish qanday ta'minlanadi?
7. Uzatmalar qutisida yuqori FIK qanday ta'minlanadi?
8. Ikki valli uzatmalar qutisining sxemasi va tahlili.
9. Uch valli uzatmalar qutisining sxemasi va tahlili.
10. Ko'p valli uzatmalar qutisining asosiy qismlari va tahlili.
11. Qo'shimcha quti (multiplikator)ning vazifasi va ishlatilishi.
12. Qo'shimcha quti (demultiplikator)ning vazifasi va ishlatilishi.
13. Tarqatish qutisining tasnifi.
14. Tarqatish qutisiga qo'yiladigan talablar.

15. Uzatmalar qutisini xisoblash rejimlari.
16. Pogonali uzatmalar qutisida o'qlararo masofani aniqlash.
17. Uzatmalar qutisida aylanma kuchni aniqlash.
18. Uzatmalar qutisida radial kuchni aniqlash.
19. Uzatmalar qutisida o'q bo'ylab yo'nalgan kuchni aniqlash.
20. Uzatmalar qutisida valning xavfli qirqimini aniqlash.
21. Uzatmalar qutisida valning egilishini aniqlash.
22. Uzatmalar qutisida valning buralish burchagini aniqlash.
23. Uzatmalar qutisida shesternyalarni hisoblash.
24. Uzatmalar qutisida sinxronizatorni hisoblash.

4-BOB. KARDAN UZATMALAR

Tayanch iboralar: kardan, elastik mufta, shlitsa, podshipnik, sharnir, burovchi moment, sinxron, asinxron, to'la kardan, yarim kardan.

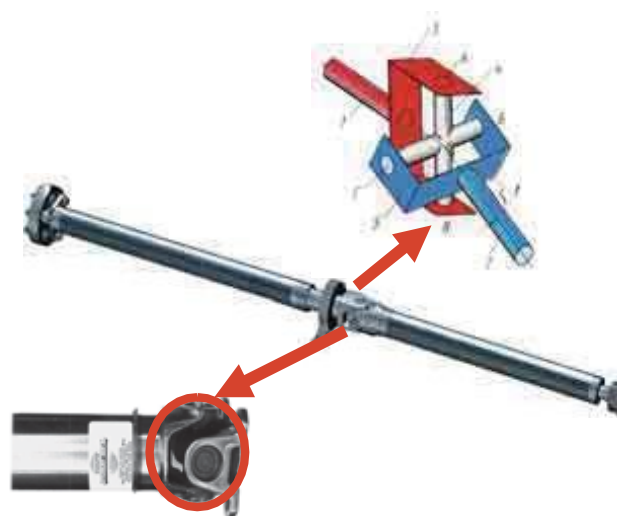
4.1-§. Kardanli uzatmaning tasnifi va ko'llanilishi.

Kardanli uzatma o'qlari bir to'g'ri chiziqda yotmaydigan va o'z holatini harakat davomida o'zgartirib turadigan vallar yordamida burovchi momentni bir mexanizmdan boshqasiga o'tkazish uchun xizmat qiladi.

Kardanli uzatma quyidagilardan tashkil topgan:

- *elastik mufta*
- *shlitsali birikma*
- *oldingi kardanli val*
- *tayanch podshipnik*
- *oldingi kardan sharniri*
- *orqa kardan val*
- *orqa kardan sharniri*

Kardanli uzatma o'klari bir-biriga to'g'ri yotmagan va o'z holatini o'zgartira oladigan vallar yordamida burovchi momentni kuch uzatmaning bir agregatidan boshqa agregatiga uzatib beradi. Avtomobilning kuch uzatmasiga o'rnatilgan kardanli uzatma dvigateldan olinadigan burovchi momentni uzatmalar qutisi orqali bitta yetakchi ko'prikk tarqatish qutisi yordamida bir nechta



4.1-rasm. Burchak tezliklari bir xil bo'lmagan kardanli sharnir.

ko'priikka uzatib berishi lozim.

Avtomobil notekis yo'llarda yurganida yetakchi ko'prik ramaga nisbatan tik tekislikda tebranib, uzatish burchagi o'zgarib turadi. Shu sababli burovchi momentning uzatmalar qutisidan (yoki taqsimlash qutisidan) yetakchi ko'priikka o'zgaruvchan burchak ostida uzatishda kardanli uzatmadan foydalaniladi. Kardan sharnirlar o'qlari bir-biriga nisbatan to'g'ri yotmagan vallardan burovchi momentni o'zaro uzatish uchun hizmat qiladi. Tepish va buralma tebranishlar xavfini kamaytirish uchun aksari zamonaviy avtomobillarda kardanli, sharnirli hamda ikkita val shuningdek, oraliq tayanchdan tashkil topgan kardanli uzatmadan foydalaniladi. Bunda uzatmaning uzayib qisqarishini ta'minlaydigan shlitsali birikma mavjud.

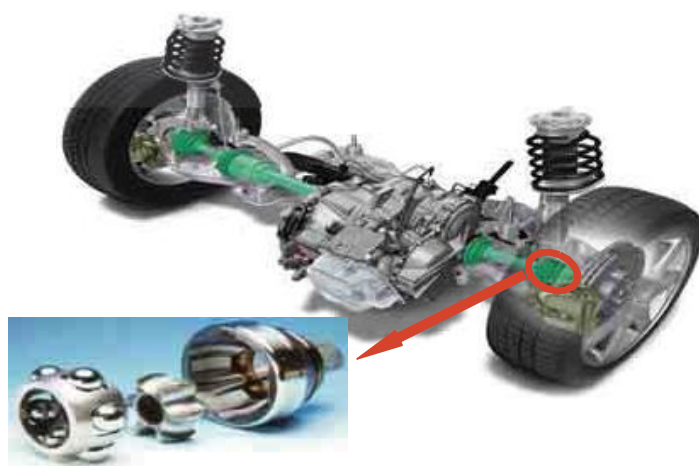
Avtomobillarda qo'llaniladigan kardanli sharnirlar ikki xil bo'ladi:

- burchak tezliklari bir xil bo'lmagan kardanli sharnirlar (4.1-rasm),
- burchak tezliklari bir xil kardanli sharnirlar (4.2-rasm).

Burchak tezliklari bir xil bo'lmagan kardanli sharnirlar o'z navbatida kayishqoq (elastik) va bikr (krestovinali) bo'lishi mumkin.

Kardanli uzatma kardanli sharnirlaridan, vallardan va vallarning oraliq tayanchlaridan tashkil topgan. **Kardan sharniri** deb, sharnirli bo'g'inga aytilib, uning yordamida aylanma harakatni (burovchi momentni) bir valdan ikkinchi valga o'zgaruvchan burchak ostida uzatadi. Ko'pchilik hollarda bikr kardanlar ishlatiladi. Bikr kardanli sharnirlar mahkamlangan va vilkalardan ularni biriktiruvchi krestovinalardan va ninasimon podshipniklardan tashkil topgan. Vilka bir-biriga nisbatan perpendikular bo'lgan tekislida qo'zg'alishi mumkin.

Kardan sharnirlari aylanayotganida kardan valining og'ishi, yetaklanuvchi



4.2-rasm. Burchak tezliklari bir xil bo'lgan kardanli sharnir.

vilkaning krestovinada og'ishi hisobiga sodir bo'ladi, 90° gradusga burilganida esa, yetakchi vilkada krestovinani og'ishi sodir bo'ladi.

Kardanli val asosan uzatmalar yoki taqsimlash qutilarining yetaklanuvchi valini bosh uzatmaning yetakchi vali bilan tutashtirib turadi. Uzatmalar yoki taqsimlash qutilari rama yoki kuzovga mahkamlangan bo'ladi, yetakchi ko'priksiz rama osma orqali bog'langan bo'lib, ramaga nisbatan qo'zg'alib turadi. Shuning uchun ham harakat davomida ko'rsatilgan mexanizmlarning holati bir-biriga nisbatan o'zgarib turadi.

Konstruktsiyasi bo'yicha kardanli uzatmalar ochiq va yopiq bo'lishi mumkin.

Kardan sharnirlar tasnifi:

1) Kinematikasi bo'yicha:

- asinxron, ya'ni burchak tezliklari teng bo'lmagan (oddiy, universal);
- sinxron, ya'ni burchak tezliklari teng bo'lgan (sharikli, kulachokli, tishli, qo'shilgan va h.k.)

2) Konstruktsiyasi bo'yicha:

- to'la kardan (burchak tezliklari teng bo'lgan va teng bo'lmagan) burchak 40° ;

- yarim kardan (qattiq elastik, burchak 2° dan kichik) burchak $8 \dots 12^\circ$

Kardanli uzatmaga ko'yiladigan talablar.

1) Burovchi momentni uzatayotganda transmissiyada qo'shimcha yuklanishlar hosil bo'lishi kerak emas (egiluvchi, buraluvchi, o'q bo'ylab yo'nalgan, titrash);

2) O'qlar orasidagi burchakdan qat'iy-nazar yetakchi va yetaklanuvchi vallarning o'qlari iloji boricha bir xil burchak tezlik bilan aylanishi kerak;

3) FIK yuqori bo'lishi kerak;

4) Shovqinsiz ishlashi kerak;

5) Umumiy talablar.

4.2-§. Burchak tezliklari teng bo'lmagan (asinxron) kardan sharnirlarining kinematikasi va dinamikasi.

Asinxron kardan sharnirning kinematikasi.

Mashina va mexanizmlar nazariyasi fanidan bunday sharnir uchun quyidagi tenglik o'rinli:

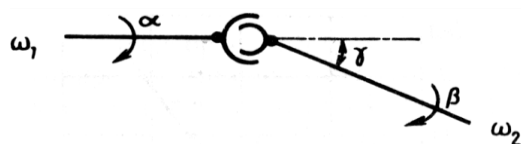
$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma$$

Tenglamani ikki tomonini vaqtga asosan differentsiallaymiz

$$\frac{1}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} = \frac{1}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega_1 \text{ va } \frac{d\beta}{dt} = \omega_2 \text{ shuning uchun}$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma}$$



4.3-rasm. Asinxron kardan sharnirning sxemasi

bir qator almashtirishlardan so'ng:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma}$$

aylanish notekisligi γ burchakka bog'liq. Agar $\gamma = 0, \cos \gamma = 1$ bo'lsa, unda $\omega_2 = \omega_1$

ya'ni o'zgartirishlardan so'ng formulani quyidagi ko'rinishga keltiramiz:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha}$$

Agar $\omega_1 = \text{const}$ bo'lsa ω_2 ning aylanish notekisligi $\cos^2 \alpha$ yoki α ga bog'liq, $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ eng katta qiymati $\cos^2 \alpha = 1$ teng bo'lganda (α q $0^\circ, 180^\circ, 360^\circ \dots$ q 180°) bo'ladi, chunki bunda $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \gamma} \geq 1$.

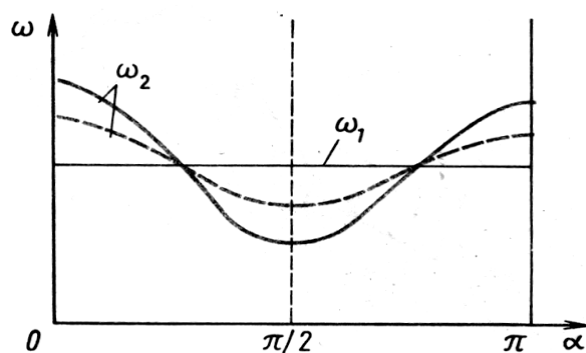
$\frac{\omega_2}{\omega_1}$ eng kichik qiymati $\cos^2 \alpha = 0$

teng bo'lganda (α q90⁰, 270⁰, 540⁰...Q

180⁰) bo'ladi, chunki bunda $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos \gamma \leq 1$

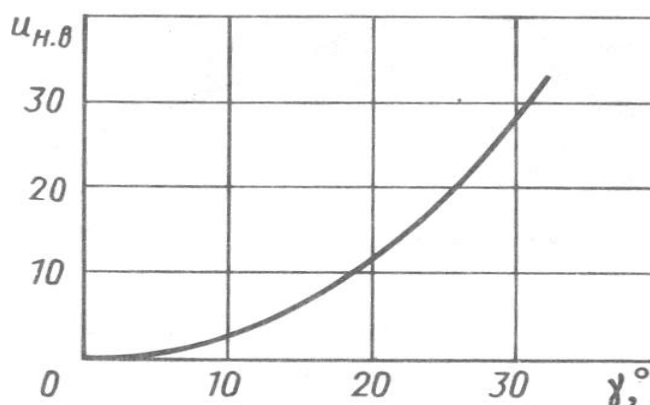
Agar keltirilgan grafikka e'tibor bersak yetakchi val tekis aylanib 360⁰ burilsa yetaklanuvchi valning burchak tezligi ikki marta oldinga o'tadi va ikki

marta orqada qoladi. Bu esa, o'z navbatida, notekis xarakatni uyg'otadi. Notekislik darajasi:



4.4-rasm. Yetaklanuvchi valning burchak tezligi bilan eetakchi valning burilish burchaqi orasidaqi bog'lanish grafiqi

$$H = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \frac{\frac{\omega_1}{\cos \gamma} \omega_1 \cos \gamma}{\omega_1} = \frac{\sin^2 \gamma}{\cos \gamma}$$



4.5-rasm. Notekislikni γ ga bog'liqligi

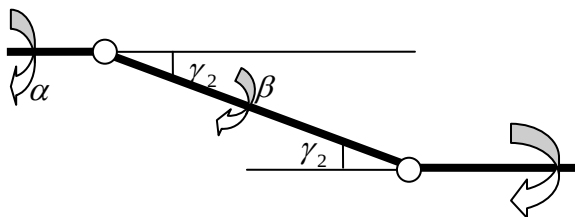
Demak bunday sharnir burchak tezliklarining tebranishlarini uyg'otadi. Notekislik darajasi yetakchi va yetaklanuvchi vallar orasidagi burchakga boglik.

Asinxron kardan sharnirining dinamikasi.

Agar sharnirda energiya yo'qolishini hisobga olmasak $N_1 = N_2$ yoki $M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2$.

$$\text{Bundan } M_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = M_1 \frac{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \lambda}{\cos \gamma} \quad \text{Demak } M_{2\max} = \frac{M_1}{\cos \gamma}; M_{2\min} = M_1 \cos \gamma$$

Ikkita asinxron sharnirli kardan uzatmani kinematikasi.



4.6-rasm. Ikkita asinxron kardan sharnirning sxemasi

Birinchi sharnir uchun
$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\cos \gamma_1}$$

Ikkinchi sharnir 90° ilgari surilgan shuning uchun
$$\operatorname{tg}(90 + \varphi) = \frac{\operatorname{tg}(90 + \beta)}{\cos \gamma_2}$$

o'zgarishlardan so'ng
$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \gamma_2}$$

Tenglashtirsak
$$\frac{\operatorname{tg} \lambda}{\cos \gamma_1} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \gamma_2} \quad \text{ëku} \quad \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \lambda} = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}$$

Demak burchaklar φ va λ teng bo'lishi uchun:

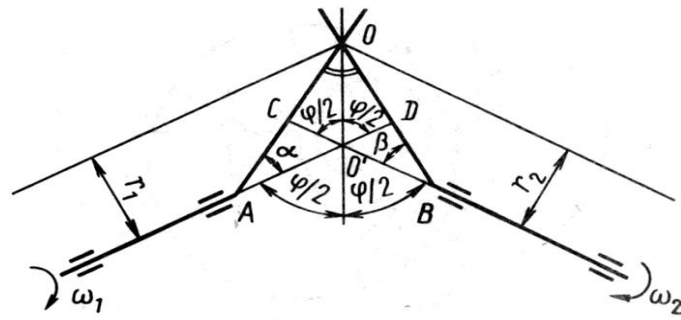
- γ_1 va γ_2 bo'lishi kerak
- sharnirning yetakchi vilkalarining tekisliklari orasida 90° burchak bo'lishi kerak
- vellar bir tekislikda yotishi kerak.

4.3-§. Burchak tezliklari teng bo'lgan (sinxron) kardan sharnirlarining kinematikasi va taxlili.

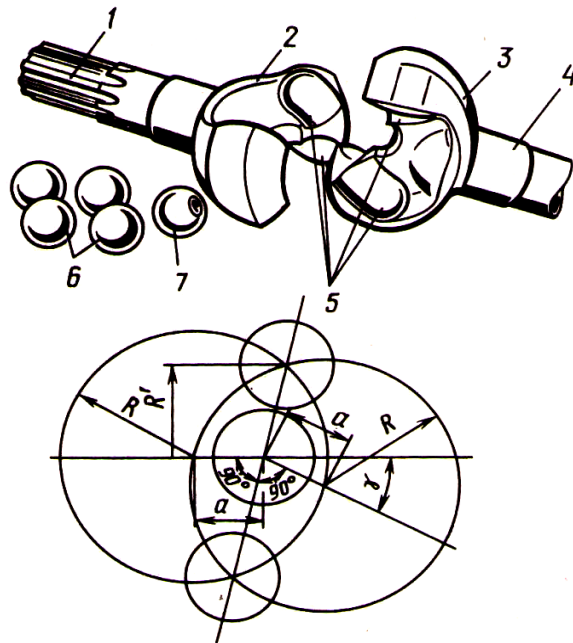
“0” nuqtaning aylanma tezligi bo'ladi $V_0 = \omega_1 r_1$ va $V_0 = \omega_2 r_2$

Demak $\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 r_2$, lekin $r_1 = AO \sin \lambda$; $r_2 = BO \sin \beta$

Bunda $\omega_1 AO \sin \lambda = \omega_2 BO \sin \beta$ - bundan chiqdi agar $AO \perp VO$; $\lambda \neq \beta$ bo'lsa $\omega_1 = \omega_2$ sharnir sinxron bo'ladi. Demak sharnir sinxron (burchak tezliklari teng) bo'lishi uchun “0” nuqta har doim vellar orasida hosil bo'lgan burchakning bissektrisa tekisligida bo'lishi kerak. Bu shart konstruktsiya yordamida bajariladi.



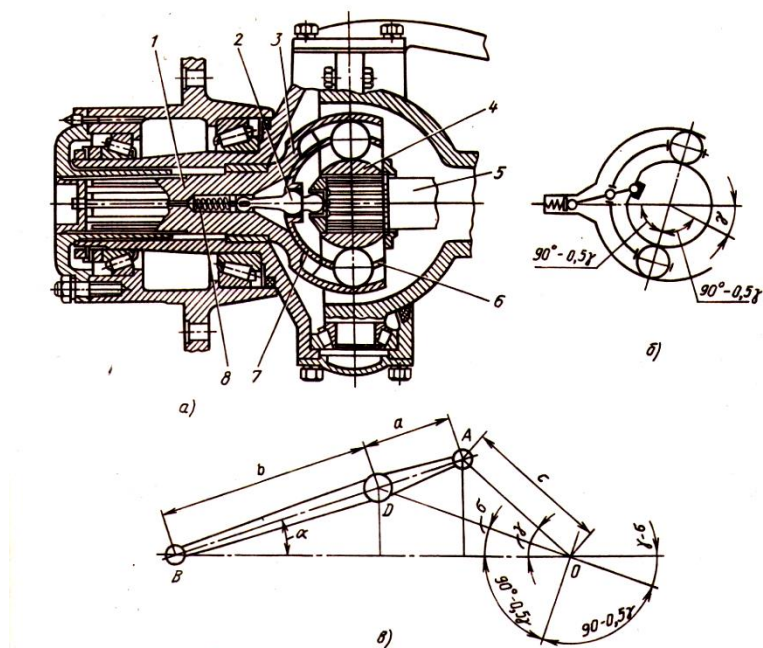
4.7-rasm. Sinxron kardan sharnirning sxemasi



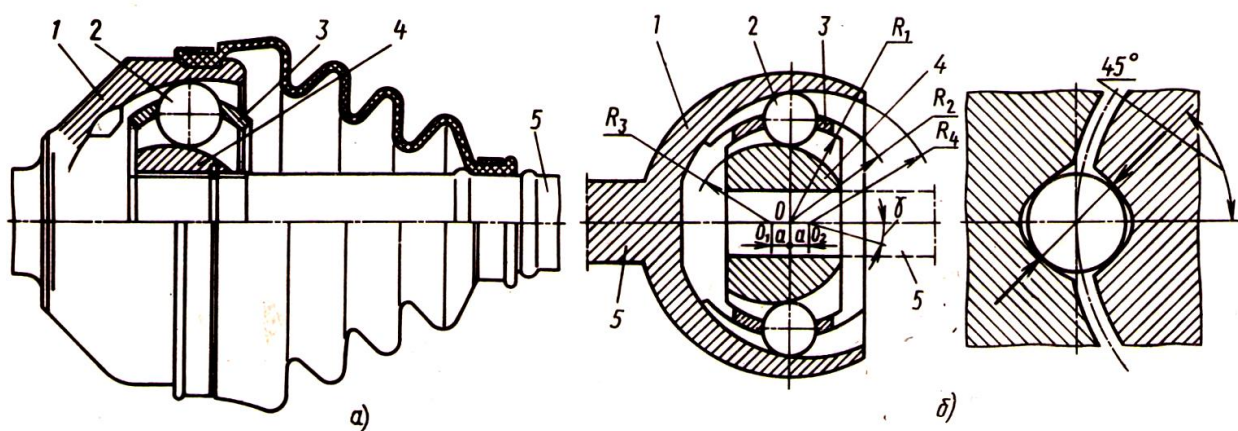
4.8-rasm. Ariqchalar bilan sharikli kardan sharniri (VEYS)

- eng sodda va arzon kardan sharniri;
- harakatni ikkala tomonga ham ikkita sharik vositaligida uzatadi;
- shariklar ariqcha yuzalariga nuqtaviy yuzada ta'sir etadi, shuning uchun juda katta solishtirma bosim hosil bo'ladi;
- bosim yuzalarda brinellirovanie (uqalanish) hosil qiladi;
- sharnir 32^0 burchak ostida ishlay oladi;
- ish davri yoki ish muddati 25-30 ming kmgacha;
- katta yuk, o'tag'on avtomobillarda oldingi boshqariluvchi ko'priklarda ishlatiladi.
- harakatni ikkala tomonga ham oltita sharik vositaligida uzatadi;
- shariklar ariqcha yuzalariga egri chiziqli bo'ylab ta'sir etadi, shuning uchun solishtirma bosim katta emas;

- shariklarni bissektisa tekisligida yotishi bo'luvchi richagchani to'g'ri tanlanishi va sharnir ishlayotgan burchagiga bog'liq;
- bo'luvchi richag separator yordamida shariklarni bissektisa tekisligiga joylashadi;
- moylanishi yaxshi bo'lgan holda sharnir 150 ming kmdan ziyod ishlaydi;
- kardan sharnir konstruksiyasi bir muncha murakkab va bunday sharnir qimmatroq;
- harbiy texnikalarda keng qo'llaniladi.



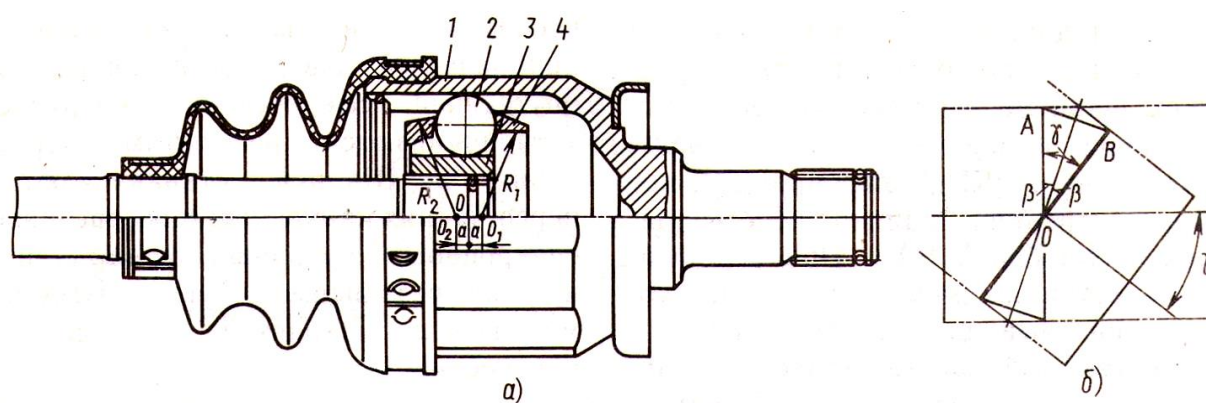
4.9-rasm. Bo'luvchi richagli sharikli kardan sharniri (RTsEPPA)



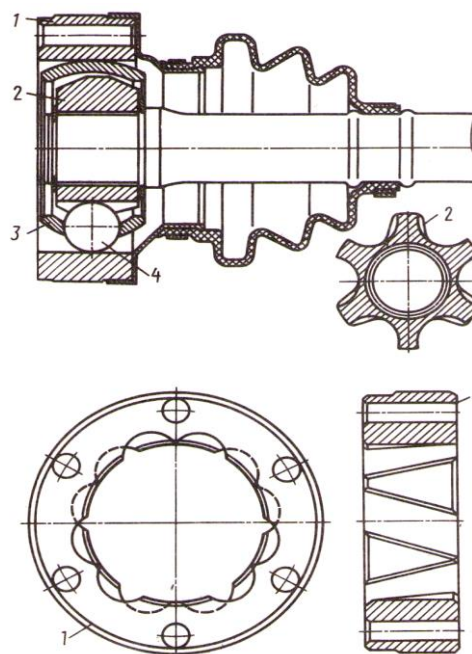
4.10-rasm. Olti sharikli kardan sharniri (BIRFILD)

- harakatni ikkala tomonga ham oltita sharik vositaligida uzatadi;

- shariklar ariqcha yuzalariga egri chiziqli bo'ylab ta'sir etadi, shuning uchun solishtirma bosim katta emas;
- yetakchi chashka va yetaklanuvchi mushtchalarning sferalarini markazlari surilganligining hisobiga shariklar bissektisa tekisligiga joylashadilar;
- moylanishi yaxshi bo'lgan holda sharnir 150 ming km dan ziyod ishlaydi;
- kardan sharnir konstruksiyasi bir muncha murakkab va bunday sharnir qimmatroq;
- yengil avtomobillar oldingi boshqariluvchi yetakchi ko'priklarda qo'llaniladi.



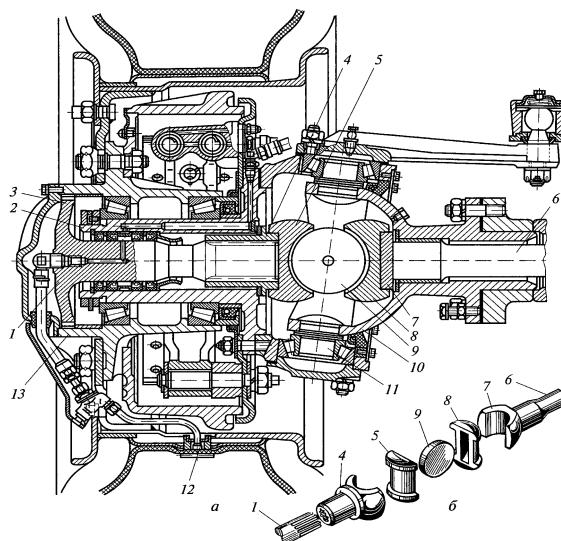
4.11-rasm. Olti sharikli universal kardan sharniri (GKN)



4.12-rasm. Sharikli universal kardan sharniri (Lebro)

- ushbu sharnir BIRFILD sharnirining modifikatsiyasi;

- sharnir o'qi bo'ylab bir muncha siljish imkonini beradi;
- yengil avtomobillar oldingi boshqariluvchi yetakchi ko'priklarda qo'llaniladi.
- ushbu sharnir Birfild sharnirining modifikatsiyasi;
- sharnir o'qi bo'ylab bir muncha siljish imkonini beradi;
- shariklar ariqchalari qiya kesilganligi natijasida yetakchi va yetaklanuvchi vallar orasidagi burchak o'zgarganda shu burchak bissektrisasida joylashadi;
- yengil avtomobillar oldingi boshqariluvchi yetakchi ko'priklarda qo'llaniladi.



4.13-rasm. Yuk avtomobili oldingi ko'prining kardan uzatmasi

a-umumiy ko'rinishi; *b*-sharnir detallari; 1,6-yarim o'qlar; 2-tsapfa; 3-flanets; 4,7-vilkalar; 5,8-kulachoklar; 9-disk; 10-zoldrli tayach; 11-ship; 12-shina;13-gupchak

4.4-§. Kardanli uzatmadagi yuklanishlar.

Kardan valini xisoblash



1) Kardan valining egilishi uning yuklanish sxemasiga qarab aniqlanadi:

$$f = \frac{5q_6 \cdot l_6^4}{384E \cdot J_u},$$

bu erda: E – birinchi darajali elastiklik moduli ($E = 2 \cdot 10^5$ MPa);

J_u - val ko'ndalang yuzasining inertsia momenti trubali val uchun:

$$J_u = \frac{\pi(d_H^4 - d_B^4)}{64} \text{ to'liq val uchun: } J_u = \frac{\pi \cdot d_H^4}{64} \text{ sm}^4$$

d_n i d_v – kardan valining ichki va tashqi diametrlari;

q_v – valning uzunligiga to'g'ri kelgan og'irligi;

l_v – valning uzunligi.

2) Kardan valining massasi quyidagicha aniqlanadi:

$$m_e = \frac{\pi(d_H^4 - d_B^4)}{4} \cdot l_b \cdot \gamma$$

bu erda: γ – kardan vali materialining zichligi.

3) Kardan valining kritik aylanishlar sonini aniqlaymiz (S_i va t_v larning qiymatini o'rniga qo'yib):

$$\text{truba val uchun: } n_{kp} = 12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{d_H^2 + d_B^2}}{l_e^2}; \text{ to'liq val uchun: } n_{kp} = 12 \cdot 10^4 \frac{d_H}{l_e^2};$$

Kardan valining kritik aylanishlar soni dvigatelning maksimal aylanishlar sonidan 1,5...2 marotaba ko'p bo'lishi kerak.

4) Kardan valining maksimal aylanishlar soni:

$$n_{e \max} = \frac{2,65 \cdot v_{a \max} \cdot u_{B-K}}{r_k},$$

bunda: $V_{a \max}$ – avtomobilning maksimal tezligi. kmG's

U_{v-k} – kardan valdan yetakchi g'ildiraklargacha bo'lgan uzatish soni.

r_k – g'ildirakning g'ildirash radiusi

5) Kardan valining mumkin bo'lgan uzunligini aniqlash:

$$l_{e \max} = \sqrt{\frac{0,83 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{D^2 + d^2}}{n_{e \max}}},$$

Kardan valining o'rnatilish burchagi avtomobil tinch turganda yengil avtomobillarda 3⁰dan, yuk avtomobillarida 4⁰dan, o'tag'on avtomobillarda 8⁰dan katta bo'lmasligi kerak;

Buraluvchi yuklanishlar.

6) Trubali kardan valining buralishdagi kuchlanishi:

$$\tau_{kp} = \frac{M_{k \max} \cdot U'_{TP \max} \cdot d_u}{0.2(d_u^4 - d_o^4)} [\tau_{kp}] = 100 \dots 120 \text{ MPa.}$$

To'liq kardan valining buralishdagi kuchlanishi:

$$\tau_{kp} = \frac{M_{k \max} \cdot U'_{TP \max}}{0.2d_u^3} [\tau_{kp}] = 300 \dots 400 \text{ MPa}$$

7) Kardan valning buralish burchagi:

$$\theta = \frac{M_{k \max} \cdot U_{TP} \cdot L_r}{J_u \cdot G} \cdot \frac{180}{n},$$

bu erda: G – ikkinchi darajali elastiklik moduli. $G = 850 \text{ GPa}$

Kardan valning ruxsat etilgan buralishi 1 metrda $7 \dots 8^\circ$

8) Kardan valining shlitsasida eziluvchi kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_{cm} = \frac{8M_{k \max} \cdot U'_{TP \max}}{(d_{uH}^2 - d_{u6}^2)l_{uu} \cdot n_{uu}} [\sigma_{cm}] = 15 \dots 20 \text{ MPa.}$$

bu erda: d_{shn} , d_{shv} – shlitsaning tashqi va ichki diametrlari;

p_{sh} – shlitsalar soni;

l_{sh} – shlitsaning uzunligi.

9) Kardan valining shlitsasida qirg'iluvchi kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

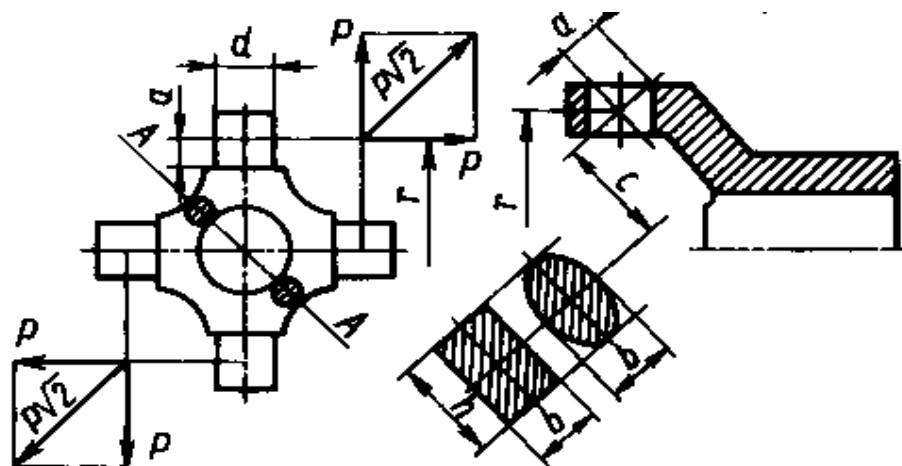
$$\tau_{kp} = \frac{M_{k \max} \cdot U'_{TP \max}}{d_{u6} \cdot l_{uu} \cdot b_{uu} \cdot n_{uu}} [\tau_{cp}] = 25 \dots 30 \text{ MPa.}$$

bu erda: b_{sh} – shlitsaning eni.

10) Kardan valining shlitsasida o'q bo'ylab yo'nalgan yuklanish quyidagicha aniqlanadi:

$$P_x = \frac{4M_{k \max} \cdot U'_{TP \max}}{(d_{uH} + d_{u6})}$$

4.5-§. Krestovina va sinxron kardan sharnirini hisoblash



4.15-rasm. Kardan sharnirini hisoblash sxemasi

1) Krestovina shipning egilishdagi kuchlanishi:

$$\sigma_H = \frac{M_{k \max} \cdot U'_{TP \max} \cdot a}{2r \cdot 0,1d^3}; [\sigma_H] = 300 \text{ MPa}$$

bu erda: $M_{k \max}$ - dvigatelning maksimal burovchi momenti,

$U'_{TP \max}$ - kardanli uzatmagacha bo'lgan transmissiyaning uzatish soni

2) Krestovina shipining qirqilishdagi kuchlanishi

$$\tau = \frac{2M_{k \max} \cdot U'_{TP \max}}{\pi \cdot d^2 \cdot r}; [\tau] = 60 \dots 80 \text{ MPa}$$

3) Krestovinaning A-A qirqimda sinishdagi F yuza bo'yicha kuchlanishi:

$$\sigma_P = \frac{M_{k \max} \cdot U'_{TP \max} \cdot \sqrt{2}}{2r \cdot F}; [\sigma_P] = 100 \dots 150 \text{ MPa}$$

4) Vilkaning egilishdagi kuchlanishi:

$$\sigma_H = \frac{M_{k \max} \cdot U'_{TP \max} \cdot c}{2r \cdot W_K}; [\sigma_H] = 60 \dots 80 \text{ MPa}$$

bu erda: $W_K = \frac{b \cdot h^2}{6}$ – to'g'ri burchakli shakldagi qirqim uchun;

$W_K = \frac{b \cdot h^2}{10}$ – elliptik shakldagi qirqim uchun.

5) Vilkaning buralishdagi kuchlanishi:

$$\tau = \frac{M_{k \max} \cdot U'_{TP \max} \cdot a}{2r \cdot W_{kp}}; [\tau] = 120 \dots 150 \text{ MPa}$$

bu erda: $W_{kp} = \alpha \cdot h \cdot b$ – to'g'ri burchakli shakldagi qirqim uchun;

$$W_{kp} = \frac{b \cdot h^2}{5} - \text{elliptik shakldagi qirqim uchun.}$$

α koefitsienti $hG'b$ nisbatga bog'liq:

$hG'b$	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
α	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267

Ignali podshipniklardagi ruxsat etilgan yuklanish:

$$P_{\max} \leq 7900 \frac{z_H \cdot l_H \cdot d_H}{\sqrt[3]{\frac{n_e}{U'_{TP \max}} \cdot \text{tg} \gamma}}$$

bu erda: z_H - chislo podshipnikdagi ignalar soni;

l_H - ignaning uzunligi;

d_H - ignaning diametri;

n_e - $M_{k \max}$ dagi tirsakli valning aylanishlar chastotasi.

Sinxron kardan sharnirini xisoblash

1) To'rt sharikli sharnirlarda shariklarning ariqcha yuzalariga ta'sir kuchi quyidagicha aniqlanadi:

$$P = \frac{M_{k \max} \cdot U'_{TP \max}}{2R'}$$

2) Ariqcha yuzalarining ezilishdagi kuchlanishi:

$$[\sigma_H] = 5100 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{d^2}}$$

bu erda: d – sharik diametri;

$$R' - R \text{ kuch qo'yilgan elka uzunligi, } R' = R \cdot \cos(\varphi + 0,5\gamma); \varphi = \arcsin\left(\frac{a}{R}\right)$$

3) Olti sharikli sharnirlarda shariklarning ariqcha yuzalariga ta'sir kuchi quyidagicha aniqlanadi:

$$P = \frac{M_{k \max} \cdot U'_{TP \max}}{6R \cdot \cos \gamma}$$

4) Sharikka ta'sir etuvchi normal kuch:

$$P = \frac{P}{\cos \lambda}$$

bu erda: λ – sharik va ariqchaning tutashuv burchagi (λ q 40...45°).

$dqRG'1,7$ diametrli (sm da) sharikka ta'sir etuvchi yuklanish $46d^2$ kNdan oshmasligi kerak.

Nazorat savollari:

1. Kardanli uzatmalarning tasnifi.
2. Kardanli uzatmalarga qo'yiladigan talablar.
3. Kardanli uzatmalarning sxemalari (4x2, 4x4, 6x6 g'ildirak formulali).
4. Asinxron kardan sharnirining kinematikasi.
5. Sinxron kardan sharnirining kinematikasi.
6. Elastik yarim kardan sharnirining afzallik va kamchiliklari.
7. Veys turidagi sinxron kardan sharnirining taxlili.
8. Rtsepp turidagi sinxron kardan sharnirining taxlili.
9. Birfild turidagi sinxron kardan sharnirining taxlili.
10. Kardan valining kritik aylanishlar sonini aniqlash.
11. Kardan valining egilishi aniqlash.
12. Kardan valning buralish burchagini aniqlash.
13. Kardanli uzatmadagi krestovinani xisoblash.

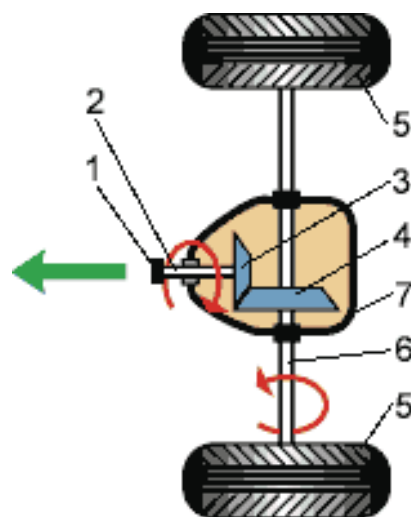
5-BOB. ASOSIY UZATMA, DIFFERENTSIAL VA YARIM O'QLAR

Tayanch iboralar: *Asosiy uzatma, differentsial, yarim o'qlar, flanets, yetakchi, yetaklanuvchi, shesternya, chervyakli, tsilindrik, konssimon, gippoidli.*

5.1-§. Asosiy uzatma konstruktsiyasi, tahlili va uni hisoblash

Zamonaviy avtomobillarda o'lchamlari va massasi nisbatan katta bo'lmagan, tezyurarligi hisobiga yuqori quvvat hosil qiladigan dvigatellar qo'llanilmoqda. Biroq shunga qaramay, bu dvigatellar vallarida hosil bo'ladigan burovchi moment (agar bu momentni o'zgartirmasdan to'g'ridan-to'g'ri avtomobilning yetakchi g'ildiraklariga uzatilsa) avtomobilning turli yo'l sharoitlarida yura olishiga etarli emas. Avtomobilning harakatlanishi uchun uning yetakchi g'ildiraklaridagi burovchi momentni oshirish qisman uzatmalar qutisi yordamida bajarilishini yuqorida aytib o'tilgan. Lekin avtomobil ish mobaynida ko'p vaqt nisbatan katta tezlik bilan to'g'ri uzatmada harakatlanadi. Demak, to'g'ri uzatmada dvigatel validagi burovchi moment o'zgarmasdan, ya'ni avtomobilning yura olishga etarli bo'lmagan holda yetakchi g'ildiraklarga uzatilgan bo'lar edi. Shu sababli avtomobilning yetakchi g'ildiraklaridagi burovchi momentni (aylanishlar chastotasini kamaytirish hisobiga) zarur miqdorga oshirish uchun transmissiyaga asosiy uzatma kiritiladi (5.1-rasm).

Asosiy uzatma tishli g'ildiraklarining yetakchisi kichik diametrli yetaklanuvchisi esa, katta diametrli qilib yasalgani uchun yarim



5.1-rasm. Asosiy uzatmaning sxemasi:
1-flanets; 2-yetaklovchi val shesternyasi;
3-yetaklanuvchi shesternya; 4-yetaklanuvchi
shesternya; 5-yetaklovchi (orqa) g'ildirak;
6-yarim o'qlar; 7-asosiy uzatma g'iloifi.

o'qlarning aylanishlar chastotasi (uzatish soniga qarab) kardan valning aylanishlar chastotasiga qaraganda kam bo'ladi. Yarim o'qlarning va u bilan bog'liq bo'lgan yetakchi g'ildiraklarning aylanishlar chastotasi kardan val aylanishlar chastotasiga nisbatan qancha kam bo'lsa, ulardagi burovchi moment shuncha ko'p bo'ladi. Demak, yetakchi g'ildiraklardagi burovchi momentning, kardan valnikiga nisbatan ortishi asosiy uzatmaning uzatish soniga bog'liq bo'ladi. Asosiy uzatmaning uzatish soni asosan dvigatelning quvvatiga va tezyurarligiga, shuningdek, avtomobilning massasi va qanday ishga mo'ljallanganligiga bog'liq bo'lib, u yuk avtomobillarida 6,5...9,0; yengil avtomobillarda esa 3,5...5,5 oralig'ida bo'ladi.

Asosiy uzatmalar, ilashishdagi tishli g'ildiraklarning soniga qarab yakka yoki qo'shaloq bo'lishi mumkin.

Yakka uzatma bir juft tishli g'ildirakdan, ko'shaloq uzatma esa ikki juft tishli g'ildiraklardan iborat. Yakka uzatmalar o'z navbatida tsilindrik, konussimon, gipoidli yoki chervyakli bo'lishi mumkin. Qo'shaloq uzatmalar esa, odatda, bir juft konussimon va bir juft tsilindrik tishli g'ildiraklardan tashkil topib, ular o'z navbatida ko'prik o'rtasida yaxlit joylashgan markaziy uzatma yoki ikki qismga bo'lingan, ajratilgan uzatma bo'lishi mumkin. Yakka uzatmalar ko'pincha yengil yoki o'rta yuk avtomobillarida qo'llaniladi. Dvigateli oldida va yetakchi ko'prigi orqada joylashgan kompanovkali avtomobillarda konusli yoki gipoidli uzatmalar ishlatiladi. Kompanovkasi old yuritmal bo'lgan yengil avtomobillarda (Neksiya, Tiko, MATIZ, VAZ-2108, VAZ-2109) tsilindrik uzatmalar qo'llanilmoqda.

Konussimon asosiy uzatmaning ishlashidagi o'ziga xos xususiyatlari val tayanchlariga o'zaro perpendikular bo'lgan uchta yuzada katta kuchlarni ta'sir etishidir. Bu kuchlar ta'sirida tishli g'ildiraklarning vallari o'qi bo'ylab siljishga intiladi. Bundan tashqari yetakchi tishli g'ildiraklarning tayanch podshipniklari valning bir tomonida joylashganligi, uzatmaning ishlashida tishlarga ta'sir etuvchi kuchlarning notekis taqsimlanishiga, bu esa qo'shimcha dinamik kuchlarning paydo bo'lishiga sabab bo'ladi. Konussimon asosiy uzatmaning uzoq muddat ishlashi uchun tishlarning boshlang'ich konus uchlari (vershina) 0 nuqtada bo'lgan holda ularning ilashishi talab etilgan aniqliqda bo'lishi shart. Boshlang'ich

konus uchlarining siljishi uzatmaning ishlash sharoitini tez yomonlashtirib eyilishini tezlashtiradi va shovqinini oshiradi. Tishli g'ildiraklarning aniq ilashishini, shuning bilan, ishonchli ishlashini ta'minlash maqsadida ularning podshipniklari oldindan tig'izlab o'rnatiladi va karterining bikrligi oshiriladi. Bundan tashqari o'tuvchanligi yuqori bo'lgan yengil avtomobillarda, shuningdek, yuk avtomobillarida qo'llanilgan konussimon yoki gipoidli uzatmalarda, katta yuklanishda ishlaganda, ilashishning aniqligini saqlash maqsadida yetakchi tishli g'ildirak valiga va yetaklanuvchi tishli g'ildirakka qo'shimcha tayanchlar ishlanadi.

O'qlarining bir-biriga nisbatan bunday joylanishi kardanli uzatmaning orqa uchini pastroq tushiradi, bu esa o'z navbatida avtomobilning og'irlik markazini pasaytirib, uning turg'unligini oshiradi. Bundan tashqari, gipoidli uzatmada tishlarning spiral burchagi katta bo'lgani uchun, ularning uzunliga ham katta bo'lib, bir vaqtda ilashib turgan tishlarning soni konussimon uzatmaga qaraganda ko'p bo'lib, ilashib turgan tishlarning har biriga to'g'ri keladigan yukni kamaytiradi. Uzatish soni va yetaklanuvchi tishli g'ildirak diametri bir xil bo'lgan, ikki xil uzatmalar taqqoslanganda gipoidli uzatmada yetakchi tishli g'ildirakning diametri konussimon uzatmadagi yetakchi tishli g'ildiraknikiga qaraganda kattaroq, ya'ni bikrligi yuqoriroq bo'ladi. Bularning barchasi gipoidli uzatmaning afzalligi hisoblanib, uning mustahkamligini va uzoq muddat ishonchli shovqinsiz, ravon ishlashini ta'minlaydi.

Uzatmaning kamchiliklari g'ildirak tishlarining spirall burchagi katta bo'lganligi tufayli tish sirtlari o'zaro sirpanib ishlaydi, natijada ular nisbatan tez eyiladi, eyilishni oldini olish uchun sirpanib ishlayotgan tish sirtlarida mustahkam moy qatlami hosil qiladigan maxsus gipoid moyidan foydalanish kerak. Bundan tashqari, bu uzatmaning tishli g'ildiraklarini tayyorlash nisbatan qiyin, ularni yig'ishdagi aniqlik darajasi yuqori, chunki kichik noaniqlikning ta'siri tez seziladi. Lekin shunga qaramay, bu kamchiliklar gipoidli uzatmaning afzalliklariga hech qanday zarar etkazmaydi.

Chervyakli asosiy uzatmalar tishli g'ildirakli uzatmalardan o'zining

ixchamligi va shovqinsiz ishlashi bilan farqlanadi. Ammo bu uzatmaning konusli va gipoidli uzatmalarga nisbatan kichik va uni tayyorlashda qimmat metall (bronza) ishlatilganligi sababli avtomobillarda deyarli qo'llanilmaydi.

Asosiy uzatma quyidagi ko'rsatkichlar bo'yicha tasniflanadi:

1) Yakka asosiy uzatmalar:

- chervyakli;
- tsilindrik;
- konussimon;
- gipoidli.

2) Qo'shaloq asosiy uzatmalar:

- markaziy;
- ajratilgan.

Asosiy uzatmaga ko'yiladigan talablar.

Avtomobilning optimal tortish va tejamkorlik xususiyatlarini dvigatelning berilgan tashqi tezlik karakteristikasi uchun ta'minlashi kerak.

- Uzatish sonini to'g'ri tanlash;
- FIK yuqori bo'lishi $\eta = \frac{1 + f \operatorname{tg} \beta_2}{1 + f \operatorname{tg} \beta_1}$.

Asosiy uzatma turi	FIK
Egri chiziqli tishli yakka konussimon va gipoid asosiy uzatma	0,96-0,98
Konussimon va tsilindrik juftliklar bilan asosiy uzatma	0,93-0,96
Chervyakli yakka asosiy uzatma	0,90-0,94

Asosiy uzatma va yo'l orasidagi masofa iloji boricha katta bo'lishi uchun uning o'lchamlari kichik bo'lishi kerak.

- Qo'shaloq asosiy uzatmani ikkinchi qismini g'ildiraklarga joylashtirish;
- Gipoid asosiy uzatmadan foydalanish.

Shovqinsiz ishlashi kerak.

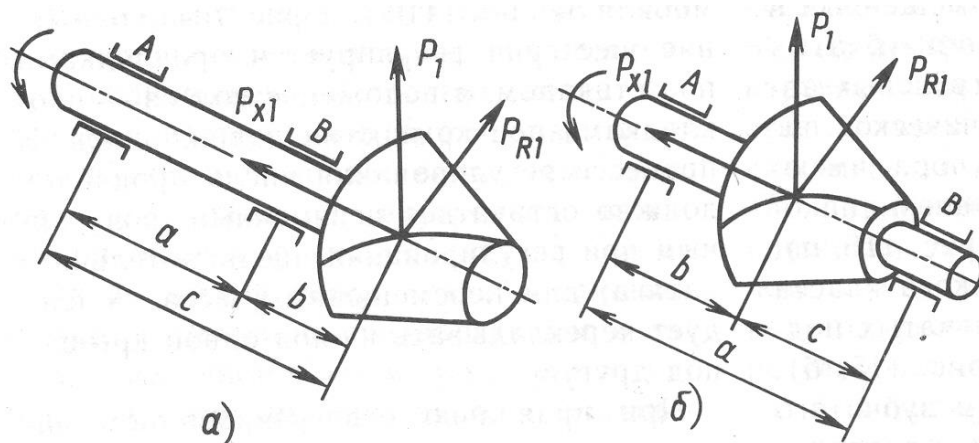
- Gipoid asosiy uzatmadan foydalanish;
- Vallarni va shesternyalarni qattiqligini ta'minlash;
- Vallarni va shesternyalarni aniq va mustahkam o'rnatilishini ta'minlash;

- Etakchi valning tayanch podshipniklarini oldindan siqib qo'yish (prednatyag);
- Konstruktsiyadagi ishqalanuvchi qismlarida yaxshi moylanishni ta'minlash va maxsus moylarni qo'llash.

Umumiy talablar.

Asosiy uzatmani hisoblash asoslari

Asosiy uzatmaning tishli g'ildirak tishlariga, val va podshipniklarga ta'sir etuvchi yuklanish manbai bo'lib ilashmadagi kuchlar xisoblanadi. Ularni aniqlash uchun 5.0-rasmdagi sxemadan foydalanamiz. Sxemada shesternya tishlariga ta'sir etayotgan normal kuchni xosil qiluvchi kuchlar ko'rsatilgan: P_1 – aylana bo'ylab yo'nalgan kuch; P_{x1} – o'q bo'ylab yo'nalgan kuch; P_{R1} – radius bo'ylab yo'nalgan kuch (1 va 2 indekslar shesternya va g'ildirakka tegishli).



5.2-расм. Асосий узатмадаги кучларни аниқлаш схемаси
а)-консол ўрнатилган; б)-қўшимча таянч билан ўрнатилган.

Konussimon asosiy uzatmadagi kuchlar

Shesternya.

Aylana bo'ylab yo'nalgan kuch:

$$P_1 = \frac{M_{e \max} \cdot U_{mp}}{r_o}$$

bu erda: r_o – o'rtacha radius, $r_o = \frac{0,5 \cdot r_n}{\sin \delta}$

r_n – boshlang'ich konus asosining radiusi;

l – shesternyaning eni;

δ – boshlang'ich konus burchagining yarmi.

O'q bo'ylab yo'nalgan kuch:

$$P_{x1} = \frac{P_1}{\cos \beta} \cdot (tg \alpha_{\omega} \cdot \sin \delta_1 \mp \sin \beta \cdot \cos \delta_1)$$

bu erda: «– » - aylanish va spiral bir tarafga yo'nalgan bo'lsa;

« + » - har tarafga yo'nalgan bo'lsa..

Radius bo'ylab yo'nalgan kuch:

$$P_{R1} = \frac{P_1}{\cos \beta} \cdot (tg \alpha_{\omega} \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta \cdot \sin \delta_1)$$

bu erda: «– » - aylanish va spiral bir tarafga yo'nalgan bo'lsa;

« + » - xar tarafga yo'nalgan bo'lsa..

Tishli g'ildirak.

Aylana bo'ylab yo'nalgan kuch: $P_2 = P_1$.

O'q bo'ylab yo'nalgan kuch: $P_{x2} = P_{x1}$.

Radius bo'ylab yo'nalgan kuch: $P_{R2} = P_{R1}$.

Gipoidli asosiy uzatmadagi kuchlar

Shesternya.

Ta'sir etuvchi kuchlar konussimon asosiy uzatmadagi shesternyaga ta'sir etuvchi kuchlarga o'xshash va o'sha formulalar bilan aniqlanadi (β_1 ni xisobga olib).

Tishli g'ildirak.

Aylana bo'ylab yo'nalgan kuch: $P_2 = \frac{P_1 \cdot \cos \beta_2}{\cos \beta_1}$

O'q bo'ylab yo'nalgan kuch: $P_{x2} = \frac{P_1}{\cos \beta_1} \cdot (tg \alpha_{\omega} \cdot \sin \delta_2 \mp \sin \beta_2 \cdot \cos \delta_2)$

Radius bo'ylab yo'nalgan kuch: $P_{R2} = \frac{P_1}{\cos \beta_1} \cdot (tg \alpha_{\omega} \cdot \cos \delta_2 \pm \sin \beta_2 \cdot \sin \delta_2)$

Tayanch reaksiyalari:

Podshipniklardagi yuklanishlarni aniqlash va vallardagi kuchlanishlarni xisoblash uchun *A* va *B.tayanchlardagi* reaksiyalarni aniqlash zarur.

Shesternya. Shesternya konsol yoki qo'shimcha tayanch bilan o'rnatilgan bo'lsa:

$$R_A = \frac{1}{a} \cdot \sqrt{(P_1 b)^2 + (R_1 b - P_{x1} \cdot r_0)^2}$$

$$R_B = \frac{1}{a} \cdot \sqrt{(P_1 c)^2 + (R_1 c + P_{x1} \cdot r_0)^2}$$

Hisoblash sxemasidagi belgilashlar uchun ikkala xol uchun xisoblash formulalari bir xil.

Tishli g'ildirak. Tishli g'ildirakning tayanch reaksiyalari shesternyaning tayanch reaksiyalarini aniqlovchi formulalar yordamida aniqlanishi mumkin.

Podshipniklar, materiallar

Podshipniklarning ishlash muddatini yuqorida keltirilgan usul bilan aniqlash mumkin.

Detallardagi ruxsat etilgan kuchlanishlar ularning materialiga, termik ishlovga va b. bog'liq. Asosiy uzatma detallarining materiallari sifatida legirlangan, tsementlangan yoki nitrotsementlangan toblangan po'latlar 15XNZA, 20XNZA (MAZ, KrAZ), 20XNM, (GAZ), ZOXTGT (ZIL), 12X2N4A ishlatiladi. Asosiy uzatma konstruktsiyalarida egilishdagi maksimal kuchlanishlar $[\sigma_{ts}]$ q500... 700 MPa; buralishdagi maksimal kuchlanishlar $[\sigma_k]$ q 1000... 1200 MPa.

5.2- §. Differentsial konstruktsiyasi, tasnifi va uni hisoblash

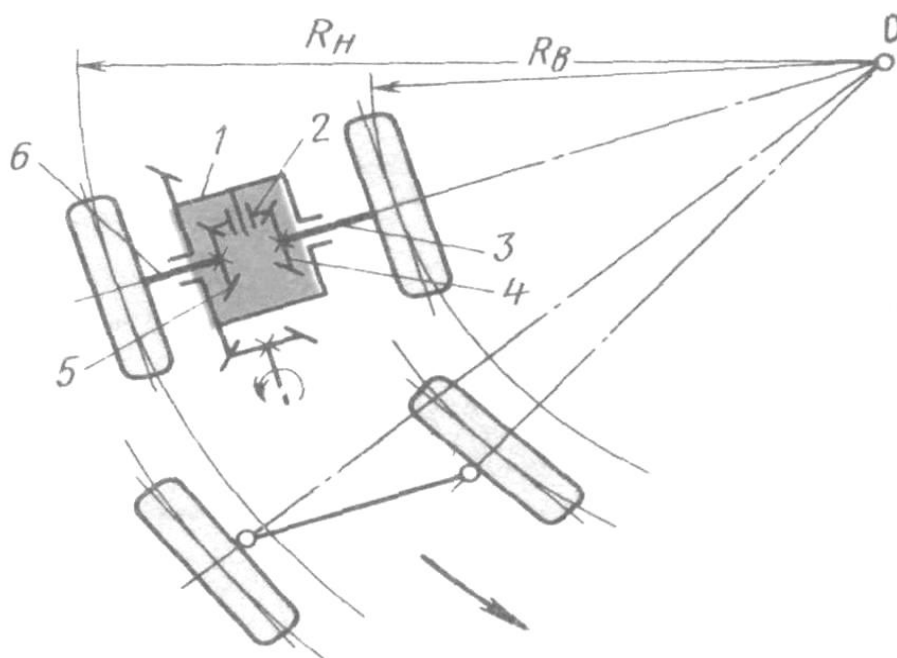
Differentsialning vazifasi va turlari. Ma'lumki, avtomobil burilayotganda uning g'ildiraklari har xil yo'l bosib turli chastotada aylanadi. Masalan, avtomobil burilayotganda uning tashqi g'ildiraklari ichki g'ildiraklariga qaraganda ko'proq yo'l bosib tez aylanadi. G'ildiraklarni bunday turli chastotada aylanishi avtomobilning notekisliklarda (to'g'ri yo'nalishda) harakatlenganda, shuningdek, g'ildiraklar har xil diametrga (shinalarning eyilishi yoki havo bosimi turlicha bo'lganda) ega bo'lganda ham ro'y beradi. Etakchi bo'lmagan oldingi g'ildiraklarni bir-biriga nisbatan turli chastotada mustaqil aylana olishini

ta'minlash uchun ularni o'zaro bog'liq bo'lmagan o'qlar (sapfalar)ga o'rnatilgan bo'ladi. Yetakchi g'ildiraklarga esa burovchi moment asosiy uzatmadan uzatiladi. Agar burovchi moment g'ildiraklarga bitta umumiy val orqali uzatilgundek bo'lsa, avtomobil burilayotganida uning g'ildiraklari turli chastotada aylana olmasdan yo'lga nisbatan sirpana boshlaydi. Shuning uchun yetakchi g'ildiraklarni bitta butun valga o'rnatilmasdan, har biri mustaqil aylana oladigan va yarim o'q deb nomlangan alohida-alohida vallarga o'rnatiladi.

Demak, differentsialning vazifasi avtomobilning burilishida yoki notekisliklarda harakatlanganida burovchi momentni yetakchi g'ildiraklarga taqsimlash bilan ularni turli tezlikda aylana olishini ta'minlashdir. Avtomobillarda asosan shesternyali va kulachokli differentsiallar ishlatiladi. Shesternyali differentsiallar konstruksiyasi bo'yicha birmuncha oddiy.

Avtomobillarda konussimon shesternyali differentsiallar keng tarqalgan bo'lib, u differentsial qutisi, sotollitlar, yarim o'q shesternyalari tashkil topgan. Yarim o'q shesternyalari yarim o'qlar orqali yetakchi g'ildiraklar bilan ulangan. Differentsial planetar mexanizm bo'lib, uning yetakchi zvenosiga differentsial qutisi, yetaklanuvchi zvenosiga esa o'lchamlari bir xil bo'lgan yarim o'q shesternyalar va kiradi.

Differentsiallar Transmissiyada o'rnatilish joyiga qarab g'ildiraklararo (burovchi momentni bir ko'priqdagi yetakchi g'ildiraklarga taqsimlash) va o'qlararo (4x4; 6x4; 6x6 rusumli avtomobillarda burovchi momentni yetakchi ko'priklarning asosiy uzatmalariga taqsimlash)larga; burovchi momentni yetakchi ko'priklarga qanday nisbatda taqsimlanishiga qarab simmetrik va nosimmetriklarga bo'linadi.



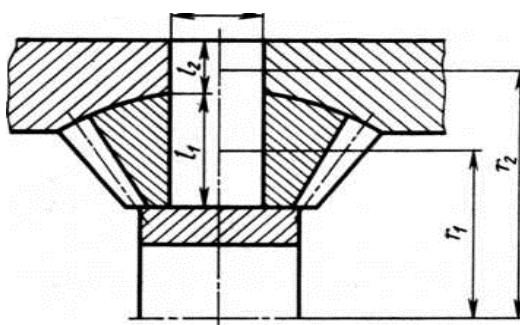
5.3-rasm. Avtomobilni burilishdagi sxemasi. 1-differentsial korpusi;
2-satellit; 3,6-yarim o'qlar; 4,5-yarim o'q shesternyalari.

Differentsialga ko'yiladigan talablar va ularning kondirilishi.

1. Differentsial burovchi momentni avtomobilga maksimal ekspluatatsion xususiyatlarini ta'minlaydigan qilib g'ildiraklar va o'qlararo taqsimlashi kerak;
2. Umumiy talablar.

Differentsialdagi yuklanishlar.

Differentsialning yuklanishlari transmissiyaning 1-hisoblash rejimiga binoan aniqlanadi. Konussimon differentsiallarda satellit, yarimo'q shesternyalari, krestovina va differentsial korpusidagi **yuklanishlar** aniqlanadi.



5.4-rasm. Satellit sxemasi.

Satellit va yarimo'q shesternyalari tishlaridagi yuklanishni aniqlashda aylanma kuch barcha satellitlarga teng taqsimlangan va har-bir satellit ikkita tish

orqali kuch uzatayapti deb hisoblanadi. Shunga binoan bitta satellitga ta'sir etuvchi aylanma kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_c = \frac{M_{e\max} \cdot U_{\kappa n1} \cdot U_{\varepsilon n}}{r_1 \cdot n_c}$$

bu erda: $M_{e\max}$ – dvigatelni maksimal burovchi momenti;

$U_{\kappa n1}, U_{\varepsilon n}$ – tegishli ravishda uzatmalar qutisini birinchi pog'onada va asosiy uzatma markaziy qismining uzatishlar soni;

r_1 – satellitni aylanma kuch ta'sir etadigan radiusi;

n_e – satellitlar soni.

Yarim o'q shesternyalariga ta'sir etuvchi kuchlar aylanma kuch P_c tufayli hosil bo'ladi va ilashmada P_c ga teng lekin teskari yo'naltirilgan bo'ladi.

Egishdagi kuchlanish GOST 21354-87 bo'yicha aniqlanadi. Tishlarning eyilishi hisobga olinmaydi. Satellit va yarimo'q shesternyalari 18XGT, 25XGM, 20XN2M kabi po'latlardan tayyorlanadi.

$$[\sigma_i] = 500 \dots 800 \text{ MPa.}$$

Krestovina shipida (18XGT, 20XNZA) quyidagi kuchlanishlar hosil bo'ladi:

$$\text{-ezilishdagi kuchlanish: } \sigma_{cm} = \frac{P_c}{d \cdot l_1} \quad [\sigma_{cm}] = 50 \dots 60 \text{ MPa;}$$

$$\text{- qirqilishdagi kuchlanish: } \tau_{cp} = \frac{4P_c}{\pi \cdot d^2} \quad [\tau_{cp}] = 100 \dots 120 \text{ MPa;}$$

Differentsial korpusida ezilishdagi kuchlanish quyidagicha hisoblanadi:

$$\sigma_{cm} = \frac{P_d}{d \cdot l_2} \quad [\sigma_{cm}] = 50 \dots 60 \text{ MPa.}$$

$$\text{bu erda: } P_d \text{ aylanma kuch, } P_d = \frac{M_{e\max} \cdot U_{\kappa n1} \cdot U_{\varepsilon n}}{r_2 \cdot n_c}$$

Satellit yon tarafining differentsial korpusiga bosimi ezilishdagi kuchlanish orqali topiladi:

$$\sigma_{cm} = \frac{P_{xc}}{F} \quad [\sigma_{cm}] = 10 \dots 20 \text{ MPa.}$$

bu erda: $P_{xc} = P_c \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_c$ – α_w – ilashish burchagi; δ_c – satellit konusi

burchagining yarmi.

5.3- §. Yarim o'qlar konstruksiyasi, tasnifi va uni hisoblash

Yarim o'qlar vazifasi va turlari. Yarim o'qlar differentsialdan burovchi momentni yetakchi g'ildiraklarga uzatadi. Avtomobillarda ko'llaniladigan yarim o'qlarining asosiy turlari quyida keltirilgan. Yarim o'qlarning tashqi uchlari g'ildirak gupchagiga flanes, shponka yoki shlis yordamida ulanadi. Ichki uchi esa ko'pchilik avtomobillarda yarim o'q shesternyasi bilan shlis yordamida biriktiriladi.

Avtomobil harakatlanganda yarim o'qlarga burovchi momentdan tashqari eguvchi momentlar ham ta'sir etadi. Eguvchi momentlar avtomobilning yetakchi gildiraklariga ta'sir etadigan quyidagi kuchlardan vujudga keladi radial kuch (avtomobilning og'irligidan tashkil topgan reaksiya kuchi), tortuvchi kuch— P ; yondan ta'sir qiluvchi kuch-(avtomobil burilishida hosil bo'ladigan kuch).

Yarim o'qlarni, ularni orqa ko'prikda o'rnatilish usuliga qarab, eguvchi momentlardan to'la yoki qisman yuksizlantirish mumkin. Avtomobillarda ishlatiladigani uch xil, ya'ni eguvchi momentlardan yarim yuksizlantirilgan, qismga yuksizlantirilgan va to'la yuksizlantirilgan bo'ladi.

Avtomobilni yetakchi g'ildiraklariga yo'lning vertikal reaksiya R_z , tortish P_k , tormozlash P_T , burilishlarda va qiyaliklarda yondan ta'sir etuvchi P_y va h.k. kuchlar ta'sir etadi. Bu kuchlar yarim o'qlarda eguvchi moment hosil qilishlari mumkin. Etakchi ko'prikning karteriga o'rnatilishining xususiyatlariga ko'ra yarim o'qlar yuqorida aytib o'tilgan eguvchi momentlardan to'la yoki qisman ozod bo'lishlari mumkin. Yarim o'qlarga tushadigan burovchi va eguvchi momentlarga ko'ra tasniflanadi. Agar yarim o'q bevosita yetakchi ko'prikning podshipnigiga tayansa u yuqorida aytib o'tilgan barcha kuchlardan hosil bo'lgan eguvchi momentlarning ta'sirida bo'ladi va burovchi moment uzatadi. Shu turdagi yarim o'q yarim yuksizlantirilgan deb ataladi. Yarim yuksizlantirilgan yarim o'qlar

barcha yengil avtomobillarning orqa yetakchi ko'priklarida ishlatiladi. G'ildirak gupchagi bevosita yarim o'qning flanetsiga qotiriladi.

Agar yetakchi g'ildiraklar gupchagi ko'priknig ustida ikkita podshipniklarda o'rnatilgan bo'lsa, yuqorida aytib o'tilgan barcha kuchlardan hosil bo'ladigan eguvchi momentlarni podshipniklar orqali ko'prik qabul qiladi. Yarim o'q esa faqat burovchi momentni uzatadi. Bunday turdagi yarim o'qlar to'la yuksizlantirilgan deb ataladi. To'la yuksizlantirilgan yarim o'qlar avtobus va o'rta, katta yuk avtomobillarning yetakchi orqa ko'priklarida ishlatiladi.

Yarim o'qlardagi yuklanishlar. Yarim yuksizlantirilgan yarim o'qlar egilish va buralishga uch xil rejim uchun xisoblanadi:

1) avtomobil to'g'ri chiziqli harakatlanganda yarim o'qning vertikal va gorizontal tekisliklardagi umumiy egiluvchi moment quyidagicha aniqlanadi:

$$M_u = b\sqrt{R_{z1}^2 + P_T^2};$$

yarim o'qning buralishdagi momenti: $M_{kp} = P_T \cdot r_k;$

yarim o'qning murakkab kuchlanishi: $\tau = \frac{\sqrt{M_u^2 + M_{kp}^2}}{0,1d^3};$

2) avtomobil sirpanganda o'ng va chap yarim o'qlardagi egiluvchi momentlar quyidagicha aniqlanadi:

$$M_{u1} = R_{y2}r_k - R_{z2}b;$$

$$M_{u1} = R_{y2}r_k + R_{z2}''b$$

3) avtomobil dinamik yuklanganda vertikal yuklanish: $R_{z1}K_d = R_{z2}K_d;$

gorizontal yuklanish: $R_{z1}K_d\varphi = R_{z2}K_d\varphi$

burovchi yuklanish: $P_T r_k = M_{kp} = R_{z1}K_d\varphi \cdot r_k = R_{z2}K_d\varphi \cdot r_k$

Hisob-kitoblarda $\varphi = 0,8...0,9$ - avtomobil to'g'ri chiziqli harakatlanganda
 $\varphi = 1$ - avtomobil sirpanganda

To'rtdan uchga yuksizlantirilgan va to'la yuksizlantirilgan yarim o'qlar faqat buralishdagi kuchlanishga hisoblanadi:

$$\tau = \frac{P_T r_k}{0,2d^3};$$

$$\text{Yarim o'qning buralish burchagi: } \theta = \frac{180}{\pi} \frac{M_{\kappa p} l}{G \cdot J_{\kappa p}}; \quad M_{\kappa p} = P_T \cdot r_{\kappa}$$

bu erda: $J_{\kappa p} = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$ - inertsia momenti;

$G = 85 \text{ GPa}$ - siljish moduli.

Buralish burchagi yarim o'qning 1 m uzunligiga $\theta = 9...15^0$ ga teng. Yarim o'qlar asosan 30XGS, 40XMA, 40X, 40XNMA kabi legirlangan po'latlardan tayyorlanadi.

Ruxsat etilgan kuchlanishlar:

egilishdagi kuchlanish: $[\sigma] = 600...800 \text{ MPa}$

buralishdagi kuchlanish: $[\tau] = 500...600 \text{ MPa}$

Nazorat savollari:

1. Asosiy uzatmaning tasnifi va qo'llanilishi.
2. Asosiy uzatmaga ko'yiladigan talablar.
3. Avtomobilning ekspluatatsion xususiyatlarini asosiy uzatmada ta'minlash.
4. Asosiy uzatmaning shovqinsiz ishlashi qanday ta'minlanadi?
5. Chervyakli yakka asosiy uzatmaning sxemasi va taxlili.
6. Tsilindrsimon yakka asosiy uzatmaning sxemasi va taxlili.
7. Konussimon yakka asosiy uzatmaning sxemasi va taxlili.
8. Gipodli yakka asosiy uzatmaning sxemasi va taxlili.
9. Markazda joylashgan qo'shaloq asosiy uzatmaning sxemasi va taxlili.
10. Ajratilgan qo'shaloq asosiy uzatmaning sxemasi va taxlili.

6-BOB. RUL BOSHQARMASI

Tayanch iboralar: rul mexanizmi, rul chambaragi, rul yuritmasi, rul tortqilari, chervyak, vint, shesternya.

6.1-§. Rul boshqarmasining vazifasi va tasnifi

Rul boshqarmasi avtomobilni boshqarishda haydovchi tomonidan belgilangan yo'nalishda harakatni ta'minlaydi.

Vazifasi. Rul mexanizmi boshqariluvchi g'ildiraklarni yengil burishga imkon berish uchun, rul chambaragiga quyilgan burovchi momentni oshirgan holda rul soshkasiga etkazib berish uchun xizmat qiladi.

Rul boshqarmasi o'z ichiga quyidagilarni oladi:

- rul mexanizmi;
- rul yuritmasi.

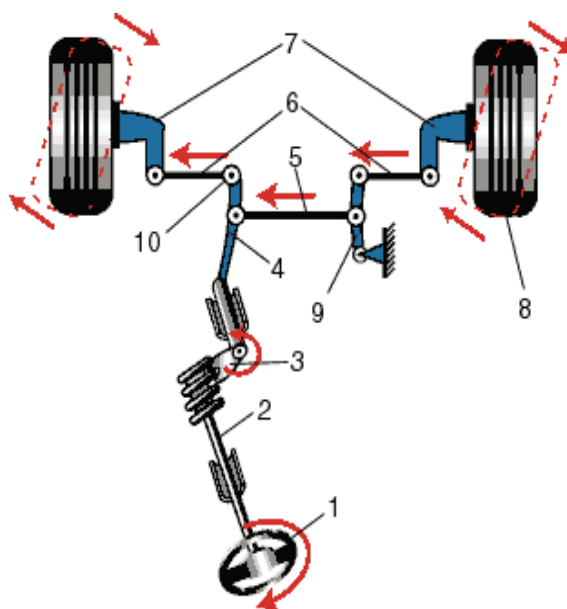
Rul mexanizmi boshqariluvchi g'ildiraklarni yengil burish va uzatishlar sonini ko'paytiradi. Hozirgi zamonaviy avtomobillarda **chervyakli, vintli** va **shesternyali** rul mexanizmlari ishlatiladi.

Chervyak rolikli rul mexanizmi barcha yengil avtomobillarda (klassik komponovkadagi) va oldi boshqariluvchi o'qiga 25kN gacha og'irlik tushadigan yuk avtomobillarda kuchaytirgichsiz va 40kN og'irlik tushadigan yuk avtomobillarda kuchaytirgich bilan qo'llanishi mumkin (6.1-rasm).

Chervyakli rul mexanizmida rul chambaragiga qo'yilgan moment, rul valiga mahkamlangan chervyakdan, chervyak sektori orqali, shu valda o'tirgan soshkaga uzatiladi.

Ko'pchilik rul mexanizmlarida chervyak glaboidsimon (glaboid chervyakning tashkil etuvchisi-aylana yoyidan iborat), a sektor tishlarini esa, podshipnikda o'tirib aylanadigan rolik bilan almashtirilgan.

Bunday rul mexanizmida chervyak katta burchakka burilganda, tishlashish yaxshi saqlanib, ishqalanuvchi juftlarning yedirilishi kam bo'ladi.

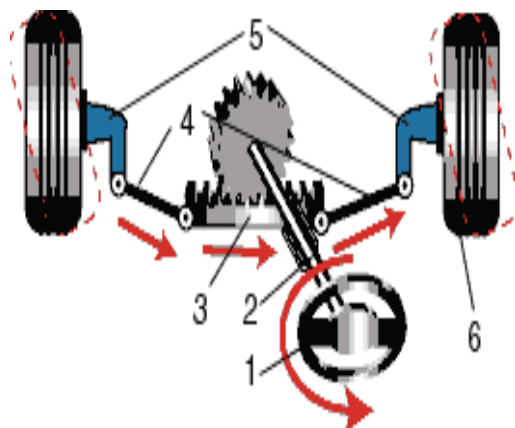


6.1-rasm. Chervyakli rul boshqarmasini sxemasi.

1-rul chamberagi; 2-rul vali va «chervyak»; 3-«rolik» va soshka vali; 4-rul soshkasi; 5-o'rtadagi tortqi; 6-yon sharnir; 7-burilish richagi; 8-avtomobilning old g'ildiragi; 9-mayatnik richagi; 10-rul tortqisi sharniri.

Reyka-shesternyali rul mexanizmi. Rul valiga mahkamlangan shesternya aylanganda reykani siljishiga sabab bo'ladi va reyka ko'ndalang tortqi vazifasini bajaradi.

Rul mexanizmi, valdagi shesternyaning aylanma harakatini, reykaning ilgari qaytma harakatiga aylantiradi.



6.2-rasm. Reyka-shesternyali rul boshqarmasini sxemasi.

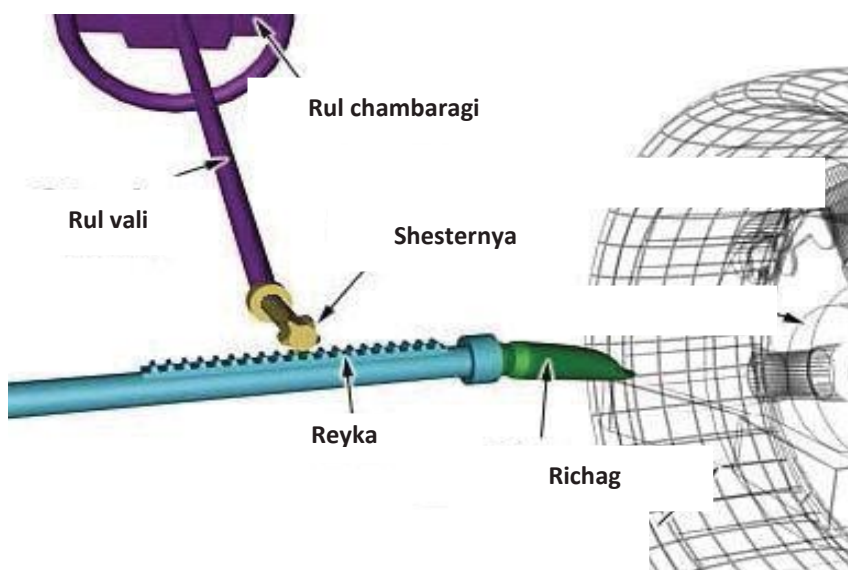
1-rul chamberagi; 2-val va aylantiruvchi g'ildirak; 3-rul mexanizmi reykas; 4-o'ng va chap rul tortqisi; 5-burilish richagi; 6-buriluvchi g'ildirak.

Reyka shesternyali rul mexanizmining tuzilishi keltirilgan. Rul chamberagini aylantirilganda shesternya, reykaning harakatga keltiradi, undan kuch rul tortqilariga uzatiladi. Rul tortqilari, burilish richaglari orqali boshqariluvchi

g'ildiraklarni buradi.

Reyka-shesternyali rul mexanizmi rul vali bilan tayyorlangan qattiq tishli shesternya va qattiq tishli reykadan tashkil topgan. Val karter ichida joylashgan sharikli podshipniklar aylanadi. Ular halqa va yuqori qopqoq yordamida tortiladi

Tayanch, prujina orqali reykaqa siqib qo'yilgan bo'lib, unga ta'sir qilayotgan radial kuchni qabul qiladi va yon tomondagi qopqoqga uzatadi, shuning hisobiga juft ilashuvining aniqligi amalga oshiriladi.



6.3-rasm. Reyka-shesternyali rul boshqarmasini qirqimi.

Vint reykali rul mexanizmi. Vint reykali rul mexanizmi boshqariluvchi o'qqa 25kN dan ortiq og'irlik tushadigan avtomobillarda kuchaytirgichsiz va 40kN og'irlik tushadigan avtomobillarda kuchaytirgich bilan qo'llash tavsiya etiladi.

Bunday rul mexanizmlari, hozirgi zamonaviy dvigatel oldinda joylashgan, old o'q yetaklovchi va boshqariluvchi bo'lgan yengil avtomobillar Tiko, Matiz va Neksiyalarda qo'llaniladi.

Vintli rul mexanizmida, vintning aylanma harakati, gaykani ilgarilama harakatiga aylantiradi, unda reyka qilingan bo'lib, u sektor bilan ilashib turadi. Sektor soshka bilan bitta umumiy valga mahkamlangan. Rul mexanizmida ishqalanishni kamaytirish va vint bilan gayka orasidagi birikmaning yedirilishiga chidamliligini oshirish uchun sharchalar orqali biriktiriladi.

Vint-gayka sektor tipidagi rul mexanizmida uzatishlar soni sektor tishlari boshlang'ich aylana radiusining vint qadamlari nisbatidan aniqlanadi. Shesternyali

rul mexanizmlari qatoriga silindrik yoki konus shesternyali, shuningdek, reykali rul mexanizmlari kiradi. Reykali rul mexanizmida uzatma jufti shesternya va tishli reykanadan tashkil topgan.

Bunday rul mexanizmi hozirgi zamon yyengil avtomobillarida keng qo'llanilmoqda.

Rul boshqarmasining quyidagi parametrlar bo'yicha tasniflanadi:

1) avtomobilni burish usuli bo'yicha:

- boshqariluvchi g'ildiraklarning burilishi hisobiga;
- avtomobil elementlarining (bir o'qli tortuvchi avtomobil va bir o'qli tirkama) joylashuvini o'zgartirish hisobiga;
- bitta bortdagi g'ildiraklarni to'xtatish hisobiga;
- bitta bortdagi g'ildiraklarni orqaga aylantirish hisobiga.

2) rul chambaragining joylashuvi bo'yicha:

- o'ng tarafda;
- chap tarafda.

3) boshqariluvchi g'ildiraklarning joylashuvi bo'yicha:

- ikki o'qli avtomobillarda: oldingi o'qda; orqa o'qda; oldingi va orqa o'qlarda.
- uch o'qli avtomobillarda: birinchi o'qda; birinchi va uchinchi o'qda.
- to'rt o'qli avtomobillarda: birinchi va ikkinchi o'qda; birinchi va uchinchi o'qda; barcha o'qlarda.

Rul boshkarmasiga ko'yiladigan talablar

1. Avtomobilning burilish radiusi kichik bo'lishi kerak;
2. Engil boshqarilishi kerak;
3. Kinematik va dinamik kuzatish qobiliyatiga ega bo'lishi kerak;
4. Burilish paytida g'ildiraklar sirpanmasligi kerak;
5. Yo'ldan keladigan turtkilarni rul chambaragiga o'tkazmasligi kerak;
6. Optimal elastiklikga ega bo'lishi kerak;
7. Rul yuritmasi osma elementlari bilan to'g'ri kinematik bog'langan bo'lishi kerak;

8. Boshqariluvchi g'ildiraklarning barqarorligiga ta'siri minimal bo'lishi kerak;
9. Yuqori ishonchlilikga ega bo'lishi kerak;
10. Umumiy talablar.

6.2-§. Rul boshkarmasining asosiy texnik parametrlari

Avtomobilning minimal burilish radiusi. Boshqariluvchi g'ildiraklar maksimal burilganda tashqi g'ildirakning yo'l bilan kontakt markazidan burilish markazigacha bo'lgan masofaga avtomobil minimal burilish radiusi deyiladi. G'ildiraklari qattiq avtomobillar uchun:

$$\operatorname{ctg} \theta_H - \operatorname{ctg} \theta_B = \frac{(OD - JC)}{L} = \frac{CD}{L} = \frac{M}{L}$$

bu erda: θ_H va θ_B – tashqi va ichki g'ildiraklar burilish burchaklari;

L – avtomobil bazasi;

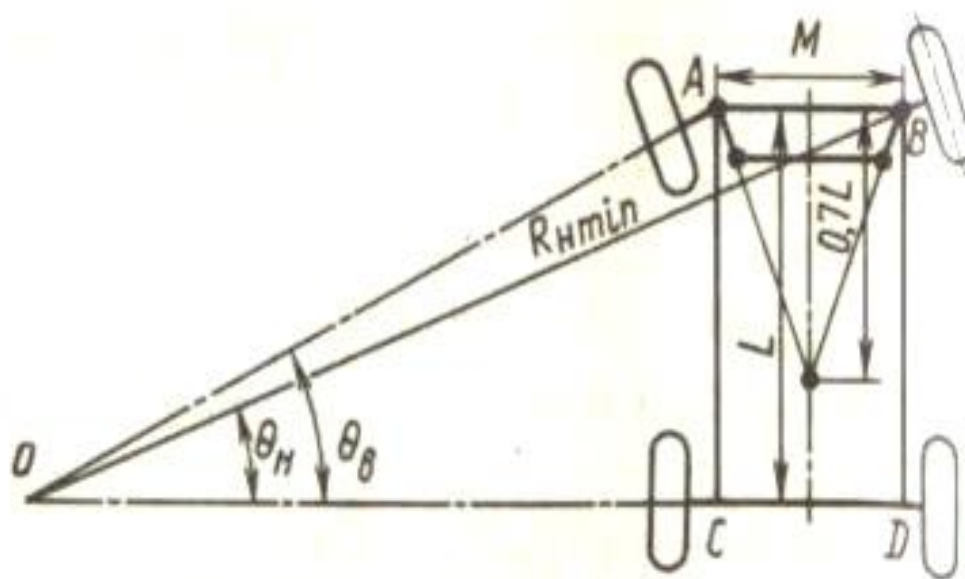
M – shkvorenlar orasidagi masofa.

Oddiy avtomobillarda minimal burilish radiusi quyidagicha aniqlanadi:

$$R_{H_{\min}} = \frac{L}{\sin \theta_{H_{\max}}}$$

Hamma g'ildiraklari boshqariluvchi avtomobil uchun:

$$R_{H_{\min}} = \frac{L}{2 \sin \theta_{H_{\max}}}$$



6.4-rasm. Avtomobilning burilish sxemasi

Rul boshqarmasining umumiy FIK

$$\eta_{PY} = \eta_{PM} \cdot \eta_{PII}$$

Rul boshqarmasining burchak uzatishlar soni. Rul chambaragi elementar burilish burchagining g'ildiraklar burilish burchaklari yig'indisining yarmiga nisbati rul boshqarmasining burchak uzatishlar soni deyiladi:

$$U_{\omega} = \frac{d\alpha}{d\theta}$$

bu erda:

$$d\theta = \frac{d\theta_H + d\theta_B}{2}$$

Bu burchak uzatishlar soni o'zgaruvchan bo'ladi va mexanizm bilan yuritmaning uzatish-lar soniga bog'liq bo'ladi.

$$U_{\omega} = U_{PM} \cdot U_{PII}$$

Rul mexanizmining uzatish soni deb rul chambaragi elementar burilish burchagi-ning soshka vali elementar burilish burchagiga nisbatiga aytiladi. Rul mexanizmining uzatish soni o'zgaruvchan va o'zgarmas bo'lishi mumkin. $U_{PM} = 12 \dots 18$ yengil avtomobilda, $U_{PM} = 16 \dots 26$ yuk avtomobilida.

Rul yuritmasining uzatish soni deb richag elkalarining nisbatiga aytiladi. Burilish vaqtida elkalarining qiymati o'zgargani uchun rul yuritmasining uzatish soni o'zgaruvchan $U_{PII} = 0,85 \dots 2,0$

Rul boshqarmasining kuch uzatishlar soni. Boshqariluvchi g'ildiraklarning burilishiga qarshilik momentining rul chambaragiga qo'yilgan momentga nisbati rul boshqarmasining kuch uzatishlar soni deyiladi.

$$U_C = \frac{M_C}{M_{p.k.}}$$

Rul boshqarmasining kuch uzatish soni oson boshqaruvchanlik mezonini bo'lib hizmat qilishi mumkin. Avtomobil loyihalashtirilayotganda rul chambaragidagi kuch chegaralanadi: $\min = 60 \text{ H}$, $\min = 120 \text{ H}$. Kichik

qiymatning chegaralanish sababi xaydovchi yo'lni sezuvchanligini yo'qotishi kerak emas. Rul chambaragining parametrlari:

Rul chambaragining maksimal burilish burchagi $-540^0 \dots 1080^0$.

Rul chambaragining diametri - 380....425 mm (yengil avtomobillarda), 440....550 mm (yuk avtomobillarda)

6.3-§. Rul mexanizmlari va ularni baholovchi parametrlar.

Rul mexanizm boshqariluvchi g'ildiraklarni yengil burish va uzatishlar sonini ko'paytiradi. Hozirgi zamonaviy avtomobillarda **chervyakli, vintli** va **shesternyali** rul mexanizmlari ishlatiladi.

Rul mexanizmiga qo'yiladigan talablar:

-to'g'ri yo'nalishda (rul chambaragidan boshqariluvchi g'ildiraklargacha) FIK yuqori bo'lishi kerak, teskari yo'nalishda sezilarli darajada pastroq bo'lishi kerak;

-rul mexanizmi boshqariluvchi g'ildiraklarning stabilizatsiyasiga halaqit bermasligi kerak;

- rul mexanizmida ilashish juftligidagi tirqish neytral holatda minimal bo'lishi kerak va albatta sozlanadigan bo'lishi kerak;

-rul mexanizmining uzatishlar soni berilgan harakterda o'zgarishi kerak;

-rul mexanizmi jarohatlanishga qarshi qurilmalarga ega bo'lishi kerak;

-umumiy talablar.

Rul mexanizmini baxolovchi parametrlar:

Rul mexanizmining FIK:

-to'g'ri yo'nalishdagi FIK:

$$\eta_{\downarrow PM} = 1 - \frac{M_{mp1}}{M_{p.k.}}; \quad \eta_{\downarrow PM} = 0,6 \dots 0,95;$$

bu erda: M_{tr1} – rul chambaragiga keltirilgan rul mexanizmining ishqalanish momenti;

M_{rk} – rul chambaragining momenti.

-teskari yo'nalishdagi FIK:

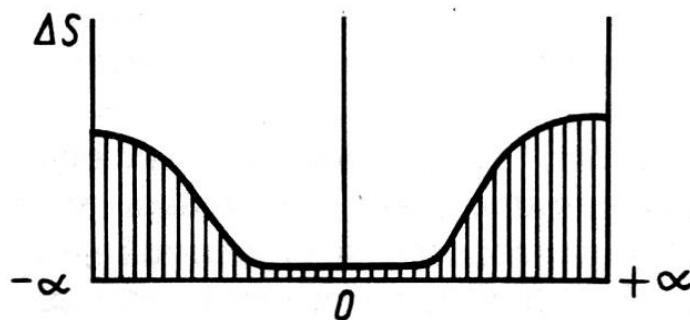
$$\eta \uparrow_{PM} = 1 - \frac{M_{mp2}}{M_{gc}}; \quad \eta \uparrow_{PM} = 0,55 \dots 0,85;$$

bu erda: M_{tr2} – soshka valiga keltirilgan rul mexanizmining ishqalanish momenti;

M_{vs} – boshqariluvchi g'ildiraklardan soshka valiga keltirilgan momenti.

Rul chambaragiga uzatilayotgan zarbalarni kamaytirish. Yo'lning notekisliklaridan hosil bo'ladigan zarbalarning rul chambaragiga keskin uzatilishi boshqariluvchanlikni yo'qotishga olib keladi. Bu zarbalarni kamaytirishning quyidagi usullari mavjud:

- teskari yo'nalishdagi FIK to'g'ri yo'nalishdagi FIK dagi bir muncha kichik qilib tayyorlanadi;
- boshqariluvchi g'ildiraklar neytral xolatda rul mexanizmining uzatishlar soni oshiriladi;
- boshqariluvchi g'ildiraklarning obkatka elkasi kamaytiriladi;
- rul mexanizmining qayishqoqligi oshiriladi;
- rul mexanizmida yoki rul yuritmasida amortizatsiyalovchi qurilmalar o'rnatiladi;
- rul boshqarmasida gidrokuchaytirgichlar ishlatiladi;



6.5-rasm. Rul mexanizmidagi tirqishning optimal xarakteristikasi

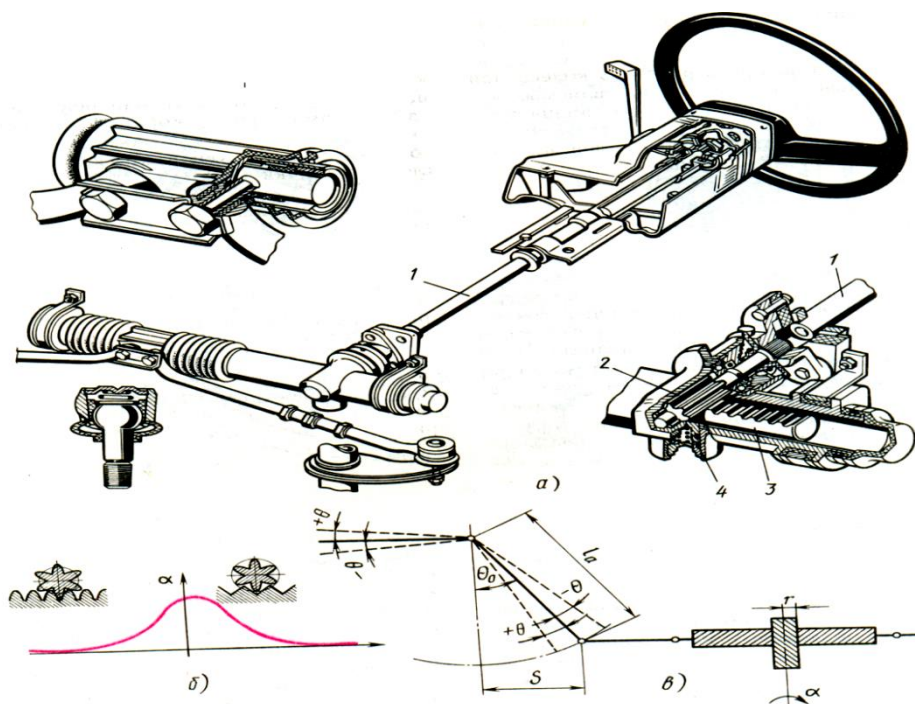
Rul mexanizmidagi tirqishlar:

Rul chambaragini burilish burchagi oshib borgan sari tirqish ham oshib borishi kerak. Buning sababi: avtomobil asosan to'g'ri yo'nalishda harakatlangani uchun rul mexanizmidagi rul elementlarining neytral holatdagi qismi tez eyiladi. Ulardagi tirqishni sozlash uchun bu elementlar bir-biriga yaqinlashtiriladi. Agar

chetki holatlarda tirqish avvaldan katta bo'lmasa, u holda rul mexanizmi tiqilib qolishi mumkin, chunki chetki holatlarda elementlar kam eyiladi.

6.4-§. Rul mexanizmlarining taxlili

Reykali rul mexanizmi. Engil avtomobillarda reykali rul mexanizmi oxirgi paytda keng tarqalmoqda. Ular shesternya 2 va tishli reyka 3 juftligidan tashkil topgan (6.6a-rasm). Bunday rul mexanizmlarini afzalligi ularning sodda, ixcham va arzonligida. To'g'ri va teskari yo'nalishlardagi FIK qoniqarli darajada yuqori (η q 0.9...0.95). Reykali rul mexanizmi bilan nomustaqil osmada to'rt sharnirla rul yuritmasi ishlatilishi mumkin. Teskari yo'nalishdagi FIK yuqoriligi tufayli bunday rul mexanizmi rul kuchaytirgichi bo'lmaganda faqat kichik klassdagi yengil avtomobillarga o'rnatilishi maqsadga muvofiq, chunki yo'l notekisliklaridan rul chambaragiga keladigan turtkilar avtomobilni boshqarishini qiyinlashtiradi. Yuqori klassdagi yengil avtomobillarda o'rnatilgan rul kuchaytirgichlari turtkilarni yutadi va boshqarishni osonlashtiradi.



6.6-rasm. Reykali rul mexanizmi konstruksiyasi.

Ushbu rul mexanizmini taxlil etish uchun shesternyaning elementar burilish burchagini reykani elementar surilish masofasiga nisbatini olamiz. Agar shesternya va reyka tishlarining profili normal bo'lsa bu nisbat $d\alpha/ds = \text{const}$ o'zgarmas bo'ladi. Asosan ushbu nisbat reykali rul mexanizmlari uchun o'zgarmas bo'ladi,

lekin oxirgi paytlarda nisbat $d\alpha/ds$ o'zgaruvchan reykali rul mexanizmlari paydo bo'lmoqda. Nisbatning o'zgarishi reykaning tishlarini maxsus profil (6.2b-rasm) etib kesilishi xisobiga amalga oshiriladi. Qo'yilgan masalaga ko'ra nisbat belgilangan konun bilan o'zgarishi mumkin.

Reykali rul mexanizmi o'rnatilganda rul boshqarmasini umumiy burchak uzatish sonini $u_\omega = \frac{d\alpha}{d\theta}$ orqali aniqlash maqsadga muvofiq ($d\alpha$ -rul chambaragini elementar burilish burchagi, $d\theta$ -boshqariluvchi g'ildiraklarning o'rtacha burilish burchagi). 6.6-rasmda keltirilgan sxemadan foydalangan holda $\frac{d\alpha}{ds} = \text{const}$ deb hisoblab, boshqariluvchi g'ildiraklar $\pm\theta$ burchakka burilganda reykaning joriy surilishini topamiz:

$$s = l_a \sin(\theta_o \pm \theta)$$

agar tenglamani differentsiallasak:

$$ds = l_a \cdot \cos(\theta_o \pm \theta) d\theta$$

$r \cdot d\alpha = ds$ deb hisoblab, rul boshqarmasining burchak uzatish sonini aniqlaymiz

$$u_\omega = \frac{d\alpha}{d\theta} = \frac{l_a \cdot \cos(\theta_o \pm \theta) d\theta}{r}$$

Demak, reykali rul mexanizmli rul boshqarmasining uzatish soni o'zgaruvchan. Shesternyadan reykaga uzatilayotgan kuch

$$P_x = \frac{P_{p_q} \cdot R_{p_q}}{r}$$

bu erda: P_{p_q} – rul chambaragiga quyilgan kuch;

R_{p_q} –rul chambaragining radiusi;

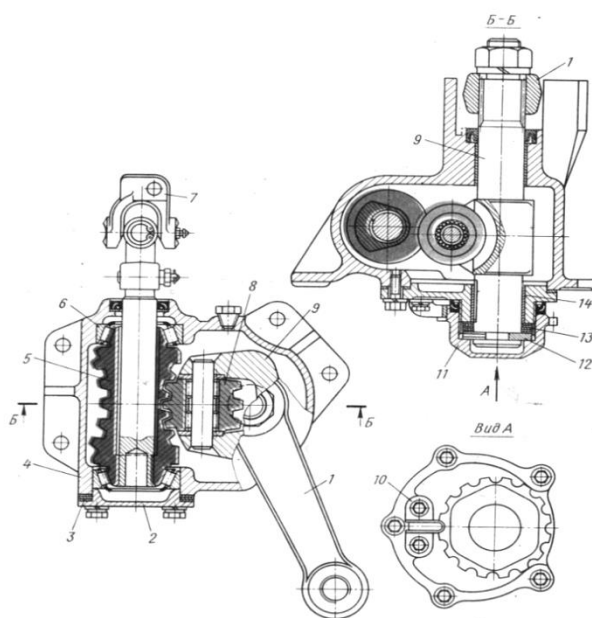
r_ω – shesternyaning boshlangich radiusi.

Reykali rul mexanizmining afzalligi: sodda va ixcham; arzon; FIK=0,9-0,95; kamchiligi: turtkilarni so'ndirmasdan o'tkazadi; uzatish soni pastroq.

Chervyakli rul mexanizmi. Ushbu rul mexanizmlari yengil, yuk avtomobillari va avtobuslarda o'rnatiladi. Chervyak va rolikli rul mexanizmlari

keng tarqalgan. Bunday juftlik globoidal chervyak va ikki yoki uch tishli rolikdan iborat. Kam xollarda kichik klassdagi yengil avtomobilda bir tishli rolik ishlatilishi mumkin.

Globoidal chervyak va uch tishli rolikli rul mexanizmini konstruksmyasi 6.7-rasmda tasvirlangan. Chervyak, soshka valining ishchi burchagini oshirish maqsadida, globoid shaklida tayyorlangan. Ishchi burchak tishli ilashma ilashishdan chikib ketmasligi bilan aniqlanadi. Chervyak va vallar sharikli, radial yoki ignasimon podshipniklarda o'rnatiladi. Ishqalanish minimumga tushirilganligi tufayli rul mexanizmining FIK to'g'ri yo'nalishda 0,85 ni, teskari yo'nalishda taxminin 0,7 ni tashkil etadi.



6.7-rasm. Chervyakli rul mexanizmi konstruksiyasi.

Globoidal chervyakli rul mexanizminig uzatish soni o'zgarmas va tishli g'ildirakning tishlar sonini (rolik tishli g'ildirakning kichik sektori deb xisoblanadi) chervyakning kirishiga nisbatiga teng. Chervyak asoson bir kirishli bo'ladi. Ilashmadagi chervyak va rolik orasidagi tirqishning o'zgaruvchanligi chervyakni xosil etuvchi yoyning radiusi va rolik traektoriyasining radiuslarini farqlanishi bilan ta'minlanishi mumkin. Radiuslarni xar xilligi xisobiga juftlikning elementlarini yaqinlashtirib ilashmadagi tirqishni rostlash mumkin.

Vintli rul mexanizmi. Bunday rul mexanizmlari turli konstruktiv ko'rinishda bo'lishi mumkin: vint richag bilan; tebranuvchi vint va gayka; vint va

tebranuvchi gayka; vint reyka bilan. Avtomobillarda vint va reykali; vint 1, sharikli gayka-reyka 2 va soshkaning vali bilan birgalikda bajarilgan sektor 3 lardan tashkil tongan rul mexanizmlari keng ishlatiladi (6.8a-rasm) Ushbu rul mexanizmini uzatish sonini aniqlaymiz(6.8b-rasm).

Agar rul chambaragi elementar burchak $d\alpha$ ga burilsa gayka quyidagi masofaga suriladi:

$$ds = \frac{h_g \cdot d\alpha}{2\pi} \quad (h_g - \text{vint qadami}).$$

Shu surilishga mos soshka valining elementar burilish burchagi:

$$d\beta = \frac{ds}{r_\omega} = \frac{h}{2\pi \cdot r_\omega} d\alpha \quad \text{Demak } u_{pM} = \frac{d\alpha}{d\beta} = \frac{2\pi \cdot r_\omega}{h_g} \text{ o'zgarmas.}$$

Vintli rul mexanizmining FIK ($\eta_{\text{tug'ri}} = \eta_{\text{teskar}} \approx 0,8 \dots 0,85$) ikkala yo'nalishda xam yuqori. Shuning uchun yo'l notekislaridan turtkilar rul chambaragida seziladi. Kuchaytirgichsiz ushbu rul mexanizmlarini faqat kichik klassdagi yengil avtomobillarga o'rnatilishi maqsadga muvofiq.

Tsilindrik chervyak va yon sektor tipidagi rul mexanizmi. Ayrim avtomobillarda chervyak va yon sektor tipidagi rul mexanizmi ishlatiladi. Bu turdagi mexanizmدا katta kuchlarni uzatayotganda juftliklarining tishlariga kam bosim ta'sir etadi, chunki bir paytda ko'p tishlar ilashishda bo'ladi.

Mexanizmning uzatish soni o'zgarmas va quyidagi formulaga bo'yicha aniqlanadi

$$u_{pM} = \frac{r_{\omega 2} \cdot \cos \beta_2}{r_{\omega 1} \cdot \cos \beta_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

bu erda: $r_{\omega 1}, r_{\omega 2}$ – tegishli ravishda chervyak va sektorni boshlangich radiuslari;

β_1, β_2 – tegishli ravishda chervyak kirish soni va sektor kesib olingan tishli g'ildirakni tishlarining soni.

Chervyak va sektor tishlarini orasida ishqalanish mavjudligi mexanizmining FIK pastligiga, ya'ni to'g'ri yo'nalishda $\eta_{\text{to'g'ri}} = 0,65 \dots 0,75$ va teskari yo'nalishda $\eta_{\text{teskar}} \approx 0,55 \dots 0,6$, bo'lishiga sabab bo'ladi.

Soshka vali yon sektori bilan yaxlit etib tayyorlangan va ignasimon podshipniklarda o'rnatilgan. Chervyak va tishli sektor orasidagi tirqish

o'zgaruvchan va sektorni o'rta xolatida, uning tishlari maxsus shaklli tayyorlanganligi tufayli, eng kichik qiymatga ega. Ilashma tirqish qopqoq tagidagi qistirmaning qalinligini o'zgartirish bilan rostlanadi.

6.5-§. Rul yuritmalari va rul trapetsiyalari.

Rul yuritmasi rul mexanizmidan uzatilayotgan burovchi momentni oshirib, boshqariluvchi g'ildiraklarga uzatish uchun xizmat qiladi. Rul yuritmasining tarkibiga rul trapetsiyasi, tortqilar (bo'ylama va ko'ndalang), richaglar va sharnirlar kiradi.

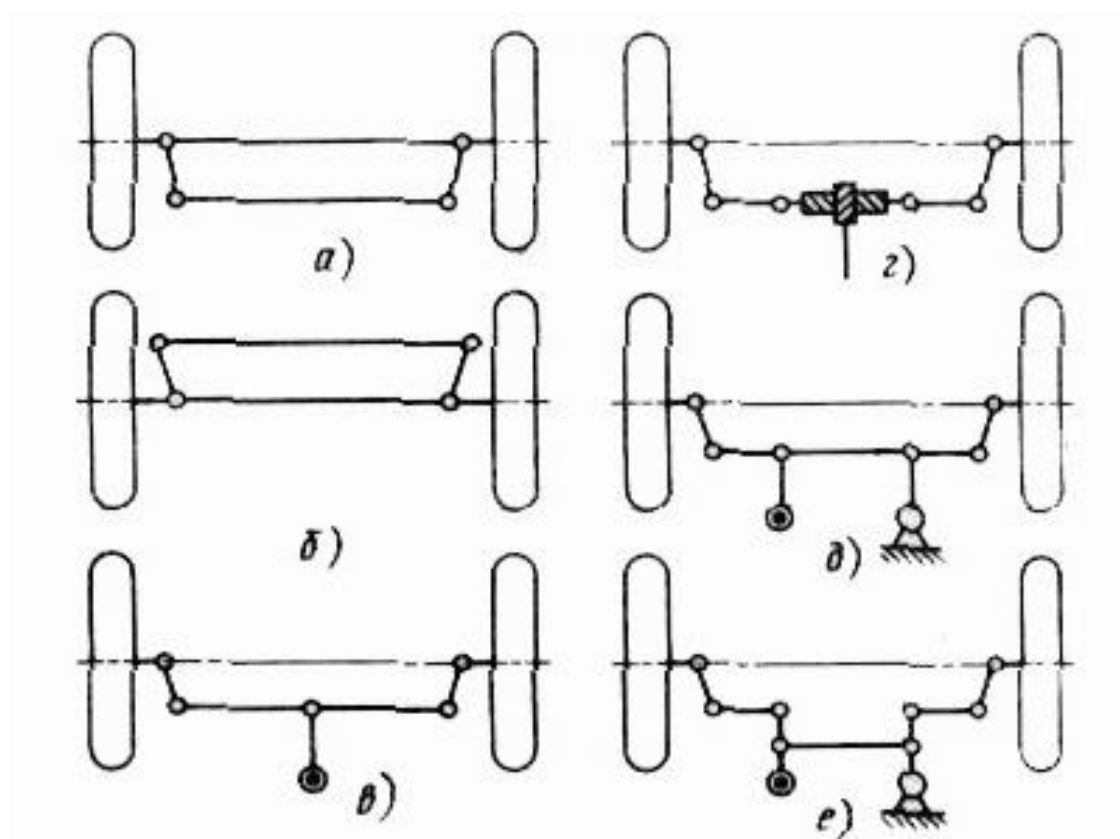
Rul yuritmasiga quyidagi talablar qo'yiladi:

- boshqariluvchi g'ildiraklarning burilish burchaklari to'g'ri nisbatda bo'lishi kerak;
- boshqariluvchi g'ildiraklar o'z – o'zidan tebranmasligi kerak;
- osmaning tebranishi boshqariluvchi g'ildiraklarni burib yubormasligi kerak.

Avtomobilning burilish kinematikasi to'g'ri bo'lishi uchun uning barcha nuqtalari bitta nuqta atrofida aylanishlari kerak. Shunda g'ildiraklar yo'l yuzasida yonga sirpanmasdan xarakatlanadi. Lekin buning uchun boshqariluvchi g'ildiraklar xar xil burchaklarga burilishlari kerak. Burilish markaziga yaqin bo'lgan g'ildirak katta burchakka, uzoq bo'lgani kichik burchaklarga burilishi kerak. Lekin xaydovchi bitta rul chambaragini aylantiradi. G'ildiraklarni xar xil burchaklarga burish vazifasini rul trapetsiyasi bajaradi. Trapetsiya o'lchamlari avtomobil bazasi va g'ildiraklarning koleyasiga bog'liq ravishda tanlanadi. Kompanovka imkonlaridan kelib chiqib rul trapetsiyasini oldingi o'qdan oldin (oldingi trapetsiya), yoki oldingi o'qdan keyin (orqa trapetsiya) joylashitirish mumkin.

Nomustaqil osmali avtomobillarning rul trapetsiyasida yaxlit ko'ndalang tortqi 10 ishlatiladi (6.7-rasm); mustakil osmali avtomobillarning rul trapetsiyasida ko'ndalang tortqi bir biriga sharnirlar yordamida ulangan uchta qismlar 4, 8, 9 dan iborat(6.8-rasm), aks xolda osmaning mustaqilligi buziladi. Shu maqsadda kesma

ko'ndalang tortqining sharnirlari shunday joylashishi kerakki g'ildiraklarning osmada tebranishi ularni shkvoren atrofida burilishini chaqirmasligi kerak.



6.8-rasm. Rul trapetsiyalarining sxemalari.

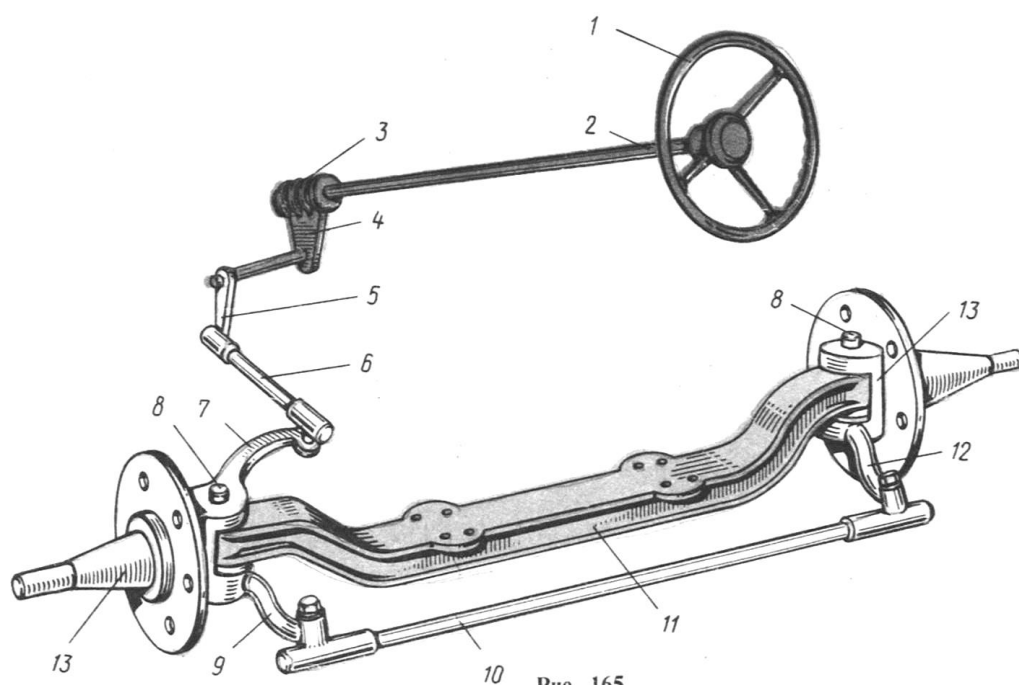
a), b) – nomustakil osmali avtomobillarning oldi va orka rul trapetsiyalari;

v) – e) - mustakil osmali avtomobillarning rul trapetsiyalari;

Rul trapetsiyasini geometrik ulchamlarini aniklash uchun asosan grafik usulidan foydalaniladi. Agar konstruktsiyalarda trapetsiya ko'priknining orqasida joylashgan bo'lsa, trapetsiyaning g'ildiraklarni burish richaglari o'qlarining davomi oldingi o'qdan $0,7L$ masofada kesishadi, agar trapetsiya oldinda bo'lsa— L masofada kesishadi.

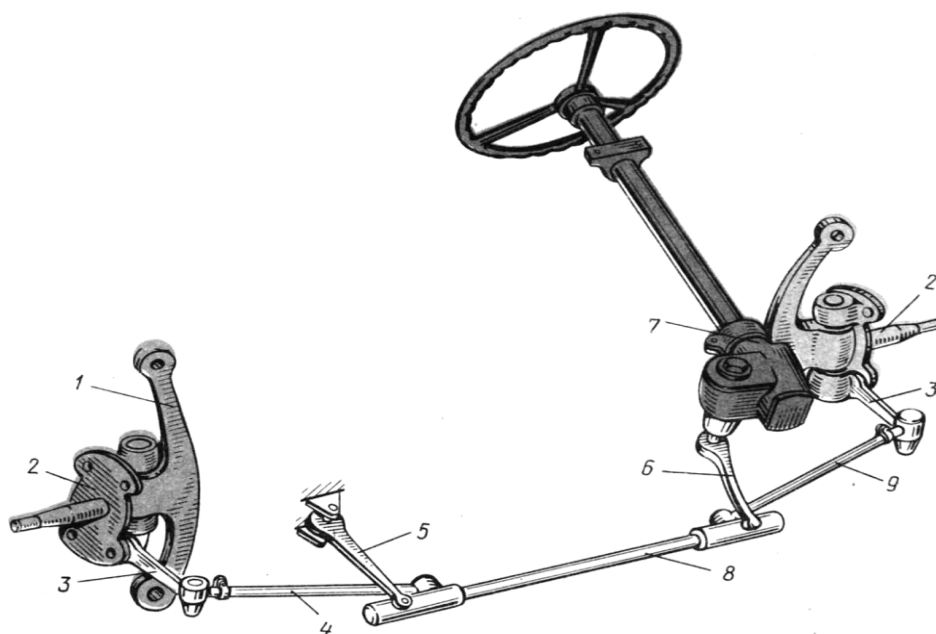
K o' n d a l a n g tortqi asosan payvandlanmagan trubadan tayyorlanadi, uning rezkali uchlariga sharli barmoqlar buralib ko'yiladi. Ko'ndalang tortqining uzunligi o'zgaradigan bo'lishi kerak, chunki tortqi yordamida g'ildiraklarning o'rnatilishi rostlanadi. Ko'p hollarda ko'ndalang tortqi uchlaridagi rezbalarni qadami, aniq rostlash imkonini bo'lishi uchun, har xil bo'ladi. Ko'ndalang tortqining sharli barmoq sharnirlarida tirqish bo'lishi mumkin emas, shuning uchun

ular eyilish natijasida hosil bo'ladigan tirqishni avtomatik ravishda rostlanadigan etib tayerlanadi.



6.9 -rasm. Nomustaqil osma bilan ishlaydigan rul boshqarmasining sxemasi:

1-rul chamberagi; 2-Rul vali; 3- rul mexanizmining chervyagi; 4-rul mexanizmining sektori; 5-soshka; 6-buylama tortqi; 7- burish richagi; 8-shkvoren; 9,12-trapetsiyaning burish richaglari; 10-kundalang tortqi; 11-oldingi kuprik; 13- burilish tsapfasi;



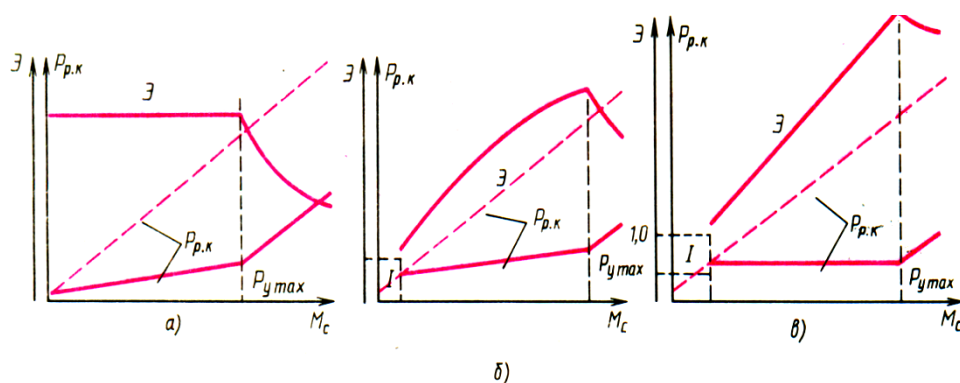
6.10-rasm. Mustaqil osma bilan ishlaydigan rul boshqarmasining sxemasi:

1-turg'i; 2-burilish tsapfasi; 3-burilish tsapfasining richagi; 4,9- yon tortqilar; 5- mayatnik richagi; 6-soshka; 7-rul mexanizmi; 8- o'rta tortqi.

Bo'ylama tortqi 6 rul mexanizmining soshkasini burish richagi bilan bog'laydi va asosan nomustaqil osmada ishlatiladi (6.7-rasm). Bo'ylama tortqi va osmaning kinematik xarakatlari moslashgan bo'lishi kerak, aks xolda osmaning tebranishi boshqariluvchi g'ildiraklarning burilishini chaqiradi.

Rul kuchaytirgichlarini baxolovchi mezonlar.

1. Rul kuchaytirgichining kuch statik tavsifi



2. Samaradorlik koeffitsienti $\vartheta = \frac{P_{p.k}}{(P_{p.k} - P_y)}$; $\approx 10 \div 15$

3. Sezuvchanlik ko'rsatkichi $\lambda_n = 20 \div 50 \text{ H}$

4. Reaktiv ta'sir ko'rsatkichi $\rho = \frac{P_y}{M_c}$

6.6-§. Rul boshqarmasidagi yuklanishlar.

Rul boshqarmasi detallaridagi yuklanishlarni ikki xil usul bilan aniqlash mumkin:

1-usul. Rul chambaragiga haydovchi tomonidan qo'yilgan maksimal kuchga ko'ra ($P_{pk} = 400 \text{ N}$ -yengil avtomobillar uchun; $P_{pk} = 700$ - yuk avtomobillari uchun);

2-usul. Avtomobil turgan joyida boshqariluvchi g'ildiraklarni burish uchun rul chambara-giga qo'yiladigan kuchga ko'ra:

$$P_{p.k} = \frac{M_c}{U_\omega \cdot R_{p.k} \cdot \eta_{PB}}$$

bunda: M_c - joyida turgan avtomobilning g'ildiraklarining burilishga qarshilik momenti;

U_w - rul boshqarmasining burchakli uzatish soni;

R_{rk} - rul chambaragining radiusi;

η_{rb} - rul boshqarmasining FIK;

Joyida turgan avtomobilning g'ildiraklarining burilishga qarshilik momenti quyidagi emperik formuladan aniqlanadi:

$$M_c = \frac{2\varphi_0}{3} \cdot \sqrt{\frac{G_K^3}{\rho_u}}; \text{ yoki } M_c = \varphi_0 \cdot G_K \cdot \sqrt{\frac{J_\rho}{F_u + l^2}};$$

bunda: φ_0 0,9-1,0 - boshqariluvchi g'ildiraklarni joyida burgandagi ilashish koeffitsienti;

G_k - boshqariluvchi g'ildirakka tushadigan og'irlik kuchi, N

r_{sh} - boshqariluvchi g'ildirak shinasidagi bosim; MPa

J_r - shinaning yo'l bilan kontakt yuzasini qutbiy inertsia momentini;

l - g'ildirakning aylanish elkasi;

F_{sh} - shinaning yo'l bilan kontakt yuzasining maydoni.

Ikkinchi usul bilan yuklanishlarni aniqlash afzalroq.. Shuni nazarda tutish kerakki avtomobil notekis yo'llarda harakatlanyotganda yoki yuqori ilashish koeffitsientli yo'llarda tormozlanyotganda rul boshqarmasining detallariga dinamik yuklanishlar ta'sir etadi, bunday yuklanishlar dinamiklik koeffitsienti K_d 1,5-3 bilan xisobga olinadi. K_d ning qiymati avtomobil turi va ekspluatatsiya sharoitiga ko'ra tanlanadi.

Tanlab olingan yoki xisoblab topilgan R_{rk} asosida rul boshqarmasining barcha detallaridagi yuklanishlarni aniqlash mumkin. Agar R_{rk} ning qiymati ruxsat etilgan qiymatdan oshib ketsa, u xolda rul boshqarmasiga rul kuchaytirgichi o'rnatiladi.

Rul vali. Rul vali asosan quvur shaklida tayyorlangan va quyidagi momentni uzatadi.

$$M_{p\kappa} = P_{p\kappa} \cdot R_{p\kappa}$$

Rul valning buralishdagi kuchlanishi:

$$\tau = \frac{M_{\text{pk}} \cdot d_{\text{H}}}{0,2 \cdot (d_{\text{H}}^4 - d_{\text{B}}^4)}; [\tau] = 100 \text{ MPa}$$

bu erda: d_{H} – rul valining tashqi diametri;

d_{B} – rul valining ichki diametri.

Rul mexanizmi. Chervyakli rul mexanizmining uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{\text{PM}} = \frac{Z_r}{n}$$

bu erda: Z_r – chervyak g'ildiragining tishlar soni (bu erda rolik chervyak g'ildiragining bo'lagi deb qabul qilinadi)

n – chervyakdagi kirishlar soni (chervyak asosan bir kirishli)

Radiuslar r_1 va r_2 larning xar xilligi xisobiga chervyak bilan rolik orasidagi tirqish o'zgaruvchan bo'ladi, ya'ni neytral xolatda tirqish kichkina, chetki xolatlarda tirqish katta bo'lib, rul mexanizmini sozlash imkoniyati yaratiladi.

Rul mexanizmidagi kontakt kuchlanish:

$$\sigma = \frac{P_x}{F \cdot n} [\sigma] = 7 \dots 8 \text{ MPa}$$

bu erda: R_x -chervyakka ta'sir qilayotgan o'q bo'ylab yo'nalgan kuch, N;

F -rolikning bitta qabarig'ining chervyak bilan kontakt (tutashuv) yuzasi;

n -rolikning qabariqlari soni

$$P_x = \frac{M_{\text{pk}}}{r_{\omega 0} \cdot \text{tg} \beta} \quad F = \frac{(\varphi_1 - \sin \varphi_1) \cdot r_1^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2) \cdot r_2^2}{2}$$

bu erda: $r_{\omega 0}$ - chervyakning boshlang'ich radiusi;

β -vint chizig'ining ko'tarilish burchagi

Rul soshkasi valining buralishdagi kuchlanish:

$$\tau = \frac{M_{\text{pk}} \cdot U_{\text{PM}} \cdot \eta_{\text{PM}}}{0,2 \cdot d^3}; [\tau] = 300 \dots 350 \text{ MPa}$$

bu erda: d – soshka valining diametri.

Rul soshkasidagi kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_{\text{coш}} = \frac{M_{\text{пк}} \cdot U_{PM} \cdot \eta_{PM}}{l_s}$$

Agar rul mexanizmiga kuchaytirgich o'rnatilgan bo'lsa:

$$P_{\text{coш}} = \frac{M_{\text{пк}} \cdot U_{PM} \cdot \eta_{PM}}{l_s} + \frac{\rho_{\text{ж}} \cdot \pi \cdot D_{\text{гн}}^2}{4l_s}$$

$$\text{A-A xavfli qirqimda egilishdagi kuchlanish: } \sigma_u = \frac{P_{\text{coш}} \cdot e}{W_u};$$

$$\text{A-A xavfli qirqimda buralishdagi kuchlanish: } \tau = \frac{P_{\text{coш}} \cdot l_n}{W_k}$$

bu erda: W_i – xavfli qirqimning o'q bo'ylab yo'nalgan qarshilik momenti;

W_k – xavfli qirqimning polyar qarshilik momenti;

Coshkaning sharli barmog'idagi kuchlanishlar quyidagicha aniqlanadi:

$$\text{- ezilishdagi kuchlanish: } q = \frac{4 \cdot P_{\text{coш}}}{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}; [q] = 25 \dots 35 \text{ MPa}$$

$$\text{- qirqilishdagi kuchlanish: } \sigma_{cp} = \frac{P_{\text{coш}}}{F_u}; [\sigma_{cp}] = 25 \dots 35 \text{ MPa}$$

Rul yuritmasidagi boshqa barmoqlar ham shu usulda xisoblanadi.

Bo'ylama tortqida R_{sosh} kuchi cho'zilish-siqilishni va bukilishini hosil qiladi:

$$\text{siqilishdagi kuchlanish: } \sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{\text{coш}}}{F_T};$$

$$\text{bukilishdagi kuchlanish: } \sigma_{\text{ск}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L_T^2 \cdot F_T};$$

bu erda: F_T -bo'ylama tortqining qirqim yuzasi;

E -elastiklik moduli

$$J \text{ -tortqi qirqimining ekvatorial inertsia momenti } J = \frac{\pi \cdot (d_T^4 - d_u^4)}{64};$$

L_T -bo'ylama tortqi uzunligi (sharnir markazlari orasi)

Buriluvchi richagning kuchlanishini aniqlash:

egilishdagi kuchlanish: $\sigma_n = \frac{P_{\text{сoш}} \cdot S}{W_n}$;

buralishdagi kuchlanish: $\tau = \frac{P_{\text{сoш}} \cdot l}{W_k}$; $[\sigma_{\text{эK}}] = 300 \dots 400 \text{ MPa}$

Trapetsiya yon richaglari R_{pt} kuchi ta'sirida zo'riqadi:

$$P_{nm} = \frac{P_{\text{сoш}} \cdot S}{l};$$

egilishdagi kuchlanish: $\sigma_n = \frac{P_{nm} \cdot l}{W_n}$;

buralishdagi kuchlanish: $\tau = \frac{P_{nm} \cdot l}{W_k}$; $[\sigma_{\text{эK}}] = 300 \dots 400 \text{ MPa}$

Ko'ndalang tortqi R_{pt} kuchi ta'sirida xuddi bo'ylama tortqini xisoblash usuli bilan xisoblanadi.

Nazorat savollari:

1. Rul boshqarmasining tasnifi va qo'llanilishi.
2. Rul boshqarmasiga qo'yiladigan talablar.
3. Rul boshqarmasining asosiy texnik parametrlari.
4. Rul mexanizmining tasnifi va ularga talablar.
5. Rul mexanizmini baxolovchi parametrlar.
6. Reykali rul mexanizmining sxemasi va taxlili.
7. Chervyakli rul mexanizmining sxemasi va taxlili.
8. Vintli rul mexanizmining sxemasi va taxlili.
9. Rul yuritmasining sxemasi va unga talablar.
10. Rul trapetsiyalarining sxemalari.
11. Rul kuchaytirgichining turlari va komponovka sxemalari.
12. Rul kuchaytirgichiga qo'yiladigan talablar.
13. Rul kuchaytirgichining 1- komponovka sxemasi.
14. Rul kuchaytirgichining 2- komponovka sxemasi.
15. Rul kuchaytirgichining 3- komponovka sxemasi.

16. Rul kuchaytirgichining 4- komponent sxemasi.
17. Rul kuchaytirgichini baxolovchi mezonlar.
18. Rul chambaragiga qo'yilgan kuchni aniqlash.
19. Rul mexanizmining uzatishlar sonini aniqlash.
20. Rul yuritmasining uzatishlar sonini aniqlash.

7-BOB. TORMOZ BOSHQARMASI

Tayanch iboralar: *tormoz, tormoz yo'li, sekinlanish, tormoz kuchi, ishchi tormoz, to'xtab turish tormozi, tormoz yuritmasi, tormoz mexanizmi, tormozlanish vaqti.*

7.1-§. Tormoz tizimining tasnifi va unga qo'yiladigan talablar.

Avtomobilning o'z harakati davomida, vaziyatga qarab, sekinlatish yoki to'xtatish zaruriyati tug'iladi. Agar dvigatelni yetakchi g'ildiraklardan ajratib qo'yilsa, avtomobil o'zining inertsiasini o'z hisobiga harakatini davom ettiradi. Avtomobilning harakatlanishiga qarshilik kuchlarining hisobiga (yo'lning, havoning qarshilik kuchlari, transmissiyadagi ishqalanish kuchi va x.z.) avtomobilning tezligi pasayib boradi va nihoyat avtomobil to'xtaydi. Bu holda to'xtash yo'li katta bo'ladi. To'xtash yo'lini qisqartirish uchun qo'shimcha tormoz kuchidan foydalaniladi. Tormoz kuchi g'ildirak bilan yo'l orasida hosil bo'ladi.

Tormoz tizimi harakatlanayotgan avtomobil tezligini kamaytirish, to'xtatish va to'xtab turgan avtomobilni o'z joyida ushlab turish uchun xizmat qiladi.

Zamonaviy yengil avtomobillarga quyidagi tormoz tizimlari qo'llaniladi:

- ishchi tormoz;
- to'xtab turish tormoz tizimi.

Ishchi tormoz tizimi avtomobil har xil sharoitda harakatlanganda uning tezligini kamaytirish yoki darhol to'xtatish vazifasini o'taydi.

To'xtatib turish tormoz tizimi to'xtab turgan avtomobilni o'z joyida qo'zg'almasdan turishini ta'minlaydi. Avtomobillarda qo'llaniladigan tormoz tizimlari qanday vazifani bajarishidan qat'iy nazar, ular energiya manbai va bitta yoki bir nechta tormoz mexanizmlaridan iborat bo'ladi.

Ishchi tormoz tizim quyidagi qismlardan tashkil topgan:

- tormoz yuritmasi;

➤ tormoz mexanizmi.

Tormoz yuritmasi. Tormoz tizimining ishlashi uchun kerakli bo'lgan energiya bilan ta'minlovchi tuzilmalar yig'indisi *energiya manbai* deb ataladi. Energiya manбайдan tormoz mexanizmlariga energiya uzatuvchi tuzilmalar yig'indisi *tormoz yuritmasi* deb ataladi.

Tormoz yuritmalari mexanik, gidravlik (suyuqlik yordamida), pnevmatik (havo yordamida), elektrik yoki kombinatsiyalashgan (pnevmogidravlik, pnevmoelektrik va h.k.) turlarga bo'linadi.

Tormoz yuritmasi quyidagi elementlardan tashkil topgan:

➤ boshqarish organi vositasida energiya manбайдan tormoz mexanizmlariga uzatilayotgan energiya miqdor jihatdan rostlab turiladi. Bularga tormoz krani, asosiy tormoz tsilindri, to'xtatib turish va yordamchi tormoz tizimiining qo'l yuritmasi kiradi;

➤ ijro etuvchi organ — tormoz yuritmasidan tormoz mexanizmiga energiyani uzatuvchi tuzilma.

Pnevmatik yuritmalı tizimida ijro etuvchi organ sifatida tormoz kameralari yoki tsilindrlari, gidravlik yuritmalı tizimida esa g'ildirak tormoz tsilindrlari ishlatiladi.

Avtomobilning harakatlanishiga majburiy qarshilik ko'rsatish va qarshilik kuchini o'zgartirish uchun mo'ljallangan tuzilma *tormoz mexanizmi* deb ataladi. Zamonaviy avtomobillarning ishchi, yordamchi va to'xtatib turish tormoz tizimlarida tormoz mexanizmi sifatida friksion tuzilmalar ishlatiladi. Bularda majburiy qarshilik aylanuvchi (rotorli) va aylanmaydigan (statorli) qismlar vositasida ishqalanish kuchini o'zgartirib hosil qilinadi. Demak, avtomobil tezligini kamaytirish uchun uning kinetik energiyasining bir qismini, batamom to'xtatish uchun esa bu energiyaning hammasini ishqalanish hisobiga yo'qotish kerak.

Tormoz tizimlariga ko'yiladigan talablar quyidagılardan iborat:

1. Avtomobil maksimal sekinlashishiga va minimal tormoz yo'liga ega bo'lishi kerak.

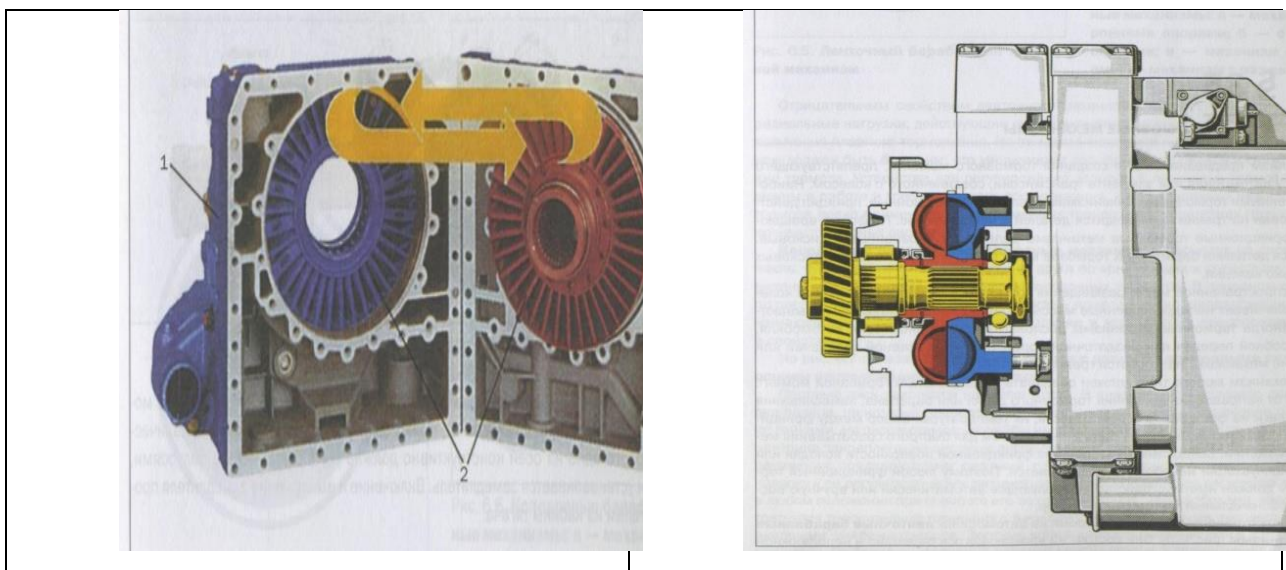
-

1-tormoz diski; 2-oldi g'ildirak tormoz mexanizmi skobasi; 3-oldingi kontur;
4-asosiy tormoz tsilindri; 5-bachok; 6-vakuum kuchaytirgich; 7-turtkich; 8-tormoz pedali;
9-ulagich; 10-orqa g'ildirak tormoz kolodkalari; 11-orqa g'ildirak tormoz tsilindri; 12-orqa
kontur; 13-orqa ko'priklar yarim o'qining g'ilofi; 14-prujina; 15-bosim rostlagichi; 16-orqa

troslar; 17-tenglashtirgich; 18-oldi tros; 19-richag; 20-daraklagich; 21-to'xtatib turish tormozining ulagichi; 22-oldingi g'ildirak tormoz kolodkasi

Tormoz boshqarmasi GOST 22895-77ga binoan ishchi, zaxira, to'xtatib turish (qo'l) tormoz tizimlari bilan jixozlangan bo'lishi kerak. Yordamchi tormoz tizimi bilan massasi 5 tonnadan og'ir bo'lgan avtobuslar va 12 tonnadan og'ir bo'lgan yuk avtomobillari jixozlanadi.

Har qanday tormoz tizimi tormoz yuritmasi va bitta yoki bir nechta tormoz mexanizmlardan tashkil topgan.



7.2-rasm. Yordamchi tormoz tizimi (Gidravlik tormoz-sekinlatgich)

7.2-§. Tormoz mexanizmini baholovchi mezonlar va tahlili

Tormoz mexanizmning samaradorlik koeffitsienti - bu mexanizm hosil qilgan tormoz momentini shartli tormoz momentiga nisbati

$$K_{\mathcal{O}} = M_{TOP} / (\sum P \cdot r_{TP}),$$

bunda: M_{TOP} -tormozlanish momenti;

$\sum P$ -yuritma kuchlarining yig'indisi;

r_{TP} -yuritma kuchi qo'yilgan radius;

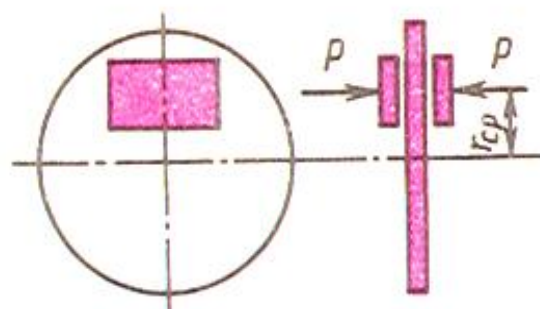
Tormoz mexanizmning barqarorligi - bu $K_{\mathcal{O}} = f(\mu)$. Agar grafikdagi bog'lanish to'g'ri chiziq bo'lsa tormoz mexanizmi barqaror.

Tormoz mexanizmning muvozanatlashganligi - bunday tormoz mexanizmi tormozlash vaqtida g'ildirak podshipniklarida qo'shimcha yuklanishlar hosil etmaydi.

Tormoz mexanizmning reversivligi – avtomobil oldinga va orqaga xarakatlanganda tormoz mexanizmi bir xil samara bilan ishlasa tormoz mexanizmi reversiv xisoblanadi.

Diskli tormoz mexanizmining taxlili.

Diskli tormoz mexanizmlari asosan yengil avtomobillarda ishlatiladi: kichik va o'rta sinfdagi yengil avtomobillarning old g'ildiraklarida (orqa g'ildiraklarda-barabanli tormoz mexanizmi); katta sinfdagi yengil avtomobillarning barcha g'ildiraklarida diskli tormoz mexanizmi ishlatiladi.



7.3-rasm. Diskli tormoz mexanizmining sxemasi

Diskli tormoz mexanizmining tormoz momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$M_{mop} = 2 \cdot P_{nnp} \cdot \mu \cdot r_{ch}$$

Tormoz mexanizmining samaradorlik koeffitsienti:

$$K_{\eta} = \frac{M_{TP}}{2 \cdot P \cdot r_{cp}} = \frac{2 \cdot P \cdot r_{\delta} \cdot \mu}{2 \cdot P \cdot r_{\delta}} = \mu$$

Diskli tormoz mexanizmining boshqa afzalliklari quyidagilar:

- o'lchamlari va inertsia momenti kichik;
- tormoz yuritmasining uzatish sonini porshenning kam yurishi hisobiga oshirish mumkin;
- tormoz diski va kolodkalar yaxshi sovutiladi, chunki tormoz mexanizmi ochiq va havo yaxshi aylanishi uchun diskda radial kanallar ochiladi;
- barabanli tormoz mexanizmlariga ko'ra ancha yengil;
- tormoz mexanizmi hosil qiladigan tormoz momentiga kolodkalar namlanishining ta'siri kam, chunki solishtirma bosim barabanli tormoz

mexanizmga qaraganda 3...4 marta katta. Bu namlanishni tez bug'lanib qurishiga olib boradi.

Shu bilan birga diskli tormoz mexanizmlari bir qator kamchiliklardan holi emas:

- kolodkalarda solishtirma bosim yuqoriligi sababli ular tez-tez almashtiriladi;

- diskli tormoz mexanizmlari muvazanatlashgan emas, tormozlash paytida g'ildirakning podshipniklariga qo'shimcha kuchlar ta'sir etadi.

- samaradorligi eng kichik tormoz mexanizmi.

Barabanli tormoz mexanizmining taxlili.

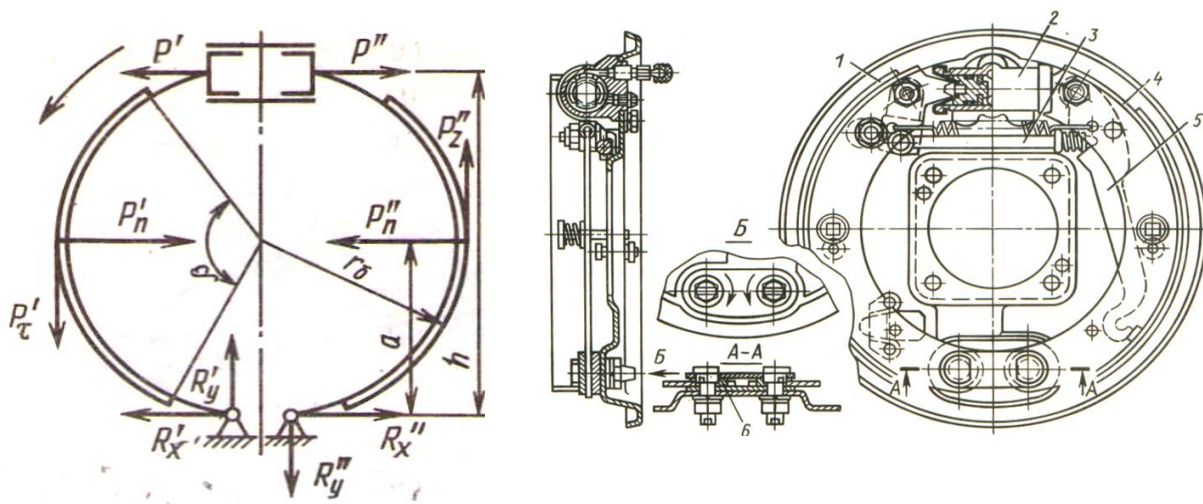
Tahlil o'tkazish uchun quyidagi soddalashtirishlar kiritamiz:

- kolodkalar va ularning qoplamalari vertikal va gorizontaal o'qlarga nisbatan simmetrik joylashtirilgan.

- elementar normal kuchlarning teng ta'sir etuvchi kuchi tormoz mexanizmining markazidan o'tadi.

Ishqalanish momenti hisobiga barabanga qo'shimcha qisadigan tormoz kolodkasi aktiv, ishqalanish momenti hisobiga barabandan qochadigan kolodka passiv deb nomlanadi.

Yuritma kuchlari teng va tayanchlari bir tarafga joylashgan tormoz mexanizmi.



7.4-rasm. Yuritma kuchlari teng va tayanchlari bir tarafga joylashgan tormoz mexanizmining sxemasi va konstruktsiyasi

Sxemada $R^{G'}$ q $R^{G'G'}$ q R – yuritma kuchi; $R^{G'}_p$, $R^{G'G'}_p$ – aktiv va passiv kolodkalarga baraban tomondan ta'sir etadigan elementar normal kuchlarning teng ta'sir etuvchi kuchlari; $R^{G'}_\tau$, $R^{G'G'}_\tau$ – kolodkalarga ta'sir etuvchi ishqalanish kuchlari; $R^{G'}_x$, $R^{G'G'}_x$, $R^{G'}_u$, $R^{G'G'}_u$ -tayanchlarning reaksiyalari.

Ikkalla kolodka birgalikda xosil qiladigan tormoz momenti:

$$M_{TP} = M_{TP}^I + M_{TP}^I = P \cdot r_\delta \left(\frac{\mu h}{K_a \cdot a - \mu r_\delta} + \frac{\mu h}{K_a \cdot a + \mu r_\delta} \right);$$

Tormoz mexanizmining samaradorlik koeffitsienti

$$K_\gamma = \frac{2\mu}{(1-\mu^2)} = 0,8 \text{ bu erda } a \approx r_\delta; K_a = 1; \mu = 0,35$$

Tormoz mexanizmining samaradorligi baraban ikkalla tomonga aylanganda ham teng.

Tormoz mexanizmining statik tavsifi to'g'ri chiziqli emas, demak mexanizm etarli darajada barqaror emas.

Tormoz mexanizmi muvozanatlashmaganligi tufayli $R^{G'}_x \neq R^{G'G'}_x$, $R^{G'}_u \neq R^{G'G'}_u$ va tormozlashda g'ildirak podshipniklariga qo'shimcha yuklanishlar ta'sir etadi.

Yuritma kuchlari teng va tayanchlari ikki tarafga joylashgan tormoz mexanizmi.

Ushbu tormoz mexanizmida oldinga xarakatlanganda ikkalla kolodka xam aktiv. Shuning uchun ikkalla kolodka xosil etadigan tormoz momentlari teng:

$$M^{G'G'}_t \text{ q } M_{TP}^I = Pr_\delta \frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_\delta};$$

Tormoz mexanizmining umumiy tormoz momenti

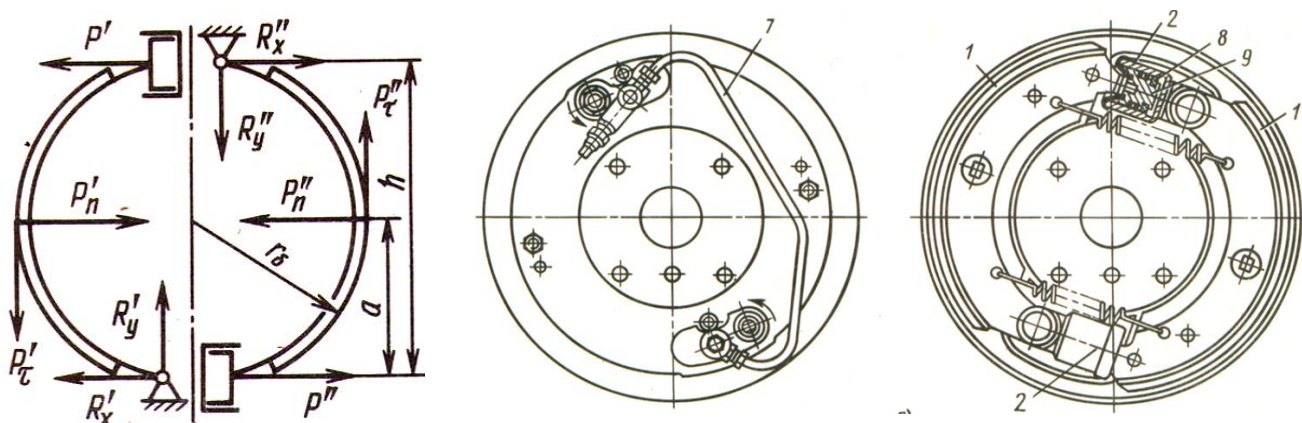
$$M_{TOP} = 2 Pr_\delta \frac{\mu h}{K_0 a - \mu r_\delta}; K_\gamma = \frac{2\mu}{1-\mu} = 1,08$$

Tormoz mexanizmning xususiyatlari:

-solishtirma bosim ikkalla nakladkalar yuzasida teng, shuning uchun ular teng eyiladi.

-samaradorlik koeffitsienti qabul qilingan soddalashtirishlarni hisobga olganda $K_e = 2\mu / (1-\mu) = 1,08$, demak hosil bo'ladigan tormoz momenti shartli tormoz momentidan bir muncha katta.

-avtomobil orqaga harakatlenganda tormoz mexanizmining samaradorligi taxminan 2 barobarga kamayadi.

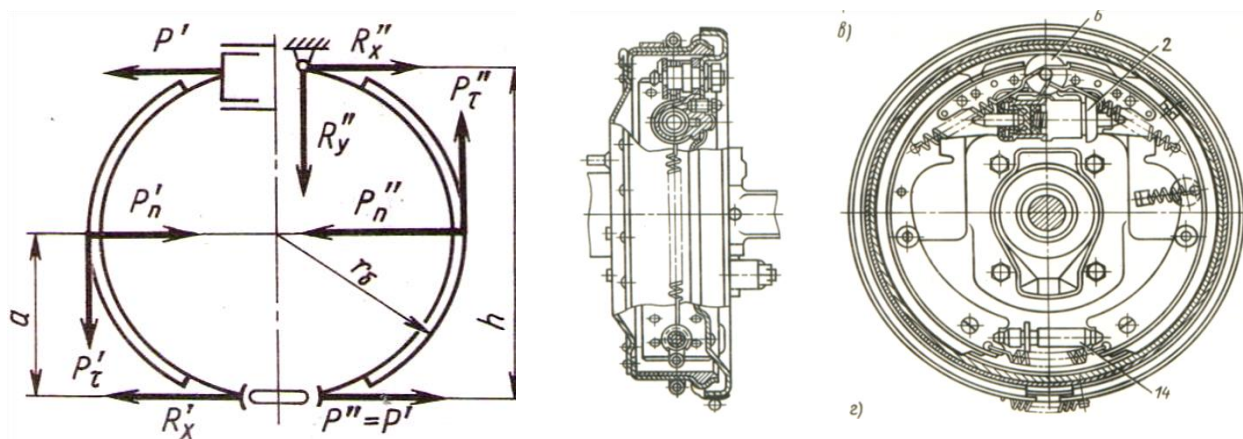


7.5-rasm. Yuritma kuchlari teng va tayanchlari ikki tarafga joylashgan tormoz mexanizmining sxemasi va konstruksiyasi

-tormoz mexanizmi muvozanatlashtirilgan, chunki $R'_x = R''_x$, $R'_u + R''_u$

-ushbu turdagi tormoz mexanizmlar faqat oldingi ko'prik g'ildiraklarida o'rnatiladi.

O'z-o'zidan kuchayuvchi tormoz mexanizmi (servotormoz).



7.6-rasm. O'z-o'zidan kuchayuvchi tormoz mexanizmi (servotormoz)ning sxemasi va konstruksiyasi

Tormoz mexanizmining umumiy tormoz momenti

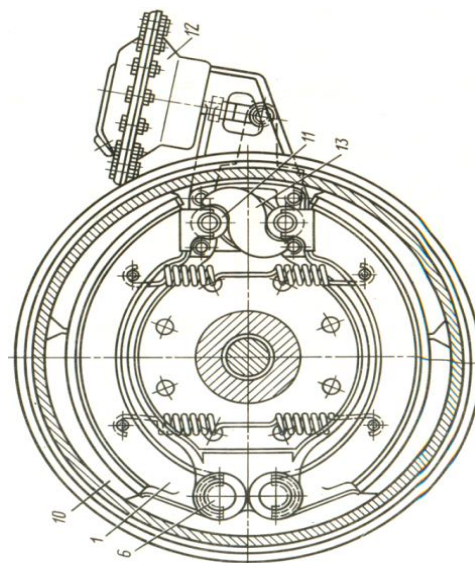
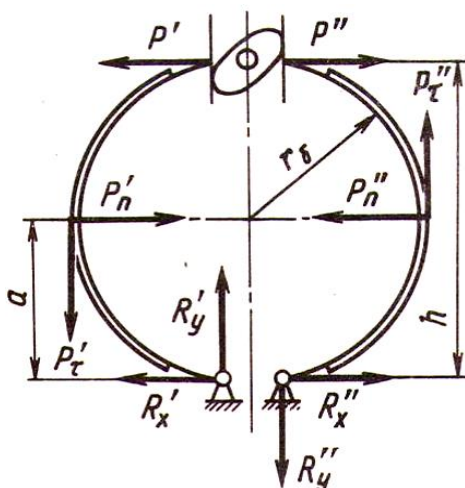
$$M_{TOP} = M_{TOP}^I + M_{TOP}^{II} = 3P^I r_0 \frac{\mu h}{R_0 a - \mu r_0}; \quad K_s = \frac{4\mu}{(1-\mu)^2} \approx 3,31$$

Tormoz mexanizmning xususiyatlari:

- qoplamalarning ustiga ta'sir etadigan solishtirma bosim teng emas, shuning uchun ikkinchi aktiv kolodkaning qoplamalari ikki baravar tez eyiladi.
- ushbu tormoz faqat bir tomonga(oldinga) samarali ishlaydi, teskari aylanganda samaradorligi 3 barobardan ko'proq tushib ketadi.
- boshqa tormoz mexanizmlarga qaraganda eng yomon barqarorlikka ega, tavsifi keskin tepaga ko'tariluvchi egri chiziq.
- tormoz mexanizmi muvozanatlashmagan. Shuning uchun tormozlash paytida g'ildirak podshipniklariga qo'shimcha yuklanishlar xosil bo'ladi.

Samaradorlik koeffitsienti o'ta yuqoriligi, barqarorligi eng pastligi, juda muvozanatlashmaganligi va o'ta keskin tormozlanishi tufayli zamonaviy avtomobillarda ushbu tormoz mexanizmlari g'ildirak tormoz mexanizmlari sifatida ishlatilmaydi, balki transmissiyada o'rnatiladigan tormoz mexanizmlari sifatida ishlatiladi.

Kolodkalari teng suriladigan barabanli tormoz mexanizmi.



7.7-rasm. Kolodkalari teng suriladigan barabanli tormoz mexanizmining sxemasi va konstruksiyasi

Kolodkalarni keruvchi tormoz mushtchaning elkalari simmetrik ishlangan, shuning uchun kolodkalar teng suriladi. Demak kolodkalarga ta'sir etuvchi normal kuchlar va ishqalanish kuchlari xam ikkalla kolodkalarda teng. Lekin yuritma kuchlari teng emas, chunki aktiv kolodkani barabanga siqish uchun passiv

kolodkani siqish kuchidan kam yuritma kuchi kerak. Tormoz mexanizmining tormoz momenti:

$$M_{TOP} = r_o \mu \cdot h \left(\frac{P^I}{K_a a - \mu r_o} + \frac{P^{II}}{K_a a + \mu r_o} \right); \quad K_e = \frac{P^{II}}{P^I} = \frac{(1 + \mu)}{(1 - \mu)} = 2$$

Tormoz mexanizmini baxolash:

-tormoz mexanizmining ikkalla kolodkalarida solishtirma bosim teng, demak kolodkalar bir xil eyiladi;

-tormoz mexanizmining samaradorlik koeffitsienti $K_e = 2 \cdot \mu = 2 \cdot 0,35 = 0,7$, shartli tormoz momentidan kichik, demak tormoz mexanizmi etarli darajada samarador emas;

-tormoz mexanizmining samaradorligi oldga va ortga xarakatlarda teng;

-tormoz mexanizmning tavsifi to'g'ri chiziqli, demak tormoz mexanizmi yaxshi barqarorlikka ega;

- tormoz mexanizmi muvozanatlashgan, demak tormozlash paytida g'ildirak podshipniklariga qo'shimcha yuklanishlar uyg'otmaydi.

Kolodkalari teng suriladigan barabanli tormoz mexanizmlar pnevmo yuritmali tormoz tizimiga ega yuk avtomobillarda keng qo'llaniladi.

7.3-§. Tormoz yuritmalari.

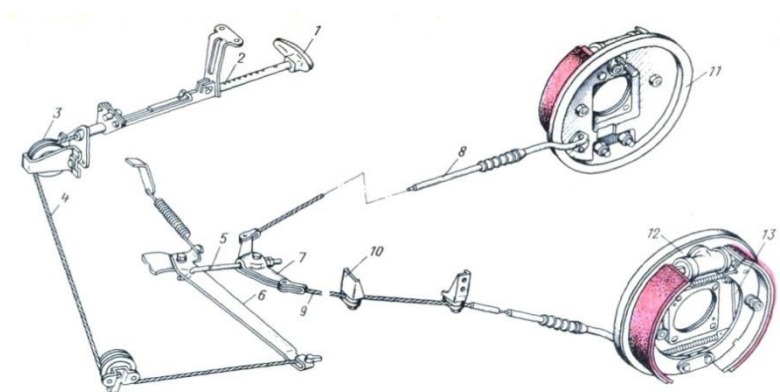
Mexanik tormoz yuritmasi. Mexanik tormoz yuritmasining afzalligi uning sodda tuzilganligi, ishonchli ishlashi va yuritma kuchini uzoq muddatga o'zgartirmasdan saqlab turishidir. Lekin, mexanik tormoz yuritmasining FIK eng kichkina (0,6...0,8) bo'lgani uchun, bu tormoz yuritmalari faqat to'xtatib turish tormoz tizimlarida ishlatiladi.

Mexanik tormoz yuritmasining kamchiliklariga yana quyidagilar kiradi:

-joylashtirish noqulay, chunki richaglar, tortqilar, trostlar, tayanchlar va x.k. o'rnatilishi kerak;

-barcha tormoz mexanizmlariga bir vaqtda va bir xil tormoz kuchini etkazib bormaydi;

-ko'p konturli tormoz yuritma yaratish va ularni sinxron ishlashini ta'minlashi murakkab.



7.8-rasm. Mexanik tormoz yuritmasi

1-tortqi; 2-reyka; 3,10-roliklar; 4-trost; 5-tortqi; 6-richag; 7-tenglagich;

8,9-trosalar; 11,12-orqa tormoz mexanizmlari; 13-richag

Gidravlik tormoz yuritmasi. Hidravlik tormoz yuritmasining asosiy afzalligi fizik olim Paskal ochgan qonuni bilan asoslanadi: gaz va suyuqliklar bosimni barcha yo'nalishlarga birday uzatadi. Shu qonunga binoan, gidravlik tormoz yuritmada tormoz pedaliga quyilgan kuchdan asosiy tormoz tsilindrida hosil bo'lgan bosim konturlarga birday tarqalib, tormoz mexanizmlarini bir paytda ishga tushiradi. Bundan tashqari, suyuqlikda bosim 300 mG's tezlik bilan tarqaladi, bu esa yuritmani yuqori tezlik bilan ishga tushishini ta'minlaydi. Suyuqlik va quvurlar devori orasida ishqalanish juda kamligi uchun yuritmaning FIK yuqori. Suyuqlik yuradigan quvurlar egiluvchan material (mis qotishmalari) dan tayyorlanadi, Ularni egib kerakli shaklga keltirib o'rnatish ancha qulay.

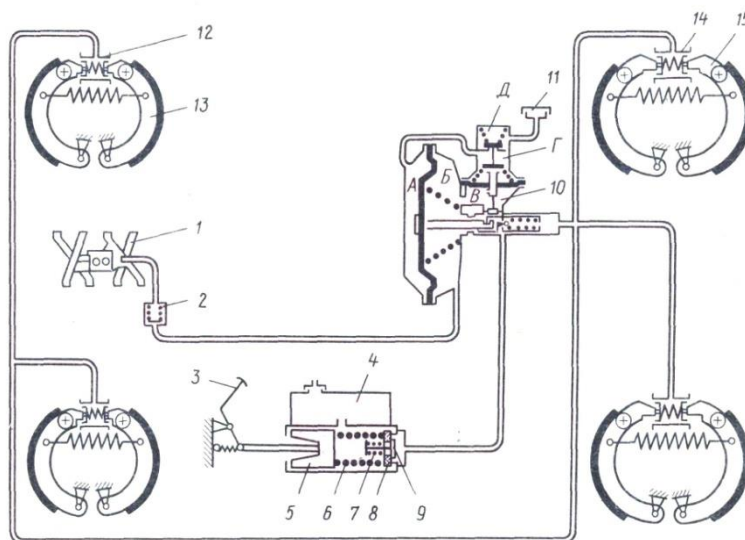
Lekin gidravlik yuritmalar kamchiliklardan ham holi emas:

-yuritmaga havo kirishi uning samadorligini va ishonchliligini keskin tushiradi.

-tormozlash jarayonida qizib ketadigan tsilindrlar (asosan diskli tormoz mexanizmlarida) suyuqlikni kaynab ketishi natijasida hosil bo'lgan gazlar yuritmani ishdan chiqaradi.

Asosiy va ishchi tormoz tsilindrlari. Bir porshenli asosiy tormoz tsilindrining konstruksiyasi 7.10a-rasmda ko'rsatilgan. Tormozlanish vaqtida turtkich prujina 12 ni siqib, porshenni o'ng tarafga siljitadi. Porshenning siljishi

boshlanishi bilan rezinali manjeta 14 kompensatsion teshik 3 ni yopadi. Suyuqlik o'tkazish klapani prujinasi 11 ning kuchini engib, tsilindrdan trubkalarga va g'ildirak tsilindriga siqib chiqariladi, xamda tormoz mexanizmlarini ishga tushiradi.



7.9-rasm. Gidravlik yuritmalı ishchi tormoz tizimi

1-kiritish kollektori; 2-teskari klapan; 3-tormoz pedali; 4-asosiy tormoz tsilindri; 5-porshen; 6-qaytaruvchi prujina; 7-o'tkazuvchi klapan prujinasi; 8-teskari klapan; 9-o'tkazuvchi klapan; 10-gidrovakuum kuchaytirgich; 11-xavo filtri; 12,14-ishchi tsilindrlar; 13-oldingi tormoz mexanizmi; 15-orqa tormoz mexanizmi

Tormozlanish tugagandan so'ng suyuqlik g'ildirak tsilindrlaridan asosiy tsilindrlarga teskari klapan 10 orqali o'tadi. Trubkalardagi suyuqlik bosimi taxminan 0,1 MPa bo'lganda qaytarish prujinasi teskari klapani yopib qo'yadi va shuning xisobiga porshenning rezina manjetalari tsilindr devorlariga zich yopishib turadi, natijada yuritma ichiga xavo kirmaydi.

Tormoz pedali tez qo'yib yuborilganda prujina 12 ta'sirida asosiy tsilindrning porsheni o'zining avvalgi xolatiga tez qaytadi. Lekin g'ildirak tsilindrlaridan va trubkalardan qaytayotgan suyuqlik bunday tezlikda asosiy tsilindrga qaytolmaydi. Natijada asosiy tsilindrda siyraklanish xosil bo'ladi. Siyraklanish xisobiga suyuqlik yuqori xajmdan (rezervuar) o'tkazish klapani 2 orqali porshen kallagining ortiga o'tadi va porshen 17 orqali rezinali manjetaning chetlarini bukib, asosiy tsilindrga o'tadi. Shuning xisobiga asosiy tsilindrga xavo

kirishi bartaraf qilinadi. Keyinchalik g'ildirak tsilindrlaridan va trubkalardan kelayotgan suyuqlik ortiqcha suyuqlikni asosiy tsilindrda yuqori xajmga (rezervuar) kompensatsion teshik 3 orqali siqib chiqaradi.

Asosiy tsilindrda o'tkazish va teskari klapanlar, xaroratdan qat'i nazar, g'ildirak tsilindrlaridagi va trubkalardagi suyuqlikning xajmini bir xil ushlab turadi. Agar xarorat xisobiga bosim oshib ketsa suyuqlikning ortiqchasi teskari klapan va kompensatsion teshik orqali rezervuarga qaytib boradi. Xarorat pasayib ketib g'ildirak tsilindrlari va trubkalardagi suyuqlikning xajmi kamaysa etishmagan suyuqlik o'tkazish klapani orqali trubkalarga etib boradi.

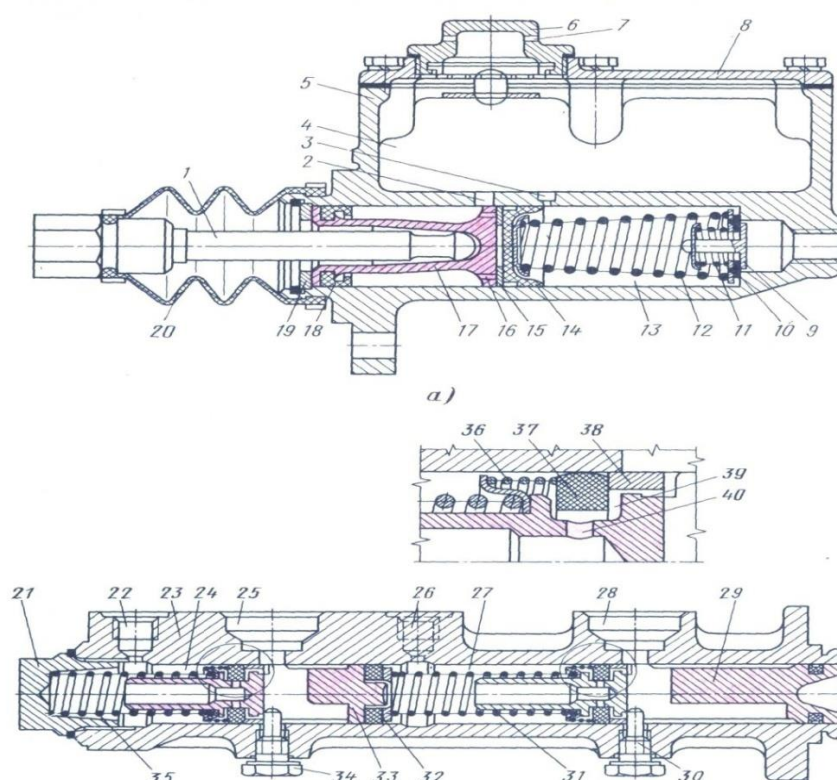
Tandem tipidagi asosiy tormoz tsilindri cho'yan korpus 23dan (7.10b-rasm) va uning ichidagi ikkita porshendan iborat. Oldingi g'ildiraklar konturini ishga soluvchi porshen 29 tuzilishi bo'yicha orqa g'ildiraklarni ishga soluvchi porshen 33 dan uncha farq qilmaydi. Porshen 29 ga tormoz pedalining shtoki tiralib turadi. Porshenlar asosiy tsilindrni ikkita xajmga, ya'ni kamera 24 va 27 larga ajratib turadi. Bu kameralar 22 va 26 teshiklar orqali oldingi va orqa g'ildirak tsilindrlari bilan bog'langan. Shuningdek, kameralar 25 va 28 teshiklar orqali o'z rezervuari bilan bog'langan.

Tormoz pedali bosilmagan paytda prujina 35 porshen 33 ni o'ng tarafdagi xolatda ushlab turadi. Bu paytda porshen 33 cheklagich 34 ga tiralib turadi. Prujina 31 ta'sirida porshen 29 cheklagich 30 tiralib turadi. Kameralar bir-biridan porshen 33 da joylashgan manjeta 32 orqali ajralib turadi. Xar bir porshenda rezinali zichlovchi xalqa 37 va tayanch vtulka 38 joylashgan. Boshlang'ich xolatda prujina 36 zichlovchi xalqani tayanch vtulkaga siqib turadi va natijada tirqish 39 xosil bo'ladi. Shu tirqish va teshik 40 orqali kameralar rezervuar bilan tutashgan, shuning uchun suyuqlikning ortiqcha bosimi xosil bo'lmaydi.

Tormoz pedali bosilganda porshen 29 chap tarafga siljiydi, tirqish 39 yopiladi va porshenning qirrasi zichlovchi xalqa 37 ga siqiladi. So'ngra suyuqlik g'ildirak tsilindrlariga siqib chiqariladi va oldingi g'ildirak konturida tormozlanish uchun etarli bo'lgan suyuqlik bosimi xosil bo'ladi. Porshen 29 bilan bir vaqtda porshen 33 xam chap tarafga siljiydi va orqa g'ildiraklar konturida suyuqlikning

bosimini oshiradi. Kamera 27 dagi suyuqlik bosimi porshen 33 orqali kamera 24 ga uzatiladi, shuning uchun ikkala kameradagi suyuqlik bosimi bir xil bo'ladi.

Agar yuritmadagi nosozlik xisobiga oldingi g'ildiraklar konturidagi suyuqlik oqib chiqib ketsa, tormoz pedali bosilganda porshen 29 porshen 33 ga tiralib qoladi va avtomobil faqat orqa g'ildiraklardagi tormoz mexanizmlari xisobiga to'xtatiladi. Agar nosozlik orqa g'ildiraklar konturida xosil bo'lsa, porshen 33 probka 21 ga tiralib qoladi va suyuqlik bosimi faqat kamera 27 da oshadi, natijada avtomobil faqat oldingi g'ildiraklardagi tormoz mexanizmlari xisobiga to'xtatiladi.



7.10-rasm. Asosiy tormoz tsilindrlari a) bir porshenli b) ikki porshenli (tandem)

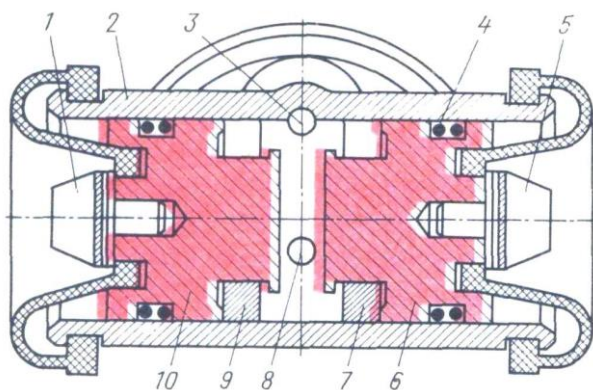
1-turtkich; 2-o'tkazish teshigi; 3-kompensatsiyalovchi teshik; 4-yuqori xajm; 5-korpus; 6-tiqin; 7-teshik; 8-qopqoq; 9-o'tkazish klapani; 10-teskari klapan; 11-prujina; 12-qaytaruvchi prujina; 13-tsilindr; 14-manjeta; 15-xalqasimon klapan; 16-porshen teshigi; 17-porshen; 18-zichlovchi xalqa; 19-tayanch shayba; 20-chexol; 21-rezbalı tiqin; 22,26-o'tkazish teshiklari; 23-korpus; 24-orqa kontur xajmi; 25,28-teshiklar; 27-oldingi kontur xajmi; 29,33-porshenlar; 30,34-cheqlagichlar; 31,35-prujinalar; 32-manjeta; 36-prujina; 37-zichlovchi xalqa; 38-tayanch vtulka; 39-xalqasimon xajm; 40-porshendagi teshik.

Ba'zi avtomobillarda (VAZ-2108, 2109, Nexiya, Tiko) diagonal sxemali ikki konturli tormoz yuritmalari ishlatiladi. Bunda birinchi kontur oldingi chap va

orqadagi o'ng g'ildiraklarni bog'lab tursa, ikkinchi kontur oldingi o'ng va orqadagi chap g'ildiraklarni bog'lab turadi. Bu tormoz yuritmalarida bitta kontur ishdan chiqsa tormoz samaradorligi faqat 50 % ga kamayadi.

G'ildirak tsilindri tormoz mexanizmining tayanch diskiga o'rnatilgan. G'ildirak tsilindrining korpusi 2 da ikkita porshen 6 va 10 joylashgan (7.11-rasm). Bu porshenlar turtkich 1 va turtkich 5 orqali tormoz kolodkalariga ta'sir etadi. Porshen o'yiqlarida rezinali zichlovchi xalqa 4 joylashgan. Tsilindr korpusida ikkita teshik ochilgan. Pastki teshik 8 ga shtutser orqali trubka ulangan, yuqorigi teshik 3 ga esa o'tkazish klapani o'rnatilgan. Bu klanning vazifasi tsilindrda suyuqlik to'ldirilganda tsilindrda xavoni tashqariga chiqarib yuborish. Porshenlarga metallan tayyorlangan kesik xalqalar 7 va 9 lar kiydirilgan. Bu kesik xalqalar tsilindr ichki yuzasiga sezilarli kuch bilan qadalib turadi. Xar bir porshen kesik xalqalarga nisbatan ma'lum bir masofaga siljiydi.

Tormozlanish vaqtida suyuqlikning xisobiga porshen va kesik xalqalar kolodkalar tomonga siljiydi. Tormozlanish tugagandan keyin tormoz kolodkalarini qaytaruvchi prujinalar kesik xalqalarni boshlang'ich xolatiga qaytara olmaydi. Shuning xisobiga kolodkalar va baraban orasidagi tirqish avtomat tarzda sozlanadi.



7.11-rasm. Ishchi tormoz tsilindri

1,5-turtkichlar; 2-korpus; 3-yuqoridagi teshik; 4-manjeta;
6,10-porshenlar; 7,9-tayanch xalqalar; 8-pastdagi teshik

Tormoz kuchaytirgichlari.

Tormoz kuchaytirgichlariga qo'yiladigan asosiy talablar: kuchaytirgich hosil etadigan kuch tormoz pedaliga qo'yilgan kuchga proportsional bo'lishi kerak; kuchaytirgich ishdan chiqqanda haydovchi tormoz tizimini boshqara olishi kerak.

Har bir kuchaytirgich bajaruvchi va kuzatuvchi qurilmalardan tashkil topgan. Bajaruvchi qurilma membranali yoki porshenli vakuum kamerasi ko'rinishida bo'lishi mumkin. Kuzatuvchi qurilma sezgir element va ikkita – vakuum va atmosfera klapanlaridan tashkil topgan. Sezgir element membranali, richagli, bikr elastikli bo'lishi mumkin. Ayrim konstruksiyalarda kuzatuvchi qurilma bajaruvchi qurilmadan alohida joylashtiriladi. Kuzatuvchi qurilmaning yuritmasi gidravlik bo'lgan kuchaytirgichlar gidrovakuum kuchaytirgichlar deb, agar kuzatuvchi qurilmaning yuritmasi mexanik bo'lsa vakuum kuchaytirgichlar deb ataladi. Asosiy tormoz tsilindri ko'p xollarda vakuum kuchaytirgich bilan birga ishlanadi.

Tormoz pedali bosilmaganda membranali kameraning ikkala tomonida vakuum hosil bo'ladi, chunki kuzatuvchi qurilmaning membranasi prujina bilan pastga siqilgan va vakuum klapani ochiq, atmosfera klapani esa prujina bilan o'rindig'iga siqilgan. Tormoz pedali bosilganda gidroquvurlarda paydo bo'lgan bosim kuzatuvchi qurilmaning porshenini membrana bilan birgalikda tepaga ko'taradi va vakuum klapanini yopib, atmosfera klapanini ochadi. Kameraning chap tomonida vakuum kamayadi va tormoz pedaliga ma'lum kuch qo'yilganda bosim atmosfera bosimi bilan tenglashadi. Membranaga ta'sir etayotgan bosimlar farqi membrana bilan birlashtirilgan shtokda (demak, kuchaytirgich gidrotsilindrining porsheniga) qo'shimcha kuch hosil qiladi. Bu kuch tormoz pedali bosilganda hosil bo'lgan bosim kuchiga qo'shiladi. Kuzatish imkoni membranani, pedalga qo'yilgan kuch o'zgarmas bo'lganda, muvozanatda bo'lishidan hosil bo'ladi. Muvozanat holatida vakuum klapani va atmosfera klapanlar yopiq bo'ladi.

Tormoz kuchaytirgichdagi “kuzatuv” mexanizmining ishlashi tormoz pedalidagi haydovchining kuchi o'zgarmas bo'lganda membrananing o'z-o'zidan tenglik holatini egallashiga asoslangan. Bu holda vakuum klapani va havo klapani yopiq holatda bo'ladi.

“Kuzatuv mexanizmi”dagi membrana ning tenglik holati tenglamasi quyidagicha aniqlanadi:

$$(\rho_1 - \rho_2) \cdot F_3 + P_{np1} - \rho_{c1} \cdot F_2 = 0$$

bu erda: r_1 - membrananing tepasidagi havo bosimi;

r_2 -membrananing ostidagi bosim (dvigatelning kiritish kollektoridagi vakuum, xisob-kitoblar uchun $r_2 = 0,05$ MPa);

F_3 - membrananing faol yuzasi;

P_{pr1} - membrana prujinasining kuchi;

r_{s1} - asosiy tormoz tsilindridagi suyuqlik bosimi: $\rho_{c1} = \frac{P_{\Pi} \cdot U_{\Pi}}{F_1}$

P_p - tormoz pedalidagi xaydovchining kuchi;

U_p - tormoz pedalining uzatishlar soni;

F_1 - asosiy tormoz tsilindri porshenining yuzasi;

F_2 -“kuzatuv mexanizmi”dagi porshen 8 ning yuzasi.

Membrananing ikki tarafidagi bosimlar farqi quyidagicha aniqlanadi:

$$\rho_1 - \rho_2 = \frac{P_{\Pi} \cdot U_{\Pi} \cdot F_2}{F_1 \cdot F_3} - \frac{P_{np1}}{F_3};$$

Huddi shunday bosimlar farqi membrana kamerasida ham hosil bo'ladi.

Gidrovakuum tormoz kuchaytirgichning tsilindridagi porshenga ta'sir etayotgan kuchlar quyidagicha aniqlanadi:

$$(\rho_1 - \rho_2) \cdot F_4 - P_{np2} + \rho_{c1} \cdot F_1 = \rho_{c2} \cdot F_5$$

bu erda: r_1 - membrananing chap tarafidagi bosim;

r_2 - membrananing o'ng tarafidagi bosim (dvigatelning kiritish kollektoridagi vakuum, hisob-kitoblar uchun $\rho_2 = 0,05$ MPa);

F_4 - membrananing faol yuzasi;

P_{pr2} -prujinaning kuchi;

F_5 - kuchaytirgich tsilindri porshenining yuzasi;

r_{s2} -kuchaytirgich tsilindrining o'ng tarafidagi bosim;

Oxirgi tenglamaga $\rho_1 - \rho_2$ va ρ_{c1} larning qiymatini qo'yib, kuchaytirgich tsilindrining o'ng tarafidagi bosim aniqlanadi:

$$\rho_{c2} = \frac{P_{II} \cdot U_{II}}{F_1 \cdot F_5} \left(\frac{F_2 \cdot F_4}{F_3} + F_5 \right) - \frac{P_{np1} \cdot F_4}{F_3 \cdot F_5} - \frac{P_{np2}}{F_5};$$

Tormoz kuchaytirgichning kuchaytirish (samaradorlik) koeffitsienti quyidagicha aniqlanadi:

$$K_y = \frac{\rho_{c2} - \rho_{c1}}{\rho_{c1}}; \text{ odatda, } K_u \text{ q } 2...3 \text{ atrofida}$$

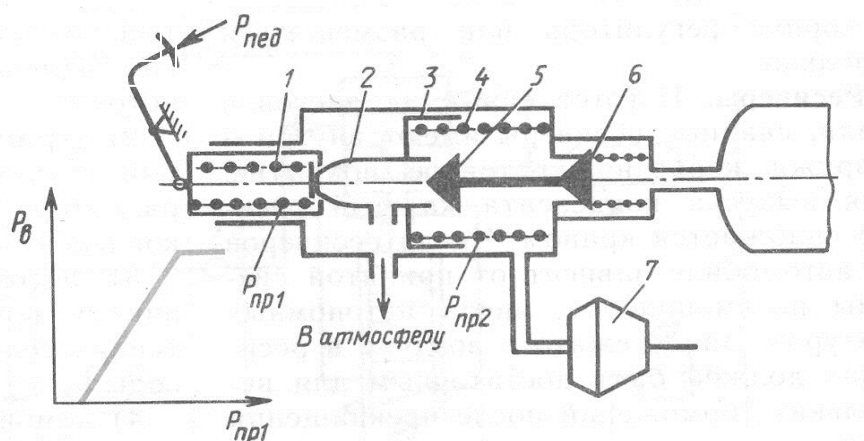
Pnevmatik tormoz yuritmasi. Pnevmatik tormoz yuritmasi katta va o'rta yuk ko'taruvchi avtomobillar va avtobuslarning tormoz yuritmasi sifatida ishlatiladi. Ushbu yuritmaning afzalliklari: boshqarishni osonlashishi, tirkama va yarim tirkamani tormoz yuritmalari sifatida ishlatish qulayligi, siqilgan havo energiyasini boshqa maqsadga ishlatish mumkinligi (shinalarga dam solish, oyna tozalagichlarni harakatga keltirish va x.k.). Pnevmatik tormoz yuritmasining kamchiligi: ishlab chiqarishni murakkabligi, nisbatan narhi yuqoriligi, kompressorga doimiy quvvat sarflanishi, ishga tushish vaqtini kattaligi (gidroyuritmani ishga tushish vaqtidan 5..10 marta katta. Bu kamchilikni elektropnevmo yuritma bilan bartaraf etish mumkin).

7.4-§. To'g'ri va teskari yo'nalishdagi tormoz kranlari.

Tormoz krani. Ushbu uskuna kuzatishni ta'minlaydi, ya'ni tormoz pedaliga qo'yiladigan kuch va siqilgan xavo bosimini pnevmoyuritmaning bajaruvchi uskunalarida mosligini ta'minlaydi. Ishlash printsipiga ko'ra tormoz kranlari to'g'ri va teskari ishlovchi bo'lishi mumkin. To'g'ri ishlovchi tormoz kranlari tortuvchi avtomobilni tormoz tizimini yoki ikki o'tkazgichli tormoz yuritmalari tirkamaning tormoz tizimlarini boshqarish uchun ishlatiladi. Teskari ishlovchi tormoz kranlari bir o'tkazgichli tormoz yuritmaga ega tirkamani tormoz tizimini boshqarish uchun ishlatiladi. Konstruktsiyasiga kura tormoz kranlari porshenli yoki membranali bo'lishi mumkin. Porshenli tormoz kranlarida siqilgan xavo bosimini o'sishi va porshenni surilishi orasida bog'liklik to'g'ri chiziqli, lekin porshen va tsilindr devorlari orasida ishqalanish mavjudligi tufayli, tormoz kranini sezuvchanligi etarli darajada emas. Membranali tormoz kranlari yuqori

sezuvchanlika ega, chunki membranani siljishida ishqalanish deyarli yo'q. Xajmlarni orasida o'rnatilgan membrana xajmlarni yaxshi ajratib turadi. Lekin siqilgan xavo bosimini o'sishi va membranani surilishi orasida to'g'ri chiziqli bog'liqlikni ta'minlamaydi.

To'g'ri ishlovchi tormoz krani. Konstruktsiyasi va sxemasi 7.12-rasmda tasvirlangan. Keltirilgan sxemada tormoz pedali qoyib yuborilgan, atmosfera klapani 5 tormoz kamerasi 7 ni atmosfera bilan bog'laydi va siqilgan xavo klapani 6 yopiq. Pedal bosilganda porshenning g'ovak shtoki 2 unga birlashtirilgan porshen bilan surilib egari bilan klapan 5 ga o'tiradi va uni yopib, tormoz kamerasini atmosferadan ajratadi; shu bilan birga, sterjen orqali klapan 5 bilan bog'liq bo'lgan klapan 6 ochilib, siqilgan xavoni resiverdan tormoz kamerasiga o'tkazadi. Tormoz kamerasida bosim qiymati pedalga qo'yilgan kuchga to'g'ri proporsional. Kuzatish imkoni, tormoz pedaliga o'zgarmas kuch qo'yilganda, porshen 3 ga ta'sir etuvchi kuchlarning muvozanati bilan belgilanadi. Shunda ikkala klapan xam yopiq. Klapanlarning birini zichligi yaxshi bo'lmay kamroq xavo chiqishi muvozanatni buzmaydi, chunki xavoni chiqishi ikkinchi soz klapani ochilishiga va muvozanatni tiklanishiga olib keladi.



7.12-rasm. To'g'ri ishlovchi tormoz krani sxemasi va statik tavsifi.

Muvozanatda bo'lishning tenglamasi (ishqalanishni xisobga olmaganda):

$$P_{II} \cdot U_{II} - \rho_s' \cdot F_n - P_{np2} = 0;$$

bu erda: $\rho_s'^1$ - klapanlarni yopiq xolatida tormoz kranining o'ng xajmidagi xavo bosimi;

F_p —porshen yuzasi; P_{pr2} —prujina 4 ning kuchi.

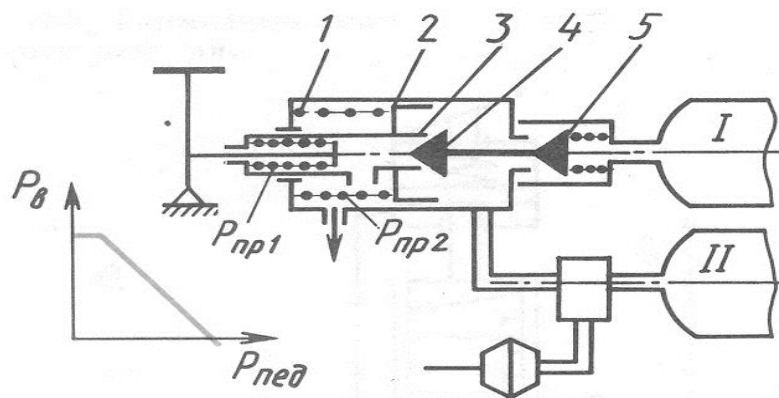
Shu tenglamadan tormoz pedaliga quyilgan kuch va tormoz kamerasida havo bosimi orasidagi bog'liqlikni aniqlaymiz.

$$\rho'_e = \frac{P_{II} \cdot U_{II} - P_{np2}}{F_n}$$

7.12-rasmda tasvirlangan statik tavsif tormoz kranining ishqalanuvchi detallari orasidagi ishqalanishni xisobga olib qurilgan, shuning uchun bosimni oshishi pedalga ma'lum kuch qo'yilgandan so'ng boshlanadi. Grafikning tepa gorizontall qismi siqilgan xavo bosimini maksimal kiymatga chiqqanini ifodalaydi.

Teskari ishlovchi tormoz krani tirkamada bir o'tkazgichli yuritma ishlatilganda o'rnatiladi (7.13-rasm). Sxemada tormozlanmayotgan xolati tasvirlangan. Pedal bosilmaganda muvozanatlashtiruvchi prujina 1 porshen 2 ni shtok 3 bilan birgalikda o'ngga suradi va pnevmotaqsimlagichni atmosferadan ajratadi, siqilgan xavo klapani 5 ni ochadi. Bunda tirkamaning resiveri 11ga tirkama pnevmotaqsimlagichi orkali tortuvchi avtomobil resiveri 1 dan siqilgan xavo o'tadi. Siqilgan xavoni o'tishi quyidagi shart bajarilmaguncha davom etadi

$$P_{np1} > \rho_e \cdot F_{II}$$



7.13-rasm. Teskari ishlovchi tormoz kranining sxemasi va statik tavsifi.

Tormoz pedali bosilsa porshen 2, muvozanatlashtiruvchi prujinani siqib, chapga suriladi; siqilgan xavo klapani egariga o'tiradi - siqilgan xavo kelishi to'xtaydi, klapan 4 ochilib, tormoz krani porshenining o'ng tomonini atmosferaga ochadi. Tirkamaning pnevmoyuritma ta'minotida xavo bosimini pasayishi pnevmotaqsimlagichni ishga tushiradi. Natijada tirkamaning resiveridan siqilgan

xavo tormoz mexanizmlarining tormoz kameralariga boradi. Tormoz krani porshenining muvozanat tenglamasi

$$P_{np2} - P_{np1} - \rho_{\epsilon} \cdot F_n = 0; \text{ bu erda: } P_{np1} = P_{II} \cdot U_{II}$$

Bu tenglamadan tsilindrning o'ng tomonidagi hajmda (tormoz kamerasida) hosil bo'lgan bosimni aniqlaymiz:

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{II} \cdot U_{II} - P_{np2}}{F_n}$$

Ushbu tenglamadan va keltirilgan statik tavsifidan ko'rinib turibdiki pedalga qo'yilgan kuchni oshishi bilan tsilindrning o'ng tomon xajmida bosim tushadi. Statik tavsifni tepa gorizontaal qismi tormoz kranining sezmaslik zonasini ifodalaydi.

Tormoz kameralari.

Tormoz kameralari g'ildiraklarga yaqin joylashtiriladi. Tormoz kameralari membranali va tsilindrli bo'lishi mumkin. Katta yuk ko'taruvchi yuk avtomobillarda ko'p hollarda tormoz kameralari prujinali energoakkumulyatorlar bilan birlashtiriladi. Membranali tormoz kameralari ishqalanish yuzalarning yo'qligi va yaxshi yopiqqligi (germetikligi) bilan farqlanadi. Shuning uchun ular yuqori sezuvchanlikka ega, bundan tashqari, ularni moylashga zarurat yo'q. Membranali tormoz kameralarini kamchiligi shtokdagi kuch R_{sht} va shtokning surilishi S_{sht} orasidagi bog'liklik to'g'ri chiziqli emasligida. Bu diafragmaning effektiv yuzasini o'zgarishi bilan bog'liq. Effektiv yuza shtokning surilishi oshishi bilan kamayib boradi. Ikkinchi kamchiligi membrana teshilganda tormoz tizimi ishdan chiqadi.

Porshenli tormoz kameralari, membranalikka nisbatan katta effektiv yuzaga ega. U xavo bosimi o'zgarish bo'lganda shtokdagi kuch va shtokni surilishi orasida to'g'ri chiziqli bog'liklikni ta'minlaydi. Tsilindrli tormoz kamerasining ekspluatatsion ishonchligi ancha yuqori, chunki porshenni zichlovchi manjetasi uzilganda tormoz tizimini yoki konturlarni to'satdan ishdan chiqishiga olib bormaydi. Tsilindrli tormoz kameralarini kamchiligi ularni germetikligi nisbatan

pastligida, ishqalanuvchi yuzalarni borligida va membranaliga nisbatan qimmatligida. Shuning uchun ular nisbatan kam ishlatiladi.

Energoakkumulyatorlar bilan birlashtirilgan tormoz kameralari ishchi va to'xtab turish tormoz tizimlarida o'rnatiladi. Chiqish A prujinali energoakkumulyatorning tsilindrini to'xtab turish tormozining yuritmasidagi resiver bilan birlashtiradi; ikkinchi chiqishi (rasmda ko'rsatilmagan) membranalikamerani, tormoz krani orqali, avtomobilni resiveri bilan birlashtiradi.

7.5-§. Tormoz tizimlaridagi yuklanishlar va tormoz mexanizmini hisoblash

Tormozlash vaqtida inertsia kuchlari hisobiga o'qlarga tushayotgan vertikal yuklanishlar o'zgaradi, ya'ni oldingi o'qda ko'payadi va orqa o'qda kamayadi.

$$P_{Z1} = \frac{M_a \cdot g}{L} (b + \varphi \cdot h_{OM}) \quad P_{Z2} = \frac{M_a \cdot g}{L} (a - \varphi \cdot h_{OM})$$

bu erda: P_{Z1} ; P_{Z2} – tormozlanish vaqtida oldingi va orqa o'qga tushadigan vertikal yuklanish

M_a – avtomobilning to'liq massasi; [kg]

L – avtomobilni bazasi; [m]

a, b – oldingi va orqa o'qlardan og'irlik markazigacha bo'lgan masofa; [m]

h_{OM} – og'irlik markazining balandligi; [m]

G'ildiraklar va yo'l orasidagi ilashish bo'yicha xosil qilishi mumkin bo'lgan maksimal tormoz kuchi:

$$P_{T1\varphi} = P_{Z1} \cdot \varphi ; \quad P_{T2\varphi} = P_{Z2} \cdot \varphi ;$$

Maksimal tormoz momenti:

$$M_{T1\varphi} = P_{T1\varphi} \cdot r_k ; \quad M_{T2\varphi} = P_{T2\varphi} \cdot r_k$$

bu erda: r_k – g'ildirakning g'ildirash radiusi

Agar avtomobilning parametrlari (L , a , b , h_{OM}) noaniq bo'lsa P_{Z1} va P_{Z2} larni aniqlash uchun reaksiyalarni qayta taqsimlash koefitsientlari m_{T1} va m_{T2} dan foydalanish mumkin:

$$P_{Z1} = M'_1 \cdot g \cdot m_{T1}; \quad P_{Z2} = M'_2 \cdot g \cdot m_{T2}$$

bu erda: $M'_1; M'_2$ - tinch turgan avtomobilning oldi va orqa o'qlariga tushadigan massa.

$m_{T1}; m_{T2}$ - reaksiyalarni qayta taqsimlash koefitsientlari. ($m_{T1} = 1,3 \div 1,5$; $m_{T2} = 0,5 \div 0,7$)

Tormoz mexanizmini xisoblash

Tormoz mexanizmi xosil qilishi kerak bo'lgan tormoz momentini aniqlash. O'qqa tushayotgan yuklanish g'ildiraklarga teng taqsimlanadi deb hisoblasak, u holda g'ildirakdagi maksimal tormoz momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$\text{oldingi o'qdagi g'ildirak uchun: } M_{T_{old}} = \frac{M_{T1\varphi}}{2};$$

$$\text{orqa o'qdagi g'ildirak uchun: } M_{T_{opk}} = \frac{M_{T2\varphi}}{2}$$

Tormoz mexanizmi xosil qilishi kerak bo'lgan tormoz momenti g'ildiraklardagi maksimal tormoz momentidan kichik bo'lmasligi kerak; ya'ni:

$$\text{oldingi o'qdagi g'ildirak uchun: } M_{TM} \geq M_{T_{old}};$$

$$\text{orqa o'qdagi g'ildirak uchun: } M_{TM} \geq M_{T_{opk}}$$

Tormoz mexanizmi kolodkalariga ta'sir etuvchi yuritma kuchini aniqlash:

- *diskli tormoz mexanizmini xisoblash:*

Diskli tormoz mexanizmi xosil qiladigan tormoz momenti quyidagicha hisoblanadi: bundan:

$$M_{TM} = 2P \cdot \mu \cdot r_d \qquad P = M_{TM} / 2\mu \cdot r_o$$

- *barabanli tormoz mexanizmini xisoblash* (yuritma kuchlari teng va kolodka tayanchlari bir tarafga joylashgan barabanli tormoz mexanizmi misolida):

Tormoz mexanizmi hosil qiladigan tormoz momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$M_{TM} = 2P' \cdot r_o \cdot \frac{\mu \cdot h \cdot k_o \cdot a}{k_o^2 \cdot a^2 - \mu^2 \cdot r_o^2};$$

bu erda: $R^{G'}, R^{G'G'}$ - kolodkalarga ta'sir etuvchi yuritma kuchlari; [H]

β_o - kolodkalardagi friktsion qoplamalarning qoplash burchagi ($\beta_o = 90 \dots 120^\circ$)

μ - ishqalanish koefitsienti; ($\mu = 0,35$)

h - kolodka tayanchidan ishchi tsilindr markazigacha bo'lgan masofa;

k_o - koeffitsient (grafikdan olinadi)

a - kolodka tayanchidan tormoz mexanizmi markazigacha bo'lgan masofa;

r_b - tormoz barabani radiusi;

Zarur bo'lgan tormoz momentini hosil qilish uchun kolodkalarga qo'yilgan kuchlar quyidagicha aniqlanadi:

$$P' = P'' = \frac{M_{\text{Торк}} (k_o^2 \cdot a^2 - \mu^2 r_o^2)}{2r_o \mu \cdot h \cdot k_o \cdot a}$$

Tormoz mexanizmining kolodka qoplamalaridagi solishtirma yuklanish:

$$\rho_{kon} = \frac{G_a}{\sum F_{kon}}$$

bu erda: G_a — avtomobilning og'irligi;

$\sum F_{qop}$ — barcha kolodka qoplamalari yuzalarining yig'indisi.

Engil avtomobillar uchun $r_{qop} = 10 \dots 20 \text{ NG} \cdot \text{sm}^2$

Yuk avtomobillari va avtobuslar uchun $r_{qop} = 20 \dots 40 \text{ NG} \cdot \text{sm}^2$

Tormoz mexanizmining solishtirma ishqalanish ishi

$$q_0 = \frac{M_a \cdot V_{a \max}^2}{2 \cdot \sum F_k} \leq [q_0]$$

bu erda: M_a - avtomobilning to'la massasi, [kg]

V_{amax} - avtomobilning maksimal tezligi, [m/s]

$\sum F_k$ -barcha tormoz mexanizm friksion qoplamalari yuzalarining yig'indisi, [sm²]

$[q_0]$ - solishtirma ishqalanish kuchining ruxsat etilgan qiymati,

(yengil avtomobillar uchun – $1 \dots 2 \text{ kDj/sm}^2$; yuk avtomobillari uchun – $0,6 \dots 0,8 \text{ kDj/sm}^2$)

Avtomobil bir marta tormozlanganda baraban (disk)ning qizishi:

$$T = \frac{M_g \cdot V_a^2}{2m_g \cdot C}$$

bu erda: M_g - g'ildirakka tushayotgan massa, [kg]

m_b - barabanning massasi, [kg]

C - baraban materialining solishtirma issiqlik sig'imi, $S=500 \text{ Dj/kGk}$

V_a - avtomobil tezligi ($V_{amax} = 30$ km/s)

Tormoz yuritmasini xisoblash

Mexanik tormoz yuritmasining uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{\text{тЮ}} = \frac{a}{b} \cdot \frac{d}{c}$$

To'xtatib turish tormoz tizimini boshqarish organi (richag)dagi kuchni aniqlaymiz: (bu kuch 400N dan oshmasligi kerak)

$$P_n = \frac{P' + P''}{U_{\text{мю}} \cdot \eta_{\text{мю}}};$$

bu erda: U_{tyu} - tormoz yuritmasining uzatishlar soni;

η_{tyu} - tormoz yuritmasining foydali ish koeffitsienti.

Gidravlik tormoz yuritmasining uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi.

$$U_{\text{тЮ}} = \frac{a}{b} \cdot \frac{D^2}{d^2};$$

bu erda: a – xaydovchining kuchi qo'yilgan nuqtadan asosiy tormoz tsilindrining shtokigacha bo'lgan masofa;

b – sosiy tormoz tsilindri shtokidan tayanchgacha bo'lgan masofa;

D – asosiy tormoz tsilindrining diametri;

d – g'ildirak tormoz tsilindrining diametri.

Xaydovchining tormoz pedaliga qo'yilgan kuchi quyidagicha aniqlanadi:

$$P_x = \frac{P' \cdot D^2}{d^2 \cdot U_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{тЮ}}}; \text{mm}$$

bu erda: $R^{G'}$ - faol kolodkaga qo'yilgan kuch, N;

U_p - tormoz pedalining uzatishlar soni;

η_{TYu} - gidravlik tormoz yuritmaning FIK, (0,95...0,98).

Tormoz pedalining yo'li quyidagicha aniqlanadi:

$$S_{\text{п}} = \frac{4(2V_{\text{old}} + 2V_{\text{opk}})}{D^2 \cdot \pi} \cdot U_{\text{п}} \cdot K_q + S_0 \cdot U_{\text{п}};$$

bu erda: V_{old} va V_{orq} -tormozlanish vaqtida oldingi va orqa g'ildirak tsilindrlariga kiradigan suyuqlik hajmi

$$V_{old} = \frac{\pi \cdot d_{old}^2}{4} \cdot \delta_{old} \quad V_{opk} = \frac{\pi \cdot d_{opk}^2}{4} \cdot \delta_{opk}$$

K_q -tormoz suyuqligining hajmini oshishini xisobga oladigan koeffitsient (rezinali shlanglar uchun) $K_d=1,05...1,1$;

S_o - tormoz pedalining erkin yo'li;

d_{old} - oldingi g'ildirak tsilindrining diametri;

d_{orq} - orqa g'ildirak tsilindrining diametri;

δ_{old} - oldingi g'ildirak tsilindri porshenining siljishi;

δ_{orq} - orqa g'ildirak tsilindri porshenining siljishi;

Tormoz pedalining to'la yo'lini aniqlayotganda tormoz pedalining zaxira yo'lini ham xisobga olishi kerak (tormoz kolodkalarining qoplamalarini eyilishini xisobga oluvchi), aks holda tormoz pedali polga yoki boshqa to'siqqa qadalib qolishi mumkin.

Pnevmatik tormoz yuritmasida keruvchi mushtdagi moment quyidagicha aniqlanadi:

$$M_M = P' \cdot r + P'' \cdot r = (P' + P'') \cdot r ;$$

bu erda: P' va P'' - tormoz mexanizmining kolodkalaridagi yuritma tarafdin ta'sir etuvchi kuchlar (tormoz mexanizmini xisoblaganda topiladi);

r - keruvchi musht radiusi (rqconst);

Tormoz kamerasi (tsilindri) shtokidagi kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_u = \frac{M_M}{l} ;$$

bu erda: l - keruvchi musht richagining uzunligi, sm;

Tormoz kamerasidagi (tsilindridagi) bosim quyidagicha aniqlanadi:

$$\rho_k = \frac{P_u}{F_1}$$

bu erda: F_1 -tormoz kamerasidagi diafragmaning (tsilindridagi porshenning) yuzasi;

Tormoz kranining porshenga ta'sir etuvchi kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_n = \rho_k \cdot F_2 + P_{np}$$

bu erda: F_2 - tormoz kranidagi porshen yuzasi;

P_{pr} - tormoz kranidagi prujina kuchi.

Tormoz pedalidagi xaydovchining kuchi quyidagicha aniqlanadi:

$$P_{II} = \frac{P_n \cdot b}{a};$$

bu erda: a, b - tormoz pedalining o'lchamlari;

Agar R_x me'yordan ($R_x=700N$) oshib ketsa, u xolda pnevmatik tormoz yuritmaning geometrik o'lchamlari o'zgartiriladi.

Pnevmatik tormoz yuritmasining uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

$$U_{TP} = \frac{P' + P''}{P_x}$$

Nazorat savollari:

1. Tormoz boshqarmasining tasnifi va qo'llanilishi.
2. Tormoz boshqarmasiga qo'yiladigan talablar.
3. Tormoz mexanizmining konstruksiyalari va ularni baxolovchi mezonlar.
4. Qo'zg'almas skobali diskli tormoz mexanizmining sxemasi va taxlili.
5. Suzuvchi skobali diskli tormoz mexanizmining o'ziga xos xususiyatlari.
6. Barabanli tormoz mexanizmining 1-sxemasi va taxlili.
7. Barabanli tormoz mexanizmining 2-sxemasi va taxlili.
8. Barabanli tormoz mexanizmining 3-sxemasi va taxlili.
9. Barabanli tormoz mexanizmining 4-sxemasi va taxlili.
10. Avtomobil foydalana oladigan tormoz momentini aniqlash.
11. Tormoz mexanizmi xosil qilishi kerak bo'lgan tormoz momentini aniqlash.
12. Diskli tormoz mexanizmi kolodkalariga ta'sir etuvchi yuritma kuchini aniqlash.
13. Barabanli tormoz mexanizmi kolodkalariga ta'sir etuvchi yuritma kuchini aniqlash.
14. Tormoz mexanizmining solishtirma ishqalanish ishini aniqlash.
15. Avtomobil bir marta tormozlanganda barabanning qizishini aniqlash.
16. Mexanik tormoz yuritmasining sxemasi va taxlili.
17. Gidravlik tormoz yuritmasining sxemasi va taxlili.

18. Tormoz yuritmasini ikkita mustaqil konturga ajratish usullari.
19. Tormoz kuchaytirgichining tasnifi va unga talablar.
20. Pnevmatik tormoz yuritmasining sxemasi va taxlili.
21. Avtopoezdning pnevmatik tormoz yuritmasi.
22. To'g'ri ishlovchi tormoz kranining sxemasi va ishlashi.
23. Teskari ishlovchi tormoz kranining sxemasi va ishlashi.
24. Tormoz kamerasining sxemasi va taxlili.
25. Hidravlik tormoz yuritmasining uzatishlar sonini aniqlash.
26. Xaydovchining tormoz pedaliga qo'ygan kuchini aniqlash.
27. Tormoz pedalining yo'lini aniqlash.
28. Tormoz kuchlarini rostlagichlarning turlari va ish jarayoni.
29. Yordamchi tormoz tizimi turlari va ularning joylashtirilishi.
30. Zaxiradagi tormoz tizimi turlari va ularning joylashtirilishi.

8-BOB. OSMALAR

Tayanch iboralar: *Osma, ressoara, prujina, amartizator, o'zgarmas bikrli, o'zgaruvchan bikrli, progressiv bikrli, mustaqil osma, nomustaqil osma*

8.1-§. Osmalarning vazifasi

Osma avtomobil yurish qismining bir qismi bo'lib, kuzovni yo'l bilan bog'laydi.

Avtomobil yo'li notekisliklardan iborat bo'lib, ularning turtkilari kuzovga uzatilishi natijasida yuk yoki yo'lovchiga salbiy ta'sir qiladi. Bu ta'sirni kamaytirish uchun kuzov va g'ildirak o'rtasiga elastik qism kiritilishi kerak.

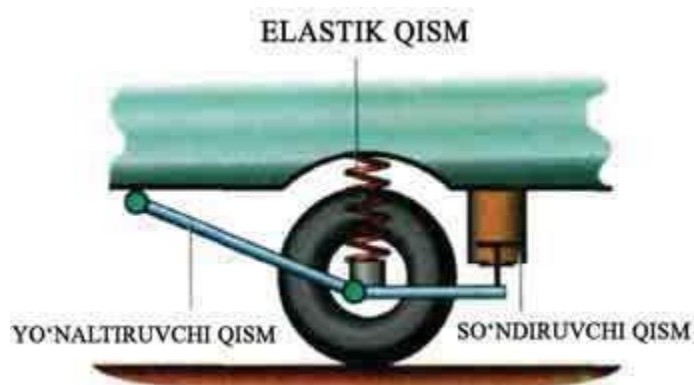
Yetakchi g'ildiraklardan yetaklanuvchilarga itaruvchi kuchni uzatish va tormozlanuvchi g'ildiraklardagi tormoz kuchi yordamida avtomobilning kinetik energiyasini so'ndirish uchun g'ildirakni kuzov bilan bog'laydigan kuchlarni qabul etuvchi yo'naltiruvchi richaglar zarur. Yo'l notekisliklaridan ta'sir etayotgan turtkilardan hosil bo'layotgan tebranishlarni so'ndirish ham kerak.

Osmalar tortuvchi va tormozlovchi kuchlarni, yo'l notekisliklaridan hosil bo'layotgan turtkilarni qabul qilib, me'yoriy darajagacha kamaytirish hamda tebranish amplitudasi va davomiyligini kamaytirish vazifasini bajaradi.

Osmalar uchta bo'lakdan iborat: ***yo'naltiruvchi qism, elastik qism, so'ndiruvchi qism*** (8.1-rasm).

Transport vositasi harakat qilishi uchun yetakchi g'ildirakka transmissiya orqali keltirilgan burovchi moment M_t dan hosil bo'lgan P_t kuchini ramaga (kuzov) uzatib, ilgarilashga majbur etishi kerak. Bu vazifani yo'naltiruvchi qism bajaradi. Bundan tashqari, yo'naltiruvchi qism avtomobil tormozlanishi jarayonida hosil bo'lgan va ko'prikn g'ildirak aylanish yo'nalishiga teskari buruvchi momentni, hamda yondan ta'sir etuvchi kuchni (markazdan qochirma, yondan ta'sir etgan turtki, qiya tekislikda harakatlanganida og'irlik kuchining bitta tashkil

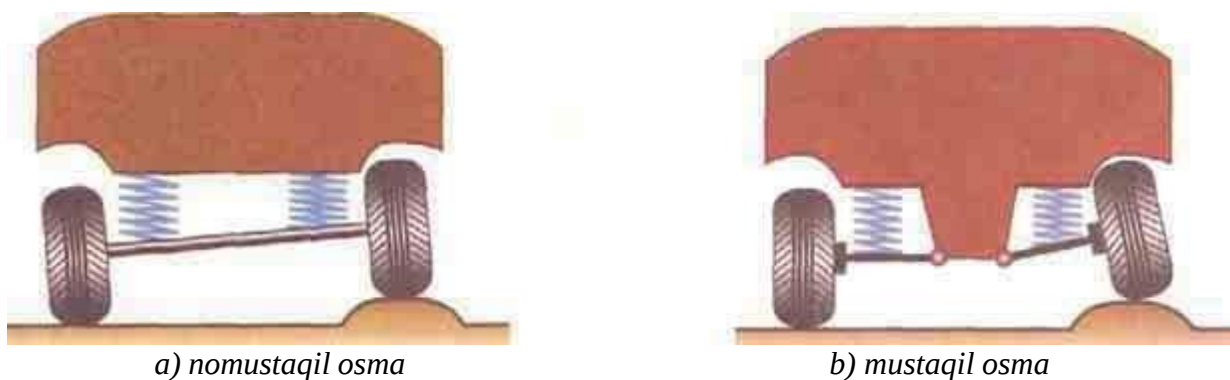
etuvchisi) qabul qiladi.



8.1-rasm. Osmaning printsiptial sxemasi.

Osmaning ish jarayonida yetakchi g'ildirakka transmissiyadan keltirilgan burovchi momentning itaruvchi P_t kuchi yo'naltiruvchi qism orqali kuzov (rama)ni oldinga suradi, elastik qism yo'l notekisliklaridan uzatilayotgan turtkilarni yumshatadi va so'ndiruvchi qism elastik qism hisobiga vertikal yo'nalishda harakatlanayotgan kuzov (rama) tebranishini so'ndiradi.

Osmaning yo'naltiruvchi qismi nafaqat ko'ndalang, bo'ylama, yondan ta'sir etayotgan kuchlarni uzatadi, balki g'ildirakning kuzov (rama)ga nisbatan harakatini ham belgilaydi. Yo'naltiruvchi qismining turiga qarab osmalar mustaqil va nomustaqil turlariga bo'linadi (8.2-rasm).



8.2-rasm. Avtomobil osmalari.

Mustaqil osmalarda chap yoki o'ng g'ildiraklar bir-biri bilan bog'lanmagan bo'lib, chap (yoki o'ng) g'ildirakka yo'l notekisligidan ta'sir etgan turtki o'ng (yoki chap) g'ildirakka uzatilmaydi. Bunga zamonaviy avtomobillar MATIZ, SPARK, TIKO, NEXIA larning old osmalari misol bo'la oladi.

Nomustaqil osmalarda esa chap va o'ng g'ildiraklar bir-biri bilan bog'langan

bo'lib, chap (yoki o'ng) g'ildirakka yo'l notekisligidan ta'sir etgan turtkilar o'ng (yoki chap) g'ildirakka uzatiladi. Yengil avtomobillardan MATIZ, SPARK, TIKO, NEXIA avtomobillarining orqa osmalari, yuk avtomobili va avtobuslarning oldingi va orqa osmalari misol bo'la oladi.

G'ildiraklarning yo'lga nisbatan harakatlanishi uning kinematikasini belgilaydi. Osmo kinematikasi uni kuzov (rama)ni avtomobilning bo'ylama o'qiga nisbatan tebranishini ta'minlaydi va transport vositasining yurish ravonligi, boshqaruvchanligi, turg'unligi kabi ekspluatatsion xususiyatlariga faol ta'sir etadi.

Osmalarning elastik qismi yo'l notekisliklaridan uzatilayotgan turtkilarni kamaytirib avtomobilning yurish ravonligini yaxshilaydi. Elastik qismning prujina, resor, torsion, pnevmobalon va h.k. turlari mavjud.

Prujinalar yumaloq ko'ndalang kesimli po'lat simdan tsilindirlik va bochkasimon qilib yasalishi mumkin. U faqat tik yo'nalishdagi kuchlarni qabul qilishga mo'ljallangan, shuning uchun ham u yo'naltiruvchi qism bilan mahkamlanadi.

Torsionlar ham elastik qismning turi bo'lib, u metall sterjendan iborat. Sterjen bir butun yoki birlashtirilgan bir xil ko'ndalang kesimli, burilishiga ishlovchi plastinalardan iborat. Torsionning bir uchi kuzovga, ikkinchisi osma richaglariga mahkamlanadi. Natijada g'ildirak va kuzovning elastik bog'lanishi torsionning buralishidan hosil bo'ladi.

Ressoralar osmaning elastik qismi sifatida eng ko'p tarqalgan. U har xil uzunlikka va egrilikka ega listlarning bo'lishi, ressora yig'ilganda listlarning bir-biriga jips yaqinlashishiga va asosiy listning kamroq yuklanishiga olib keladi, hamda listlarni ham ushlab turadi. Zanglamasligi uchun va listlar orasidagi ishqalanishni kamaytirish maqsadida grafit so'riladi. Yengil avtomobillarda esa listlar o'rtasida nometall qistirmalar qo'yiladi. Ressoraga asosiy listning uchlari ramaga sharnirli mahkamlanadi, natijada harakat davrida uning uzunligi o'zgarish imkoniyatiga ega. Og'ir yuk ko'taradigan avtomobillarda ressora qo'shimcha ressora osti ressorasi ham mahkamlanadi. Uning o'rnatilish sababi, ressora bikrligini yuk o'zgarishiga mos o'zgartirish, natijasida avtomobilning yurish

ravonligini yaxshilashdir. Ressora mustaqil emas, osmalarda ishlatiladi va bir vaqtda elastik ham yo'naltiruvchi qismlar vazifasini bajargani, uning afzalligi hisoblanadi.

Hozirgi zamon yuk avtomobillari va avtobus osmalarida siqilgan havo hisobiga elastik bo'lgan balonlar ishlatiladi. Bu turdagi elastik qismda havo bosimini o'zgartirish hisobiga uning bikrligini orttirish-kamaytirish imkoniyati borligi uning afzalligidir. Balonlar ikki yoki uch seksiyali bo'lib, uning har bir bo'linmasi bo'luvchi halqa bilan ajratilgan. Balon bo'linmalari ikki qavatli rezina korddan iboratdir. Bundan tashqari, balonni mahkamlash uchun siquvchi halqa bor. Balonlardagi bosim 0,3- 0,5 MPa bo'lib, 2-3 tonna yuk ko'tarishi mumkin. Balonlarning kamchiligi, faqat tik yo'nalishdagi yukni qabul qila olgani uchun chidamliligi kamdir.

Rezina elastik qismlar ham mavjud bo'lib, ular osmalarda qo'shimcha elastik qism sifatida g'ildiraklarning yuqori va pastga harakatini chegaralovchi bufer sifatida qo'llaniladi.

Osmalarning elastikligi avtomobil kuzovining ko'ndalang tekisligida og'ishiga olib keladi. Natijada kuzov ko'ndalang tekislikda tebranadi, bu esa yo'lovchiga noqulaylikni sodir etadi.

Stabilizator avtomobilning ko'ndalang tekislikdagi turg'unligini yaxshilaydi.

Stabilizatorlar yengil avtomobillarning mustaqil old osmalariga o'rnatiladi, lekin zaruriyat bo'lsa, orqa osmalarda ham qo'llaniladi. Stabilizator P-simon shaklda bo'lib, yumaloq elastik po'lat sterjendan yasaladi. Sterjenning o'rtasida rezina tayanch yordamida kuzovga mahkamlanadi. Sterjen uchlari ikkita ustun bilan rezina yostiqchalar yordamida osma richaglariga sharnirli mahkamlanadi. Lekin ba'zi konstruksiyalarda sterjen richagga to'g'ridan-to'g'ri mahkamlanishi ham mumkin.

8.2-§. Osmalarning tasnifi va qo'llanilishi

Avtomobil notekis yo'llardan harakatlanganda yo'ldan uzatilayotgan zarbalar haydovchi va yo'lovchilarga, yuklarga, shuningdek avtomobilning o'ziga shikast etkazishi mumkin. Shuning uchun bu zarbalarni kamaytirish zarurati paydo bo'ladi. Bu vazifani osma bajaradi. Osma avtomobil kuzovini (ramasini) ko'priklar (g'ildiraklar) bilan elastik bog'lash uchun hizmat qiladi.

Osmalarning tasnifi va ko'llanilishi.

1) Tavsifiga ko'ra:

- o'zgarmas bikerli;
- o'zgaruvchan bikerli;
- progressiv bikerli.

2) Yo'naltiruvchi element turiga ko'ra:

- nomustaqil (avtonom, balansir);
- mustaqil.

3) Elastik element turiga ko'ra:

- metall dan (ressorali, prujinali, torsionli, aralash);
- nometall (pnevmatik, gidravlik, rezinali, aralash).

4) So'ndiruvchi element turiga ko'ra:

- richagli amortizatorli (mexanik, gidravlik);
- teleskopik amortizatorli (bir trubali, ikki trubali).

5) G'ildiraklardan kuch va momentlarni uzatishi bo'yicha:

- resorali;
- shtangali;
- richagli (bir richagli, ikki richagli).

6) Shkvorenni borligiga ko'ra:

- shkvorenli;
- shkvorensiz.

Osmalarga ko'yiladigan talablar va ularning qondirilishi.

1. Avtomobilning ravon harakatlanishini ta'minlashi kerak;
2. Notekis yo'llarda cheklovlarga urilmasdan harakatlana olishi kerak;

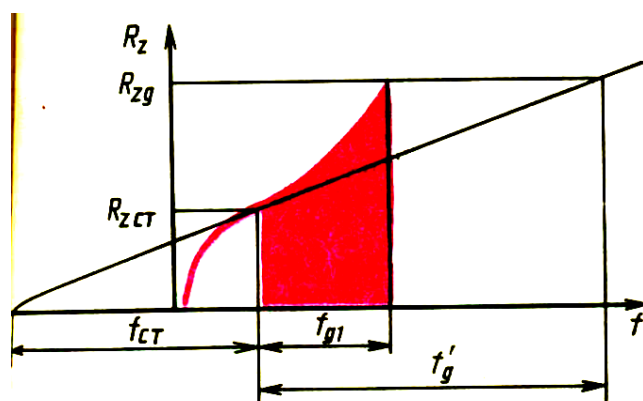
3. Avtomobilning ko'ndalang og'ishini cheklashi kerak;
4. Boshqariluvchi g'ildiraklarning siljishini kinematik muvofiqlashtirishi, ya'ni ularning shkvoren atrofida tebranmasligini ta'minlashi kerak;
5. Kuzov va g'ildiraklarning tebranishini so'ndirishi kerak;
6. Koley, g'ildirakning og'ish burchagi va shkvorenning og'ish burchagi o'zgarishligi kerak;
7. G'ildirakdan kuzovga bo'ylama va ko'ndalang kuchlarni ishonchli uzatishi kerak;
8. Umumiy talablar.

Osmaning elastiklik xarakteristikasi

Avtomobilning ravon yurishini ta'minlash uchun g'ildirakka ta'sir etuvchi vertikal yuklanish R_z osmaning ezilishiga qarab ma'lum qonuniyatda o'zgarishi kerak. Bunday bog'lanish osmaning elastiklik tavsifi deyiladi.

Vertikal yuklanish statik yuklanishga yaqin diapazonda R_{zsm} o'zgarsa osmaning tavsifi optimal tebranishlar chastotasini ta'minlab berishi kerak, ya'ni, tebranishlar chastotasi yengil avtomobillarda 0,8...1,2 Gts, yuk avtomobillarida 1,2...1,9 Gts atrofida bo'lishi kerak. Bu tebranishlar chastotasi yo'lovchi piyoda xarakatlangandagi tebranishlarga to'g'ri keladi va yo'lovchi uchun qulay xisoblanadi. Ressorlangan massaning xususiy tebranishlar chastotasi osmaning statik ezilishiga f_{sm} bog'liq:

$$\Omega = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f_{sm}}}$$

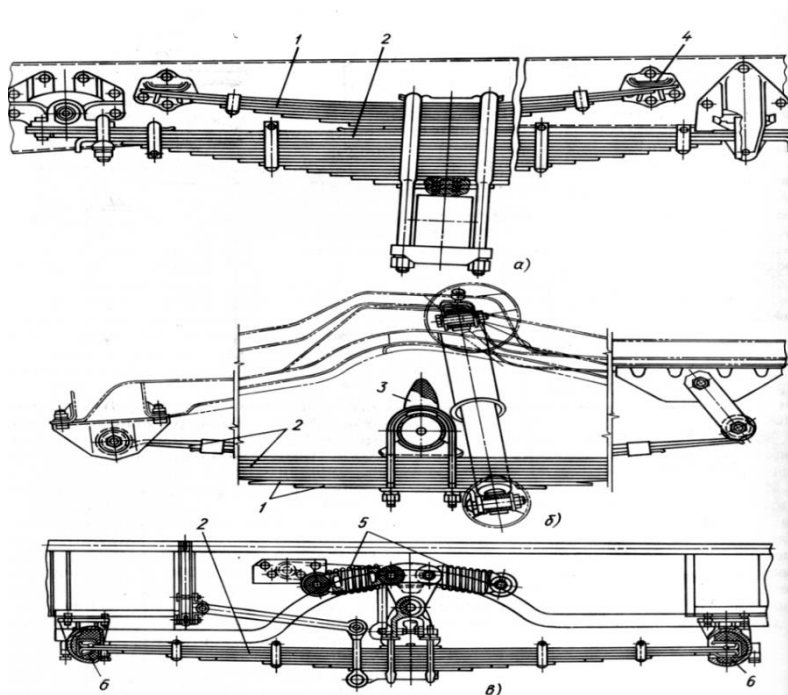


8.3-rasm. Osmaning elastiklik tavsifi.

Avtomobil notekis yo'llardan xarakatlanganda tebranishlar amplitudasi oshib resorlangan massa cheklagichlarga urilmasligi uchun osmaning bikrligi oshib borishi kerak, ya'ni $R_{zd} = (2,5...3) \cdot R_{zsm}$. Dinamik yuklanishni statik yuklanishga nisbati dinamiklik koeffitsienti deyiladi:

$$K_o = \frac{R_{zd}}{R_{zcc}}$$

Osmaning elastiklik tavsifidagi egri chiziq ostidagi yuza osmaning dinamik energohajmini bildiradi, bu esa elastik qismning to'la ezilishini ta'minlaydigan ishga ekvivalent hisoblanadi. Osmaning dinamik energohajmini oshirish uchun elastik tavsif progressiv (o'suvchi) bo'lishi kerak, ya'ni osmaning ozgina ezilishida ham dinamik yuklanish R_{zd} katta bo'lishi mumkin. Huddi shunday dinamiklik koeffitsientini to'g'ri chiziqli tavsifda ham olish mumkin, lekin u holda dinamik ezilish f_d katta bo'lib ketadi, buni esa konstruksiyada ta'minlash juda qiyin.



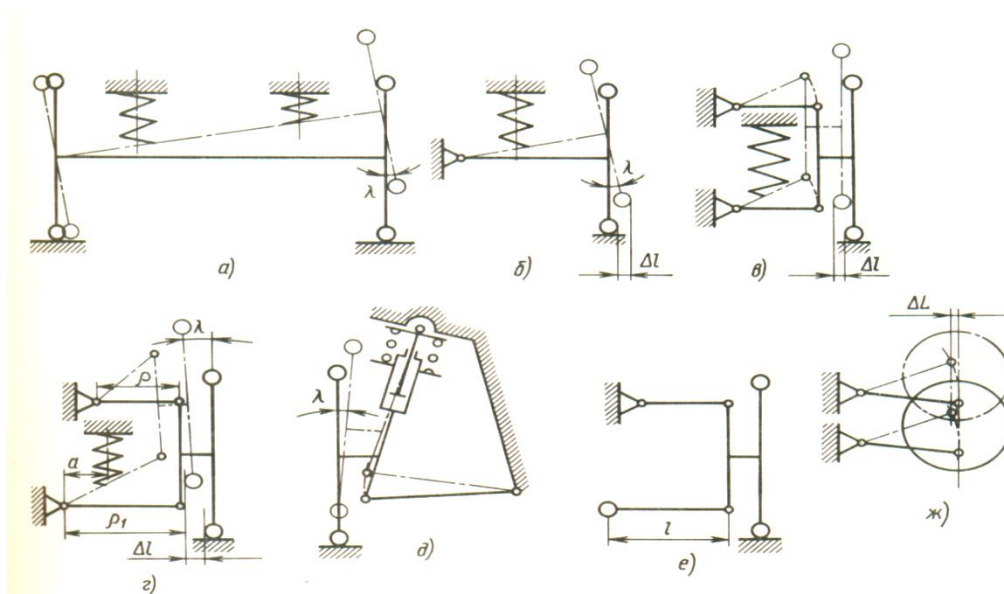
8.4-rasm. Qo'shimcha elastik qisimli ressorali osma konstruksiyalari
a- yuk avtomobilining ressorali orqa ko'prik osmasi; b-yuk avtomobilining
ressorali oldingi ko'prik osmasi; v-avtobusning ressorali korrektirlovchi
prujinali osmasi

Avtomobilning foydali yuklanishi minimumdan maksimumgacha o'zgarsa, statik ezilishni f_{st} hosil qiladigan ressorlangan massaning o'zgarishi yengil

avtomobillarning oldingi o'qida 10-30%, orqa o'qida 45-60%, yuk avtomobillarida 250-400% va avtobuslarda 200-250%ni tashkil etadi. Shu o'zgarishlarda ham ressovalangan massaning xususiy tebranishlar chastotasi optimal bo'lishi uchun yuklanish o'zgarsa ham osmaning statik ezilishi (f_{st}) o'zgarmas bo'lishi kerak, ya'ni yuklanish o'zgarsa osmaning bikrligi ham o'zgarishi kerak. Buni yuk avtomobillarida orqa osmaning ressovasi ustida qo'shimcha ressova o'rnatilishi (5.2-rasm), pnevmoballonlarda xavo bosimini oshishi va x.k. konstruktiv yo'llar bilan amalga oshirish mumkin.

8.3-§. Osmalarning kinematik sxemalari.

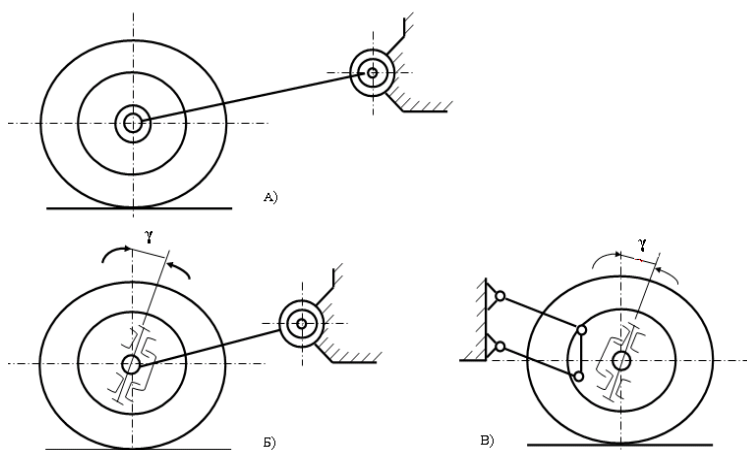
Osmalar kinematikasiga qarab mustaqil va nomustaqil bo'ladi. Mustaqil va nomustaqil osmalar o'z navbatida g'ildirak avtomobilning bo'ylama o'qiga parallel, tik va burchak ostida tebranuvchi turlariga bo'linadi. Osmaning bu kinematik sxemalari konstruktiv jihatdan bo'ylama joylashgan ressovalar, shtangalar, avtomobilning bo'ylama o'qiga tik, parallel, burchak ostida joylashgan richaglardan iborat bo'lishi mumkin.



8.5-rasm. Osmaning kinematik sxemalari.

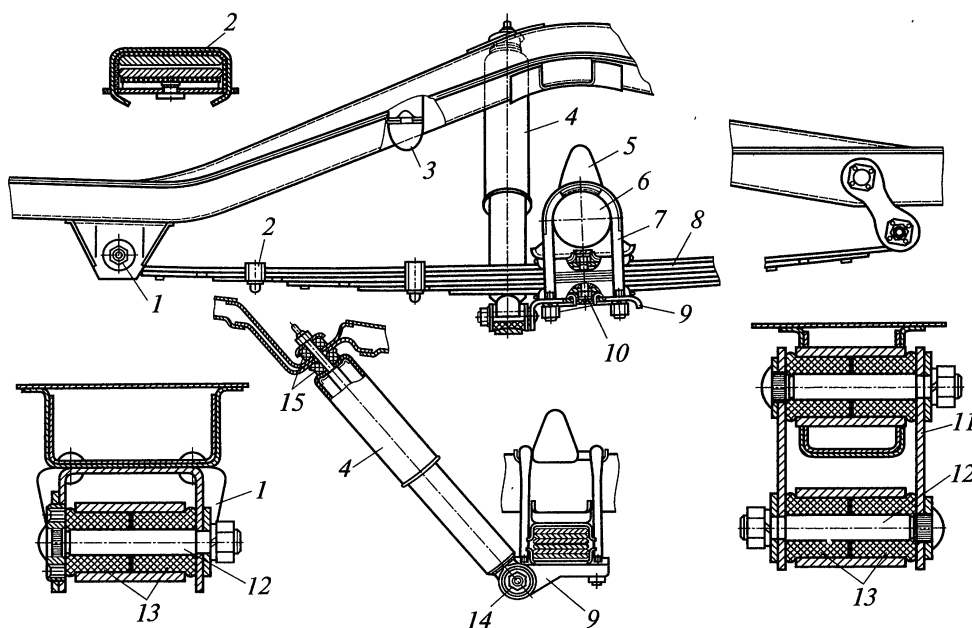
a – nomustaqil; b – bir richagli mustaqil; v - ikki richagli mustaqil (bir xil uzunlikda); g - ikki richagli mustaqil (har xil uzunlikda); d – mustaqil richag-teleskopli; e - ikki richagli mustaqil torsionli; j – mustaqil bo'ylama tebranuvchi.

Avtomobilning bo'ylama o'qiga parallel joylashgan kinematik sxemali old va orqa osmalar 8.4-rasmda ko'rsatilgan. Ular bitta (a,b) yoki ikkita (v) richagli bo'lishi mumkin. Bu turdagi osmalarda elastik qism bo'lib prujina, torsion ishlatilishi mumkin. Avtomobilning harakati davrida shkvorenning og'ish burchagi o'zgarishi sababli, avtomobilning statik holati uchun $18-22^{\circ}$ gacha qiymatga ega. Bu kinematik sxemali osmalarning xususiyati shudaki, avtomobilning notekis yo'ldagi harakati davrida koleya va g'ildiraklardan ko'ndalang tekislikdagi og'ish burchagi (razval) nazariy jihatdan o'zgarmaydi.

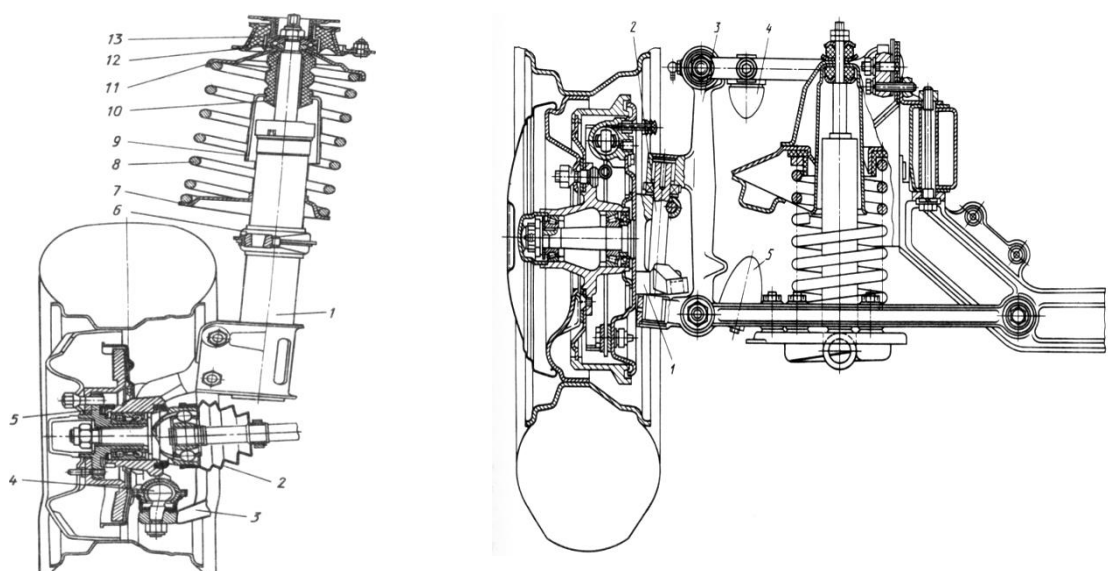


8.6-rasm. Avtomobilning bo'ylama o'qiga parallel joylashgan kinematik sxemali osmalar

Osmaning elastik elementi.



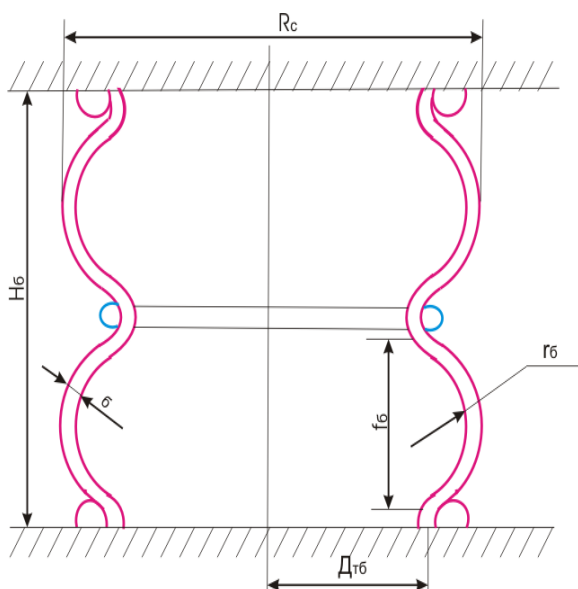
8.7-rasm. Ressorali osma konstruktsiyasi



8.8-rasm. Prujinali osma konstruksiyalari

a) Makferson turidagi osma; b) ikki richagli osma.

Pnevmobalon. Hozirgi zamonda yuk avtomobillari, ayniqsa avtobus osmalarida pnevmatik elastik qism ko'plab ishlatilayapti. Pnevmatik elastik qismning asosiy afzalligi tavsifining o'suvchanligi va yuklanish miqdori o'zgarganda kuzov tagi sathining avtomatik ravishda bir xil saqlay olish qobiliyatidir. Pnevmoballon bir, ikki va uch bo'lakli hamda diafragmali bo'lishi mumkin (8.6-rasm).



8.9-rasm. Pnevmoballonning konstruktiv o'lchamlari

Pnevmoballon tanlab qabul qilinadi. Ko'proq yuklangan o'qning yuklanishini aniqlab va konstruktiv jihatdan zarur pnevmobalon sonini tayinlab uning yuk ko'tara olish qobiliyatini aniqlash mumkin.

$$Q_b = \frac{G_2}{n}$$

$$\text{Ma'lumki } Q_b = \pi \cdot R_c^2 \cdot P_u; \text{ bunda: } R_c = \sqrt{\frac{Q_b}{\pi \cdot P_u}}$$

bu yerda: P_u – balondagi ichki bosim; R_c – balonning samarador radiusi.

Pnevmobalon profilining radiusi quyidagicha aniqlanadi:

$$r_b = k_b \cdot (f_b^2 \cdot \delta)$$

bu yerda: k_b – pnevmobalon formasining o'zgarish koeffitsienti $k_b = 0,5 \dots 0,6$;

f_b – balon deformatsiyasining yarmi,

δ – balon devorining qalinligi, $\delta = 5 \text{ mm}$.

Q_b va R_c larni aniqlangandan so'ng pnevmoballon turi qabul qilinadi.

Pnevmobalonning tik yo'nalishdagi bikrligi quyidagicha aniqlanadi:

$$C_p = (n \cdot (P_u - P_a) \cdot v_2) \cdot F_{bs}^2$$

bu yerda: n – politropa ko'rsatkichi, $n = 1,3$;

P_a – atmosfera bosimi;

v_2 – rezervuar va balondagi gaz hajmi;

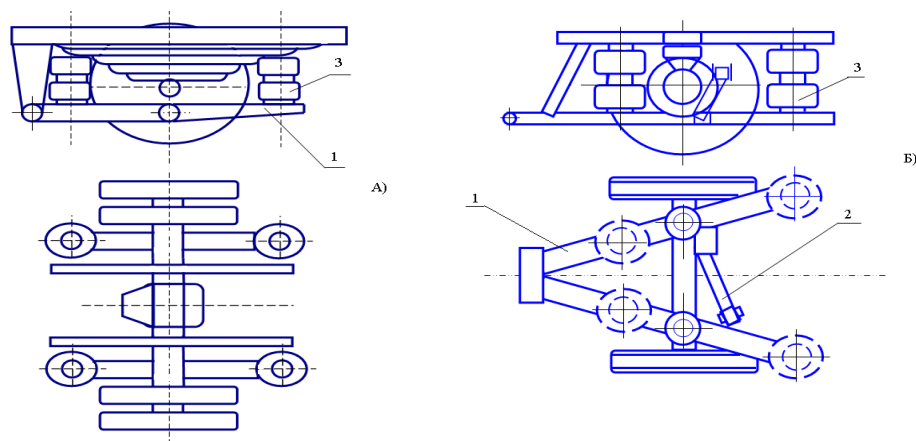
F_{bs} – balonning samarador hajmi, $F_{bs} = \pi \cdot R_c^2$

8.4-§. Osmaning yo'naltiruvchi elementi.

Osmalar kinematikasida ularning yo'naltiruvchi elementlari katta ahamiyatga ega. Yuk avtomobillarida elastik qism sifatida ressaning ishlatilishi uning oldingi (ketingi) o'qini rama bilan birlashtirish vazifasini ham bajaradi. Demak, bir vaqtning o'zida ressa yo'naltiruvchi va elastik qism vazifalarini bajaradi.

Agar elastik qism sifatida pnevmobalon ishlatilsa (8.8a-rasm), qo'shimcha shtangalarni 1 qo'llashga to'g'ri keladi. Shtangalar 1 bir tomondan pnevmoballon 3 ni ushlab tursa, ikkinchi tomondan bo'ylama va ko'ndalang yo'nalishdagi

kuchlarni qabul qiladi. Shu jihatdan yo'naltiruvchi element (8.8b-rasm) V – simon qilinsa ham bo'ladi, chunki, bu sxemada bir vaqtning o'zida ikkita yo'nalishdagi (ko'ndalang, bo'ylama) kuchlar qabul qilinadi. Ko'pchilik osmalarda ko'ndalang yo'nalishdagi kuchlarni qabul qilish uchun ko'ndalang richag 2 ham ishlatilishi mumkin.

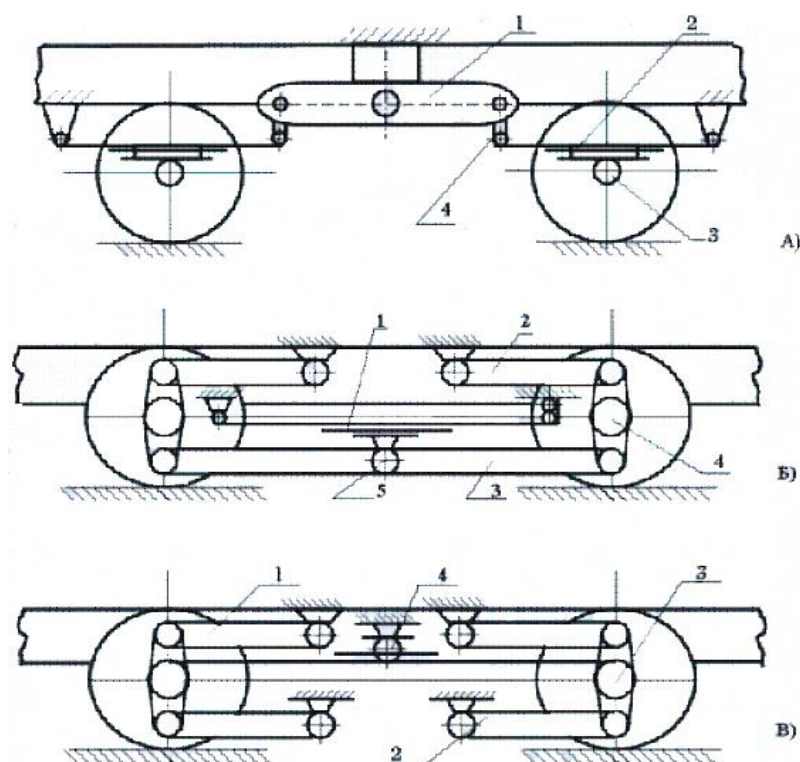


8.10-rasm. Nomustaqil pnevmobalonli osmalardagi yo'naltiruvchi elementlarning sxemalari

Og'ir yuk ko'taruvchi, yuqori o'tag'onlikka ega avtomobillarda bu muammoning yechimi boshqacharoqdir (8.11-rasm). Bu turdagi osmalarni balansirli osmalar deyiladi. 8.11a-rasmda osmaning har bir o'qi 3 o'zining elastik qismi 2 ga ega bo'lib, zirakchalar 4 orqali balansir 1 bilan biriktirilgan. Balansir 1 ko'p o'qli ketingi osmalarda g'ildiraklardan uzatilayotgan kuch va momentlarni ramaga uzatadi, hamda o'qlarga tushayotgan yuklarni qayta taqsimlaydi. Bu sxemada ressoralar 2 yo'naltiruvchi va elastik qism vazifasini bajaradi. 8.11b-rasmda esa ressora 1 ramaga barmoq va zirakcha yordamida biriktirilib balansir o'qi 5 ni ham ushlab turadi. Tortqilar 2, 3 esa ko'priknii 4 rama bilan bog'laydi. Uchinchi sxemada (8.9v-rasm) esa balansir o'qi 4 kronshteynlar orqali ramaga va ressoraga sharnirli mahkamlangan bo'lib, ressora o'z navbatida o'qlar ustida tayanch sifatida joylashgan.

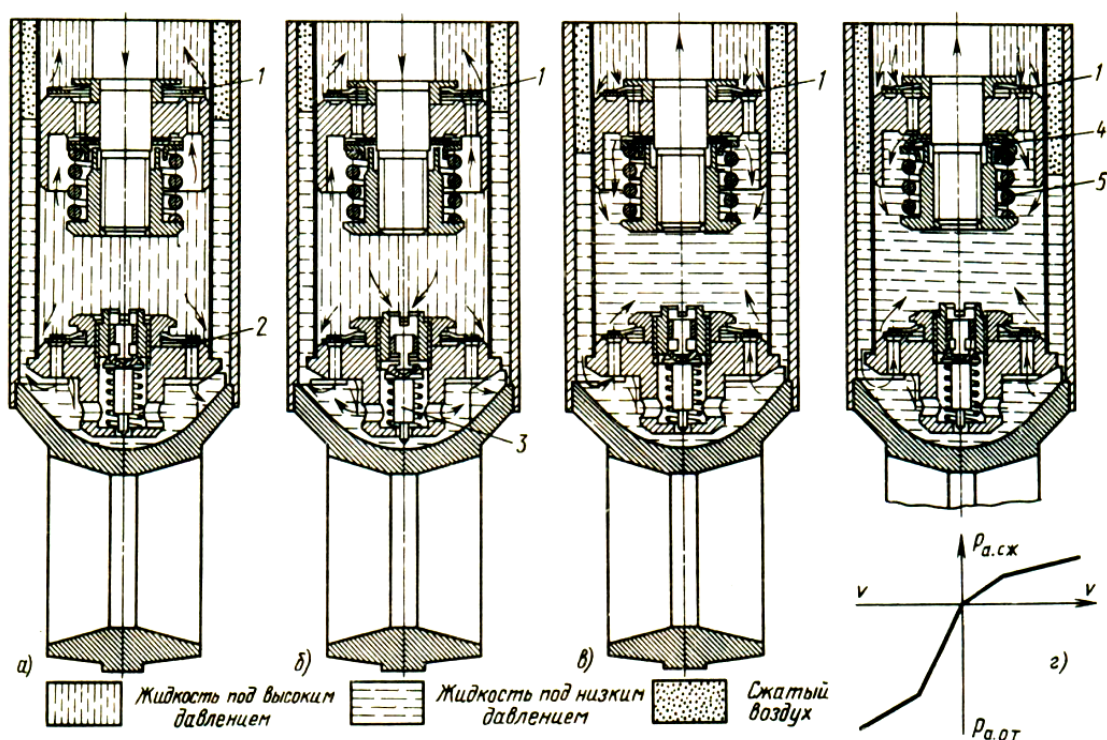
8.5-§. Osmaning so'ndiruvchi elementi.

Tebranishni so'ndirish kinetik energiyani issiqlik yoki elektrik turiga aylantirish bilan bog'liq jarayondir. Tebranish vaqtidagi kinetik energiyani elektr energiyaga aylantirish usulini avtomobillarda ishlatish murakkabligi va tannarxining balandligi tufayli qo'llanilmaydi. Kinetik energiyani issiqlik energiyaga aylantirib atmosferaga tarqatish, quruq ishqalanish -friksion diskli amortizatorlarda, suyuqlik ishqalanish -gidravlik amortizatorlarda, molekulalararo ishqalanish -pnevmatik va rezinali amortizatorlar turlari sifatida mavjuddir. Bugungi kun texnika va texnologiyasining rivoji avtomobil osmalarida gidravlik amortizatorlarning eng qulay va ixcham ekanligini isbotlaydi.



8.11-rasm. Balansirli osma sxemalari.

Amortizatorlar osmalarda hosil bo'lgan tebranishlarni so'ndiruvchi bo'lib, konstruksiyasi bo'yicha richagli va teleskopik, ish jarayonini hisobga olganda esa, bir yoki ikki tomonlama ishlaydiganlariga bo'linadi. Bundan tashqari, ishlash printsipli bo'yicha amortizator friksion -quruq ishqalanishli, gidravlik -qovushqoq ishqalanishli, elektrodinamik -elektromagnit qarshilik kuchlari turlariga ham bo'linishi mumkin.



8.12-rasm. Amortizatorning ish jarayoni va tavsifi.

a-ravon siqish; b-keskin siqish; v-ravon qaytish; g-keskin qaytish.

Amortizatorga quyidagi talablar qo'yiladi:

- tebranish tezligining ortishi bilan uning so'ndirish qobiliyati ortishi zarur;
- avtomobil kichik notekisliklardan o'tganda so'ndirish qobiliyati kichik bo'lishi kerak;
- amortizatoridan kuzovga uzatilayotgan yuklanishlar minimal bo'lishi kerak;
- har xil sharoit va haroratda ishlaganda ish jarayoni barqaror bo'lishi lozim.

Gidravlik amortizatorlarning ish jarayoni shundayki, tebranishning kinetik energiyasini, qovushqoqlik ishqalanishi hisobiga issiqlikka aylantirib, atmosferaga tarqatiladi. Bu vaqtda amortizator ichidagi harorat 100°C dan ortishi mumkin. Hidravlik amortizator tuzilishi porshenli nasos kabi bo'lib, farqi suyuqlikni yopiq konturda bir kameradan ikkinchisiga haydash jarayonidan iboratdir. Shu jihatdan ular gidravlik mashinaning huddi o'zginasidir. Ish jarayonida teleskopik amortizatorlarda 2-5 MPa, richaglisida esa 15-30 MPa bosim hosil bo'lishi mumkin. Ikki trubali teleskopik amortizatorning ish jarayoni va tavsifi 8.10-rasmda ko'rsatilgan.

Ravon siqishda suyuqlik bosim $p_{c\kappa}$ ostida o'tkazish klapani 1 orqali pastki hajmdan yuqori hajmga o'tadi. Suyuqlikning bir qismi kompensatsion kameraga o'tib, u yerdagi xavoni siqadi.

Siqishdagi qarshilik kuchi:

$$P_{a.c\kappa} \approx p_{c\kappa} \cdot F_{um};$$

bu erda: F_{um} – shtok yuzasi

Keskin siqishda suyuqlikning bosimi ortadi va qaytaruvchi klapan 3 ochilib, qarshilik kuchining oshishi sekinlashadi.

Ravon qaytishda porshen yuqoriga harakatlanadi, o'tkazish klapani 1 yopiladi, suyuqlik kalibrli teshik 4 orqali o'tadi va porshen tepasidagi suyuqlik bosimi ortadi. Shtokning bir qismi ishchi tsilindrda chiqadi, porshen ostiga suyuqlik kompensatsion kameradan o'tadi. Qaytishdagi qarshilik kuchi:

$$P_{a.om} = p_{om} \cdot (F_n - F_{um})$$

bu yerda: p_{om} – porshen ustidagi bosim;

F_n – porshen yuzasi

Keskin qaytishda suyuqlik bosimi qaytaruvchi klapan prujinasi 5 ning kuchini yengadi va disk 4 suyuqlikning yo'lini ochadi.

Tebranishlar so'nishini baholash uchun nisbiy so'nish koeffitsienti ishlatiladi:

$$\psi = \frac{K_{nod}}{\sqrt{c_{nod} \cdot m'}} \quad \psi = 0,15 \dots 0,25$$

bu yerda: K_{nod} – osmaning qarshilik koeffitsienti;

c_{nod} – osmaning bikrligi;

m' – g'ildirakka to'g'ri keluvchi resorlangan massa.

Amortizatorning qarshilik kuchi uning turiga va o'rnatilishiga bog'liq. Amortizator vertikal o'rnatilsa qarshilik kuchi quyidagicha aniqlanadi:

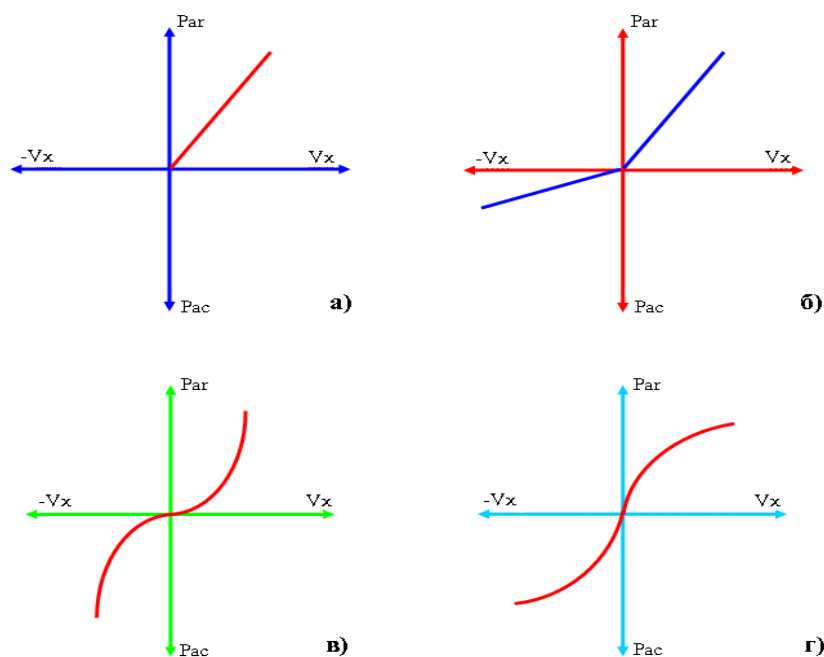
$$P_a = \frac{K_{nod} \cdot p_1^2 \cdot v_a}{a^2}$$

Amortizator burchak ostida o'rnatilsa qarshilik kuchi quyidagicha aniqlanadi:

$$P_a = \frac{K_{no\partial} \cdot v_a}{\cos \beta}$$

bu yerda: v_a – amortizator porshenining tezligi. ($v_a = 20...30$ m/s)

Suyuqlik bosimi teleskopik amortizatorlarda 2,5...5,0 MPa, richagli amortizatorlarda 15...30 MPa



8.13-rasm. Gidravlik amortizatorlar tavsiflari

Tanlangan bosimning qiymatiga qarab gidravlik amortizatorning drossellovchi qismining o'lchamlari tanlanadi. Drossellovchi qism-amortizatorda suyuqlik saqlanadigan hajmlarni bir-biriga bog'lovchi kanallar majmuasidir. U kanallarning konstruksiyasi shunday hisoblanishi va yasalishi zarurki, amortizator ma'qul tavsifni ta'minlashi va uning tebranishini so'ndirishini amalga oshirishi kerakdir. Amortizator tavsifi deb, qarshilik kuchi P_a ning amortizator porshenining tsilindrga nisbatan siljish tezligiga aytiladi, Amortizator tavsiflari turli ko'rinishda bo'lishi mumkin (8.10-rasm).

Tavsiflarning barchasi quyidagi empirik qonuniyatga bo'ysinadi:

$$P_a = k_m \cdot v_x^m$$

bu yerda: P_a – amortizatorning qarshilik kuchi;

k_m – tavsif boshlang'ich qismining koeffitsienti;

v_x – amortizator porshenining tsilindrga nisbatan siljish tezligi;

m – daraja ko'rsatkichi; $1 \leq m \leq 3$

m daraja ko'rsatkichi amortizator qarshiligining o'sish tezkorligini belgilab beradi. Demak, u osma tebranishining ortishi bilan uning so'ndirish qobiliyatining ortish talabini qondirilishini ta'minlaydi. $m=1$ bo'lsa, tavsif chiziqli 8.10a, 8.10b-rasm, $m>1$ – o'suvchi 8.10v-rasm, $m<1$ – kamayuvchi bo'ladi.

Bugungi avtomobillarda tavsifi o'suvchi va nosimmetrik 8.10v-rasmdagi tavsifga ega ikki tomonlama ishlovchi gidravlik amortizatorlar ko'p tarqalgan. Bu amortizatorlarda tavsif ko'rinishi kalibrlangan kanal teshiklariga bog'liq ravishda o'zgaradi.

Amortizator har xil sharoitda va haroratda ishlaganda uning ish jarayonining stabil bo'lishi, tavsifining stabil bo'lishi bilan ta'minlanadi. Tavsifning stabilligi drossellovchi tizimi va ishlatiladigan suyuqligiga bog'liqdir, yani $P_a = f(v_x)$ funktsiyasi amortizator ish kamerasidagi suyuqlik bosimining, drossel tizimidan majburiy siqib chiqarilayotgan suyuqlik sarfi orasidagi bog'lanishdir.

Amortizatorning ish jarayonida haroratining o'zgarishi stabil ishlashiga halal beradi. Sababi shuki, harorat ta'siri natijasida ish suyuqligining qovushqoqligi pasayadi, natijada u ishqalanuvchi qismlar orasidan va klapanlarning zich yopilmasligidan o'tib ketadi. Natijada amortizatorning ishonchliligi pasayadi. Amortizator orqali kuzovga uzatilishi mumkin bo'lgan kuchlarning kam bo'lishini ta'minlash uchun ikki tomonlama ishlovchi gidravlik amortizatorlarda yukni yengillashtiruvchi klapan tavsifi nosimmetrik qilinadi, ya'ni siqilishdagi qarshilik koeffitsienti, cho'zilishdagidan kichik bo'ladi. Natijada, g'ildirak do'nglikka urilib amortizator tezkor siqilsa, ramaga kuch ko'p o'tmaydi.

8.6-§. Osmalardagi yuklanishlar.

Avtomobil osmalarini hisoblash ikki bosqichdan iborat:

1. avtomobilning yurish ravonligi ta'sir etuvchi umumiy jihatlarni hisoblash;
2. osmaning tarkibiy qismi bo'lgan yo'naltiruvchi qismi, elastik va so'ndiruvchi qismlarni hisoblash.

Nomustaqil osma. Yuklanish g'ildirakka ta'sir etayotgan reaksiya R_z ga va ressoralanmagan massa $C_{H.M.}$ ga bog'liq:

$$P_p = R_z - 0,5 \cdot C_{H.M.}$$

Elastik elementning ezilishi g'ildirakning kuzovga nisbatan siljishiga teng $f_p = f_k$.

Mustaqil osma. Osmaning sxemasiga qarab, elastik elementga ta'sir etayotgan yuklanish o'zgaradi.

Bir richagli osmada elastik elementga ta'sir etayotgan yuklanish:

$$P_p = (R_z - G'_k) \frac{l}{a};$$

bu yerda: G'_k – g'ildirak va yo'naltiruvchi elementning og'irligi.

$$f_p = f_k \frac{l}{a} - \text{elastik elementning ezilishi:}$$

Ikki richagli osmada elastik elementga ta'sir etayotgan yuklanish:

$$P_p = (R_z - G'_k) \frac{l}{a};$$

Torsionli ikki richagli osmada elastik elementga ta'sir etayotgan yuklanish torsionning burovchi momenti orqali topiladi:

$$M = (R_z - G'_k)l;$$

Dumaloq torsionning buralish burchagi:

bu yerda: d – torsion diametri;

G – buralishdagi elastiklik moduli;

Plastinkali torsionning buralish burchagi:

$$\theta = \frac{3M \cdot l}{[n \cdot b \cdot h^3 \cdot G(1 + 0,6b/h)]};$$

bu yerda: n – plastinkalar soni.

8.7-§. Elastik elementlardagi yuklanishlar

Varaqli reshora. Varaqli reshoralarda asosiy aniqlanuvchi parametrlar bo'lib egilishdagi kuchlanish σ_u , reshoraning ezilishi f_p va bikrligi c_p hisoblanadi.

Simmetrik yarimelliptik ko'pvaraqli reshora uchun:

$$\sigma_u = \frac{1,5P_p \cdot L}{n \cdot b \cdot h^2}; \quad f_p = \frac{\delta \cdot P_p \cdot L^3}{4E \cdot n \cdot b \cdot h^3}; \quad c_p = \frac{P_p}{f_p} = \frac{E \cdot n \cdot b \cdot h^3}{4 \cdot \delta \cdot L^3};$$

bu yerda: L – reshoraning uzunligi;

n – varaqlar soni;

b – varaqning eni;

h – varaqning qalinligi;

δ – ezilish koefitsienti ($\delta = 1,25 \dots 1,4$).

Nosimmetrik yarimelliptik ko'p varaqli reshora uchun:

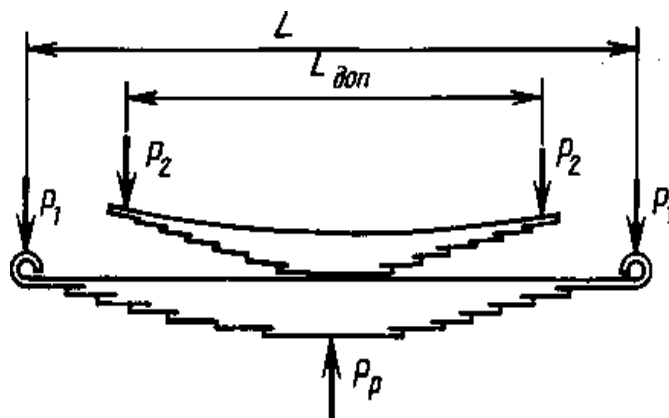
$$\sigma_u = \frac{6 \cdot P_p \cdot l_1 \cdot l_2}{L \cdot n \cdot b \cdot h^3}; \quad f_p = \frac{P_p \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{E \cdot n \cdot b \cdot h^3 \cdot L};$$

Qo'shaloq reshora uchun:

Qo'shimcha reshora ishga tushish vaqtida asosiy reshoraga ta'sir etayotgan kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$P_{p0} = C_p \cdot f_0;$$

bu yerda: f_0 – qo'shimcha reshora ishga tushguncha asosiy reshoraning ezilishi.



8.14- rasm. Qo'shaloq reshorani xisoblash sxemasi

Ikkala reshoraga baravar ta'sir etayotgan kuch,

$$P_p = P_{p0} + (c_p + c_{\partial on})(f - f_o);$$

bu yerda: $c_{\partial on}$ – qo'shimcha ressoraning bikrligi;

f – qo'shaloq ressoraning to'liq ezilishi.

Qo'shaloq ressoraning egilishdagi kuchlanishi:

$$\sigma_p = \frac{P_1 \cdot L}{2 \cdot n_p \cdot W_p}; \quad \sigma_{\partial on} = \frac{P_2 \cdot L_{\partial on}}{2 \cdot n_{\partial on} \cdot W_{\partial on}};$$

bu yerda: W_p va $W_{\partial on}$ – asosiy va qo'shimcha ressoraning qarshilik momentlari

$\sigma_p = \sigma_{\partial on}$ deb qabul qilinsa:

$$\frac{P_{\partial on}}{P_p} = \frac{W_{\partial on} \cdot n_{\partial on} \cdot L_{\partial on}}{W_p \cdot n_p \cdot L};$$

Ressora varaqlarining egilishdagi kuchlanishi:

$$\sigma_u = \frac{P_p \cdot L}{4(1 + P_{\partial on})/(P_p \cdot n_p \cdot W_p)};$$

Ressoralar 55 GS, 50S2, 60S2 kabi po'latlardan tayyorlanadi, ular uchun maksimal ezilishdagi ruxsat etilgan egilishdagi kuchlanish $\sigma_u = 800 \dots 1000 \text{ MPa}$;

Prujina. Prujinaning kuchi va ezilishi o'zaro bog'liq:

$$P'_{np} = \frac{f_{np} \cdot G \cdot d_n^4}{8 \cdot n_{p.g} \cdot D_g^3};$$

bu erda: f_{np} – prujinaning ezilishi;

G – siljish moduli, po'lat uchun $G = (8 \div 9) \cdot 10^4 \text{ MPa}$;

d_n – prujina simining diametri;

$n_{n.g}$ – ishchi chulg'amlar soni [to'liq chulg'amlar soni $n_{n.g} = n_{p.g} + (1, 2 \dots 2, 0)$];

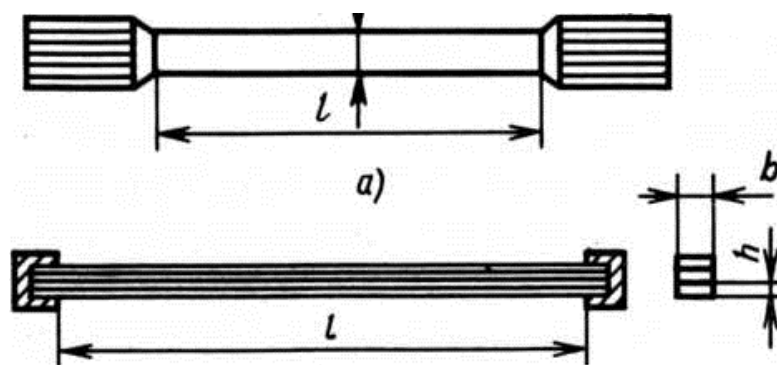
D_g – chulg'amning o'rtacha diametri.

Osmaning samaradorligi **prujinaning** bikrligiga bog'liq:

$$C_{np} = \frac{P'_{np}}{f_{np}} = \frac{G \cdot d_n^4}{8 \cdot n_{p.g} \cdot D_g^3};$$

Prujinaning kuchlanishi: $\tau_{np} = \frac{8 \cdot P'_{np} \cdot D_g}{\pi \cdot d^3}; \quad [\tau_{np}] = 700 \dots 900 \text{ MPa}.$

Torsion.



8.15-rasm. Torsionni xisoblash sxemasi

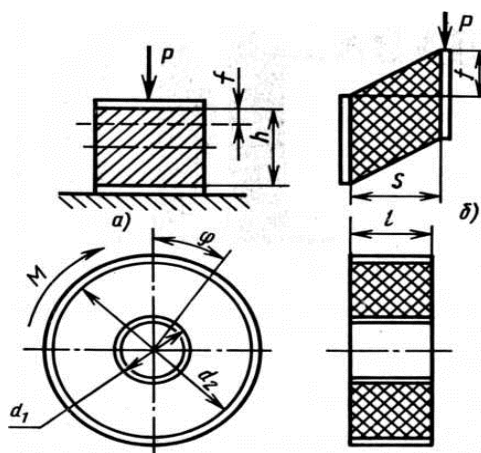
dumaloq qirqimli torsionning kuchlanishi: $\tau = \frac{16M}{\pi \cdot d^3}$;

plastinali torsionning kuchlanishi: $\tau = \frac{3M \cdot (1 + 0,6h/b)}{n \cdot h^2 \cdot b}$;

bu erda: n – plastinalar soni.

Torsionlar ressa va prujinalar uchun ishlatiladigan 50 XFA, 45NXMA kabi po'latlardan tayyorlanadi. Torsionlar uchun ruxsat etilgan buralishdagi kuchlanish: $[\tau] = 800 \dots 1000$ MPa.

Rezinali elastik element.



8.16-рasm. Резинели эластик элементни хисоблаш схемаси

Yuklanish usuliga qarab rezinali elastik elementlar quyidagi formulalar orqali xisoblanadi:

- ezilishga: $P_p = \frac{f \cdot E \cdot F}{h}$; $\sigma_{cm} = \frac{P_p}{F}$; bu erda $\frac{f}{h} \leq 0,2$;

- tekislik bo'yicha siljishga: $P_p = \frac{f \cdot F \cdot G}{S}$; $\sigma_{co} = \frac{P_p}{F}$; bu erda $\frac{f}{S} \leq 0,35$;

- aylana bo'yicha siljishga: $M = \frac{\varphi \cdot \pi \cdot l \cdot G_{cd}}{(1/d_1^2 - 1/d_2^2)}$; $\tau = 2M \cdot \pi \cdot d_1 \cdot l$; bu erda $\varphi \leq 40^\circ$;

bu erda: G_{cd} – siljish moduli;

F – siljish yoki ezilish yuzasi.

Pnevmatik elastik element. Yuklanish ta'sirida $P_p = p_e \cdot F_{\varphi\phi} = \pi \cdot p_e \cdot R_{\varphi\phi}^2$

pnevmatik elastik elementning yuzasi $F_{\varphi\phi}$ va radiusi $R_{\varphi\phi}$ o'zgaradi. Yuklanish dinamik o'zgarganda pnevmatik elastik elementning ichidagi xavoning bosimi quyidagicha aniqlanadi:

$$p_e = (p_{cm} + 1) \left(\frac{V_o + V_{pez}}{V_i + V_{pez}} \right)^k - 1$$

bu yerda: p_{cm} – statik xolatdagi xavoning bosimi;

V_o – pnevmatik elastik elementning dastlabki xajmi;

V_{pez} – qo'shimcha rezervuar xajmi;

V_i – pnevmatik elastik elementning oraliq xajmi;

k – tenglama koefitsienti, $k \approx 1,3$.

Pnevmatik elastik elementning bikrligi:

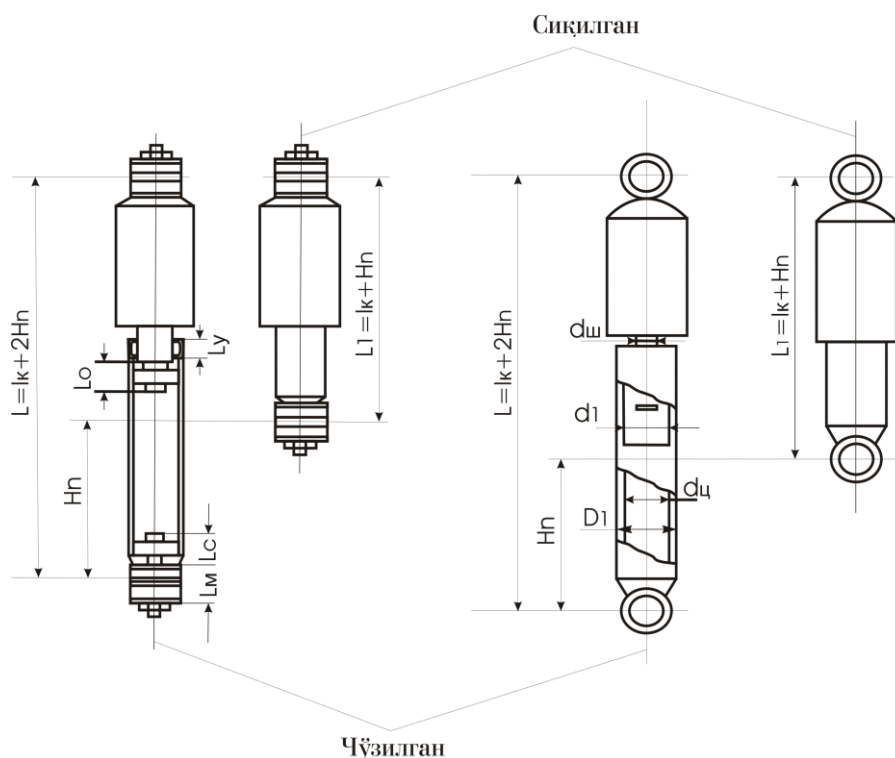
$$C_p = \frac{dP_p}{df_p} = \frac{p_e \cdot dE_{\varphi\phi}}{df_p} + \frac{E_{\varphi\phi} \cdot dp_e}{df_p} = -k \cdot F_{\varphi\phi} (p_{cm} + 1) \frac{V_{cm}^k \cdot dV_i}{V_o^{k+1} \cdot df_p} + \frac{(p_{cm} + 1) \cdot V_{cm}^k}{V_o^k} \cdot \frac{dE_{\varphi\phi}}{dF};$$

bu erda $V_{cm} = V_o + V_{pez}$, $V_o = V_i + V_{pez}$, $\frac{dV_i}{df_p} = -F_{\varphi\phi}$ ekanligini hisobga olsak:

$$C_p = k \cdot \left(\frac{p_e + 1}{V + V_{pez}} \right) F_{\varphi\phi} + \frac{p_e \cdot dE_{\varphi\phi}}{df_p};$$

8.8-§. So'ndiruvchi elementni hisoblash

Avtomobil osmalarida bitta yoki ikkita trubali amortizatorlar ko'p qo'llanilishi tufayli, ularni tanlash va hisoblash usulini ko'rib chiqamiz.



8.17-rasm. Teleskopik amortizatorlarning konstruktiv o'lchamlari

Tsilindrning diametri GOST 11728-68 ga asosan tanlanadi. Eng katta qabul qiluvchi kuch jadvalda ruhsat etilganidan katta bo'lmasligi kerak. Amortizator porshenining yo'li H_{Π} osmani tanlash davrida komponovka sharoitini hisobga olib osmaning statik f_{cm} va dinamik f_{ϕ} yo'llari bilan muvofiqlashtirib qabul etiladi, ya'ni

$$H_{\Pi} \leq (3,5 \dots 10) \cdot d_y$$

Amortizator shtokining diametri $d_{sh} = (0,4 \dots 0,6) \cdot d_y$ qancha $(0,4-0,6) \cdot d_{ts}$ bo'lib, u siqilish davri dagi P_{max} bosim va kompensatsion kamera o'lchamlarini belgilaydi, bundan tashqari, tashqi diametri d_T , hamda amortizator massasiga ta'sir etadi.

Amortizator trubasining tashqi diametri:

$$d_T \cong \sqrt{(2 \dots 4)d_{sh}^2 + d_y^2};$$

Amortizator ishlayotganda ichidagi suyuqlik bosimi quyidagicha aniqlanadi:

$$p = (F_n - F_{sh})^2 \cdot y \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot g \cdot \mu_o^2 \cdot f_{kl}^2 \cdot Z_{omh}^2;$$

Amortizatorning qarshilik kuchi:

$$P_a = (F_n - F_{sh}) \cdot p = (F_n - F_{sh})^3 \cdot y \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot g \cdot \mu_o^2 \cdot f_{kl}^2 \cdot Z_{omh}^2;$$

bu erda: F_n, F_u – porshen va shtokning yuzalari;

Z_{omu} – avtomobil kuzovining tebranish tezligi; $Z_{omu} = 30-50$ smG'sek;

g – erkin tushish tezlanishi;

μ_0 – suyuqlik sarfi koeffitsienti, $\mu_0 = 0,6 \div 0,75$;

$f_{\kappa\iota}$ – kalibrlangan teshik yuzasi, $f_{\kappa\iota} = 0,016 \div 0,076$ sm²;

p – suyuqlik bosimi, richagli amortizator uchun $p = 25 \div 40$ MPa, teleskopik amortizator uchun $p = 5 \div 8$ MPa;

γ – suyuqlikning zichligi, $\gamma = 0,85 \div 0,89$ gG'sm³.

Nazorat savollari:

1. *Osmaning tasnifi va qo'llanilishi.*
2. *Osmaga qo'yiladigan talablar.*
3. *Osmaning elastiklik xarakteristikasi.*
4. *Osmaning kinematik sxemalari.*
5. *Osmaga elastik elementlarining turlari va ularning tahlili.*
6. *Osmaga yo'naltiruvchi elementlarining turlari va ularning tahlili.*
7. *Osmaga so'ndiruvchi elementlarining turlari va ularning tahlili.*
8. *Osmaning resorali elastik elementini hisoblash.*
9. *Osmaning prujinali elastik elementini hisoblash.*
10. *Osmaning torsionli elastik elementini hisoblash.*
11. *Osmaning rezinali elastik elementini hisoblash.*
12. *Osmaning pnevmatik elastik elementini hisoblash.*
13. *Osmaning torsionli elastik elementini hisoblash.*
14. *Osmaning so'ndiruvchi elementini hisoblash.*

9-BOB. KO'PRIKLAR VA G'ILDIRAKLAR.

Tayanch iboralar: *ko'priklar, yetakchi ko'prik, boshqariluvchi ko'prik, uyg'unlashgan ko'prik, tayanch ko'prik, ko'priklar, asosiy uzatma, differentsial, yarim o'qlar, qo'shtavr, karter, to'la kvadrat, g'ilojsimon.*

9.1-§. Ko'priklarning vazifasi va tasnifi

Ko'priklar g'ildiraklarni o'rnatish va ko'taruvchi qismni (rama va kuzov) ushlab turish uchun xizmat qiladi. Ko'priklar harakat paytida g'ildiraklarga ta'sir etuvchi vertikal, bo'ylama, ko'ndalang kuchlarni qabul qiladi.

Yetakchi ko'prik deb, dvigatelning burovchi momenti bilan aylantiriladigan yetakchi g'ildiraklarga ega bo'lgan ko'prikkaga aytiladi. Avtomobillarda faqat oldi, faqat orqa yoki hamma ko'priklari yetakchi bo'lishi mumkin. Hamma ko'priklar yetakchi bo'lgan avtomobillar yuqori o'tuvchanlikka ega o'tag'on avtomobillar deb yuritiladi.

Boshqariluvchi ko'prik deb, boshqariluvchi g'ildiraklar o'rnatilgan ko'prikkaga aytiladi. Ko'p xollarda oldingi ko'prik boshqariluvchi bo'ladi.

Uyg'unlashgan ko'prik deb, yetakchi va shu bilan birga boshqariluvchi bo'lgan g'ildiraklar o'rnatilgan ko'prikkaga aytiladi. Uyg'unlashgan ko'priklar oldi ko'prigi yetakchi yengil avtomobil va to'la yuritmal avtomobillarda ishlatiladi

Tayanch ko'prik deb, boshqariluvchi bo'lmagan yetaklanuvchi g'ildiraklarga ega ko'prikkaga aytiladi. Tayanch ko'priklar ko'proq tirkama va yarim tirkamalarda o'rnatiladi. Ko'p o'qli yuk va oldi yetakchi yengil avtomobillarda orqa ko'prik sifatida ishlatiladi.

Ko'priklarning tasnifi va ularga qo'yiladigan talablar.

Ko'priklar quyidagi ko'rsatkichlar bo'yicha turlarga bo'linadi.

1) Vazifasi bo'yicha:

- yetakchi;
- boshqariluvchi;

- uyg'unlashgan;
- tayanch.

2) G'ildiraklar soni bo'yicha:

- bittali;
- qo'shaloq.

3) Konstruktiv sxemasi bo'yicha:

- qo'shtavrli;
- balkali (ajraluvchi, ajralmas, shtamplangan, quyma).

4) Tarkibi bo'yicha:

- yakka;
- telejka tarkibida.

Ko'prik o'z vazifasini to'liq va samarali bajarish uchun quyidagi funktsional talablarga javob berishi kerak:

- minimal massa, minimal gabarit o'lchamlar va yuqori bikrlikka ega bo'lishi;
- umumiy talablar.

Ko'prikning massasi. Ko'p avtomobillarda ko'priklar ressoalanmagan qismiga kiradi. Bu holda ko'priklar ko'taruvchi tizim bilan bevosita bog'liq emas va rama yoki kuzov bilan osma orqali bog'lanadi. Shuning uchun massa katta ahamiyatga ega. Ko'prikning massasi avtomobil va ko'prik turlariga bog'liqdir. Ko'prik massasi yuk avtomobillarda shassining 10-15% va yengil avtomobilda 3-5% tashkil etadi. Yetakchi ko'prikning massasi ko'p jihatdan ko'prik balkasining konstruksiyasiga va asosiy uzatmaning turiga bog'liq. Qo'shaloq asosiy uzatmaning o'rniga yakka uzatma ishlatilashi massani ancha kamaytiradi.

Yetakchi ko'prik asosiy uzatmasining karteri yuqori mustahkam cho'yandan yoki alyuminiy qorishmasidan quyilganda massasi ancha kamayadi. Shuningdek, ko'priklar balkasi listli po'latdan shtamplab payvandlanib tayyorlansa massasi eng kichik bo'ladi. Yuk avtomobilni boshqariluvchi ko'prigining massasi avtomobil massasining 5-9% tashkil etadi. Massani kamaytirish uchun ayrim holda

boshqariluvchi ko'priknı kovkalangan alyuminiy qorishmasidan tayyorlanadi. Lekin alyuminiy ko'priknı ancha qimmat bo'ladi.

Ko'priknıng gabarit o'lchamlari. Ko'priknıng gabarit o'lchamlari avtomobil va yo'l orasidagi masofaga, avtomobil polini va og'irlik markazini balandligiga sezilarli ta'siri bor, demak avtomobilni o'tag'onligi va turg'unligiga ham ta'sir ko'rsatadi.

Yetakchi ko'priknıng o'lchamlari asosan asosiy uzatmani turiga va uning o'lchamlariga bog'liq. Yuk avtomobillari va avtobuslarda shina o'lchamlarini inobatga olgan holda, ko'priknı ostidan yo'lgacha bo'lgan masofani ta'minlagan holda asosiy uzatmani yetakchi shesternyasini o'lchamidan kelib chiqib uni turi aniqlanadi.

Ko'priknıng bıkrligi. Yetakchi ko'priknıng balkasi yuqori bıkrlikka ega bo'lishi kerak, bu esa asosiy uzatma, differentsial, yarim o'qlarnı ishonchli va uzoq ishlashini ta'minlaydi. Ko'priklarnı bıkrligi avtomobil to'la yuklanlanganda ko'prikkaga tushadigan vertikal yuklanish ta'sirida ko'priknı balkasini statik egilishini qiymatiga qarab aniqlanadi. Yetakchi ko'priklarda balkaning statik egilishi koleyani 1 m uzunligiga 1,5 mm dan oshmasligi kerak. Ko'priknı deformatsiyasi belgilangandan oshsa asosiy uzatma va differentsial shesternyalarining ilashishi buzilib ish muddati kamayadi.

Listli po'latdan shtampalangan ikki yarimdan payvandlab tayyorlangan balkalar yuqori bıkrlikka ega. Ushbu balkalar po'lat 12 GC va po'lat 17 GC tayyorlanadi. Listli po'latni qalinligi yengil avtomobillar uchun 3,5 mm dan yuk avtomobillarnı ko'priklari uchun 13 mm gacha bo'ladi. Bundan tashqari balkaning o'rta qismiga maxsus xalqalar payvandlanib bıkrligi oshiriladi. Quyma yetakchi ko'priklar ham yuqori bıkrlikka egadir. Ularnı balkasining qirgim ko'rinishi to'rtburchak bo'lib, devorlarining qalinligi 8-10 mm bo'ladi. Balkani bıkrligini oshirish uchun ichki qismida ko'ndalang devorlar bo'ladi, devorlar kuchaytiruvchi presslangan g'illoflarnı tayanchi sifatida foydalaniladi.

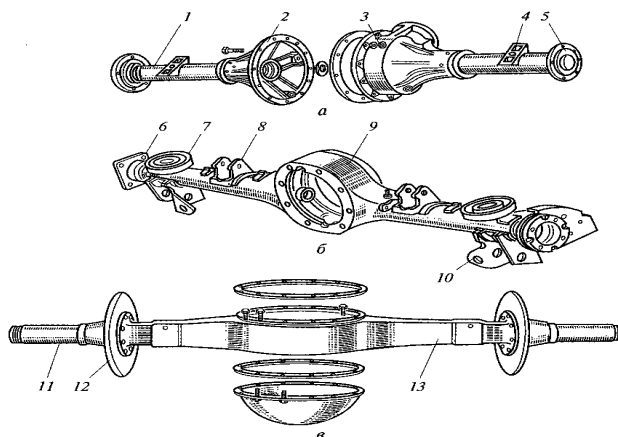
Katta yuk ko'taruvchi avtomobillarda yetakchi ko'priknı bıkrligini oshirish uchun yarim o'q shesternyalarini gupchagini uzaytirib krestovinaning markaziy

qismiga kiradigan etib tayyorlanadi. Bikrlikni oshirish uchun yetakchi ko'priklarning asosiy uzatmasini karterida tashqi va ichki qovurg'alar ishlaniladi. Asosiy uzatmani korpusiga yarim o'qlarni kojuxi (g'ilof) presslangan balkalar ham yetarli bikerlikka ega bo'ladi.

Boshqariluvchi ko'priklar ham yetarli bikerlikka ega bo'lishi kerak. Buning uchun oldingi boshqariluvchi ko'priklar odatda bolg'alangan uglerodli po'latlardan tayyorlanib, qirqim ko'rinishi o'rta qismida qo'shtavr va sekin o'zgarib ressa maydonchasidan keyin aylana shakliga o'tadi. G'ilofsimon (aylana yoki ellips qirqimli) balkalar yuqori bikerlikka va kichik massaga ega. Lekin ularni tayyorlashda murakkab va tannarhi yuqori. Boshqariluvchi ko'priklarni deformatsiyasi natijasida boshqariluvchi g'ildiraklarni o'rnatilish burchagi (razval va sxojdenie) buziladi. Bu esa harakatga qarshilikni va yonilg'i sarfini oshirib, shinalarni yeyilishini tezlashtiradi. Yuk avtomobilining oldingi boshqariluvchi ko'prigining egilishi 2-3 mm oshmaydi.

9.2-§. Ko'prik konstruksiyalarining tahlili.

Yetakchi ko'prik. Yetakchi ko'prik bu qattiq g'ovak balka. Uning uchlarida podshipniklar ustida yetakchi g'ildirak gupchagi o'rnatiladi, ichki qismida esa asosiy uzatma, differentsial va yarim o'qlar joylashtiriladi.



9.1-rasm. Yetakchi ko'priklar: a – yig'ma; b,v – yaxlit ;

1-kojux; 2,3-karterning qismlari; 4-maydonchalar; 5,6,12- flanetslar;

7-lagancha; 8,10 kronshteyinlar; 9,13- balkalar; 9- quvur.

Yig'ma ko'priknining karteri (9.1-rasm) bolg'alanuvchi kulrang cho'yandan quyiladi. Karter ikkita o'zaro ko'ndalang vertikal tekislikda ulanadigan qismlar 2 va 3 lardan tashkil topgan. Ikkala karterni bo'yni qismiga yarim o'qlarning po'lat kojuxlari 1 presslab qotirilgan. Kojuxlarga ressonaning tayanch maydanchasi 4 va tormoz mexanizmining tayanch diski o'rnatiladigan flanets payvandlab o'rnatilgan. Yig'ma ko'priklar yengil avtomobillar va kichik, o'rta yuk ko'taruvchi avtomobillarning yetakchi ko'priklarida ishlatiladi.

Boshqariluvchi ko'prik avtomobilning harakat yo'nalishini o'zgartiruvchi old g'ildiraklarni burish, hamda yetakchi ko'prik kabi unga tushgan yuklamani ko'tarib turish uchun zarur.

Uyg'unlashgan ko'prik. Uyg'unlashgan ko'prik ham yetakchi, ham boshqariluvchi ko'prik vazifasini bajaradi. Uyg'unlashgan ko'prik tarkibiga asosiy uzatma, differentsial va yetakchi g'ildiraklar yuritmasi kiradi (9.2-rasm). Asosiy uzatma va differentsial konstruksiyalari orqa yetakchi ko'prik asosiy uzatma va differentsialaridan farqlanmaydi.

Yetakchi boshqariluvchi g'ildiraklarning yuritmasi burchak tezliklari teng bo'lgan kardan sharnirli kardan uzatmadan iborat. Yetakchi boshqariluvchi g'ildiraklarni yuritmasining konstruksiyasi osma turiga bog'liq.



9.2-rasm. Uyg'unlashgan ko'prik

Yetakchi ko'prigi yahlit, nomustaqil osmali yuk avtomobillarda bitta burchak tezliklari teng bo'lgan kardan sharnirli kardan uzatma ishlatiladi. Kardan sharnirga burovchi moment ichki yarim o'q yordamida differentsialdan uzatiladi. Tashqi yarim o'q flanetsidan burovchi moment g'ildirak gupchagiga uzatiladi.

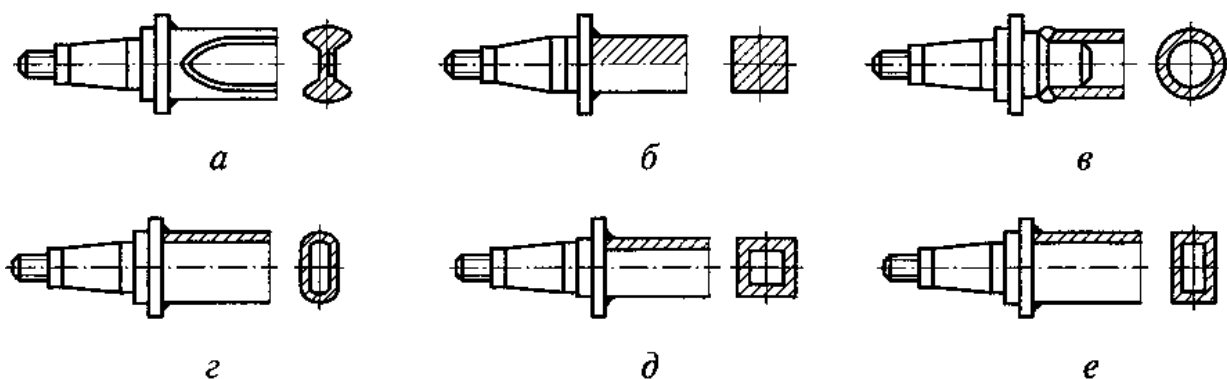
Gupchak burilish sapfasida ikkita podshipniklarda o'rnatilgan va yarim o'qlar faqat burovchi momentni uzatadilar. Mustaqil osmali yengil avtomobilning yetakchi boshqariluvchi ko'priklarida odatda burchak tezliklari teng bo'lgan ikkita kardan sharnirli kardan uzatma ishlatiladi.

Bunda ichki sharnirlar g'ildiraklarni vertikal siljishiga, tashqi sharnirlar esa ularni burilishiga imkon beradilar. G'ildiraklarni mustaqil osmali ayrim hollarda ikkita burchak tezliklari teng bo'lmagan kardan sharnirli va bitta burchak tezliklari teng bo'lgan kardan sharnirli kardan uzatma ishlatiladi.

Tayanch ko'prik. Tayanch ko'prik faqat ko'taruvchi tizimni ko'tarib turish uchun kerak. Ko'prik yuklanishni rama va kuzovdan g'ildiraklarga uzatadi. Tayanch ko'prik odatda ikki uchida podshipniklar ustida g'ildiraklar o'rnatilgan to'g'ri balka bo'ladi. Tayanch ko'priklar tirkama, yarim tirkama, ko'p o'qli avtomobillarda oraliq tayanch ko'prigi va oldingi ko'prik yetakchi bo'lgan avtomobillarda orqa ko'prik sifatida ishlatiladi. 9.3-rasmda oldi yetakchi yengil avtomobilining tayanch ko'prigi tasvirlangan. Ko'prikni asosiy qismi listli po'latdan shtamplangan U-simon shaklli balka bo'lib, uning uchlariga prujinali osmaning g'ilofsimon richaglari payvandlangan. Richaglar uchiga o'qlar payvandlangan va ularda poshipniklar ustida orqa g'ildiraklar gupchaklari o'rnatiladi. Tayanch ko'prik echib olinuvchi qism bo'lib, u avtomobilning ko'taruvchi kuzoviga qotiriladi.



9.3-rasm. Oldi ko'prigi yetakchi yengil avtomobilning orqa tayanch ko'prigi



9.4-rasm. Avtomobilning tayanch ko'priklari.

Tirkama va yarim tirkamalarning tayanch ko'priklarining balkalarini uchida g'ildiraklarni o'rnatilishi uchun sapfalari, ressa o'rnatilishi uchun maxsus maydonchalar va tormoz mexanizmlari uchun flanetslar bo'ladi. Ko'p o'qli avtomobillar tayanch ko'prigida reaktiv tyagalar uchun maxsus kronshteynlar bo'ladi. Tirkama va yarim tirkamalarni balkalari qo'shtavr (9.4a-rasm), to'la kvadrat (9.4b-rasm) va g'ilofsimon (9.4-rasm, v—e) bo'lishi mumkin.

9.3-§. Ko'priklardagi yuklanishlar

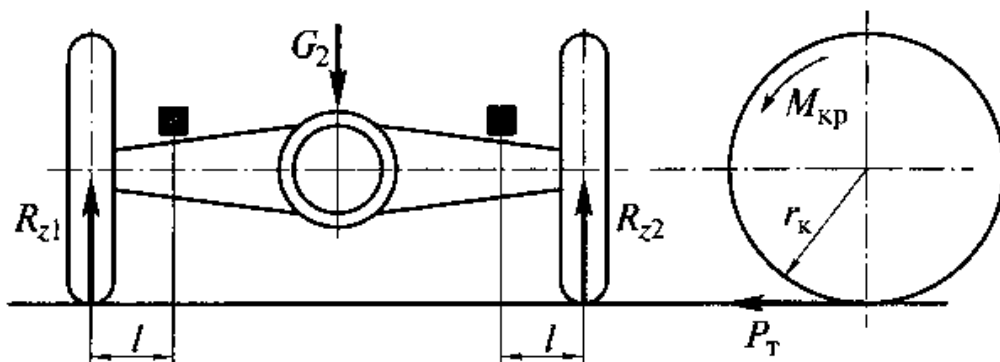
Ko'priklar maksimal ilashish kuchi asosida hisoblanadi. Hisoblash avtomobilni barcha harakat rejimlari uchun o'tkaziladi. Hisoblashda ta'sir etuvchi kuchlarning maksimal qiymatlari olinadi.

Yetakchi ko'prik. Yetakchi ko'prik balkasi uchta yuklanish rejimlari uchun hisoblanadi: avtomobil to'g'ri chiziq bo'ylab harakatlanganda, avtomobil yonga surilganda (zanos), avtomobil to'siqdan o'tayotganda.

Avtomobil to'g'ri chiziq bo'ylab harakatlanganda yetakchi ko'prik balkasi (9.5-rasm) g'ildiraklardagi normal reaksiyalar R_{z1} va R_{z2} ta'sirida vertikal tekislikda egiladi. Vertikal tekislikda eguvchi moment:

$$M_e = R_{z1} \cdot l = R_{z2} \cdot l$$

bu yerda: l – egilish yelkasi.



9.5-rasm. Yetakchi ko'prikni xisoblash sxemasi

Yetakchi ko'priikka vertikal yuklanish G_2 dan xosil bo'lgan yo'lning reaksiya kuchi:

$$R_{z1} = R_{z2} = \frac{m_2 \cdot G_2}{2}$$

bu yerda: $m_2 = 1,2$ – orka ko'priklarning yuklanishini qayta taksimlash koeffitsienti.

Gorizontalk tekislikda eguvchi moment: $M_e = R_{T1} \cdot l = R_{T2} \cdot l$

Yetakchi g'ildiraklarda tortish kuchi:

$$R_{T1} = R_{T2} = R_{z1} \cdot \varphi_x = R_{z2} \cdot \varphi_x$$

bu yerda: φ_x – g'ildirakni yo'l bilan ilashish koeffitsienti .

Yetakchi ko'priklarga eguvchi momentlardan tashqari burovchi moment ham ta'sir etadi

$$M_{kp} = P_{T1} \cdot r_k = P_{T2} \cdot r_k$$

bu yerda: r_k – g'ildirakning g'ildirash radiusi.

Yetakchi ko'priklarning balkasida eng havfli joy odatda reshora qotiriladigan maydonchani qirgimi xisoblanadi. Balkani xavfli qirgimida eguvchi va burovchi momentlardan bo'lgan yig'indi moment:

$$M_p = \sqrt{M_e^2 + M_e^2 + M_{kp}^2}$$

Aylana g'ilof qirgimli balka uchun eguvchi va burovchi momentlardan umumiy kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W}$$

bu yerda: $W = \frac{0,2(D^4 - d^4)}{D}$ – aylana g'ilof qirgimning qarshilik momenti.

Qirgimi to'rtburchak shakldagi balkalarda egilish va buralishdan bo'lgan kuchlanishlar alohida aniqlanadi. Shunda vertikal va gorizontalk tekisliklarda egilishdagi kuchlanishlar qo'shiladi, lekin buralishdagi kuchlanishlar qo'shilmaydi.

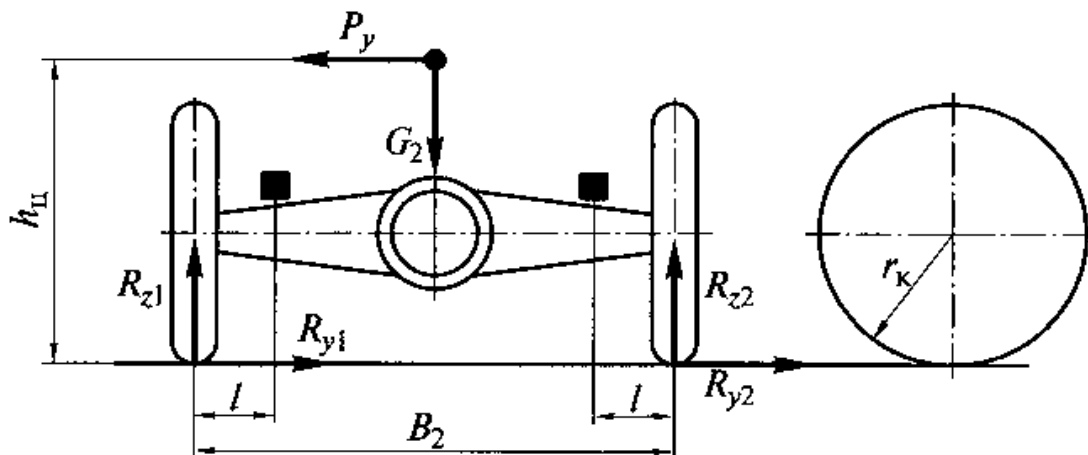
$$\text{Egilishdan kuchlanish: } \sigma_{eg} = \frac{M_b}{W_b} + \frac{M_g}{W_g}$$

$$\text{Buralishdan kuchlanish: } \tau_{bur} = \frac{M_{bur}}{W_{bur}}$$

bu yerda: W_b, W_g – vertikal va gorizontal tekisliklarda egilishga qarshilik momentlari;

W_{kr} – buralishga karshilik momenti.

Avtomobil yonga surilganda tortish kuchi $P_t = 0$ va yetakchi ko'priklari balkasi yo'l reaksiyasining normal R_z va ko'ndalang R_y kuchlari ta'sirida vertikal tekislikda egiladi.



9.6-rasm. Avtomobilni yonga surilishida yetakchi ko'priklari xisoblash sxemasi

Shunda ko'ndalang kuchlar R_u ta'sirida yetakchi g'ildiraklarning birida (masalan chapda) ta'sir etuvchi reaksiyalardan hosil bo'lgan eguvchi moment ayriladi, boshqa g'ildirakda (o'ngida) esa qo'shiladi.

$$M_{u1} = P_{z1} \cdot l - R_{y1} \cdot l; \quad R_{z1} = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_y \cdot h_u}{B_2} \right); \quad R_{y1} = R_{z1} \cdot \varphi_y;$$

$$M_{u2} = P_{z2} \cdot l + R_{y2} \cdot l; \quad R_{z2} = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2\varphi_y \cdot h_u}{B_2} \right); \quad R_{y2} = R_{z2} \cdot \varphi_y;$$

bu yerda: φ_y – g'ildirakni yo'l bilan ko'ndalang tekislikdagi ilashish koeffitsienti;

h_u – og'irlik markazini joylashish balandligi;

B_2 – g'ildiraklar koleyasi.

Yetakchi ko'priklarning xavfli qirgimida (ressoralar qotiriladigan joy) egilishdagi kuchlanish:

$$\sigma_{eg} = \frac{M_u}{W_{eg}}$$

Avtomobil to'siqdan o'tayotganda yetakchi ko'priklarga statik yuklanishlarga qaraganda ancha katta dinamik yuklanishlar ta'sir etishi mumkin. Balkaga ta'sir etuvchi dinamik yuklanishlar ko'prikning massasiga bog'liq. Dinamik yuklanishlar ta'sirida ko'prik balkasi vertikal va gorizontal tekisliklarda egiladi. Bu holda eguvchi moment:

$$M_{eg} = R_z \cdot \kappa_\partial \cdot l$$

bu yerda: κ_∂ – avtomobil to'siqlar va boshqa notekisliklardan o'tayotganda normal reaksiya R_z oshishini xisobga oluvchi dinamiklik koeffitsienti (yuk avtomobillari uchun $\kappa_\partial = 2,5 \dots 3,0$).

Dinamik yuklanishdan xosil bo'ladigan egilishdagi kuchlanish:

$$\sigma_{eg} = \frac{M_{eg}}{W_{eg}}$$

Yetakchi ko'prik balkalari uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar;

$[\sigma_{uzl}] = 300 MPa$; $[\tau_{kp}] = 200 MPa$; - po'lat yoki bolg'alangan cho'yandan quyilgan

$[\sigma_{uzl}] = 500 MPa$; $[\tau_{kp}] = 400 MPa$; - listli po'latdan shtamplangan.

Boshqa ko'priklar xam yetakchi ko'prik kabi xisob-kitob qilinadi.

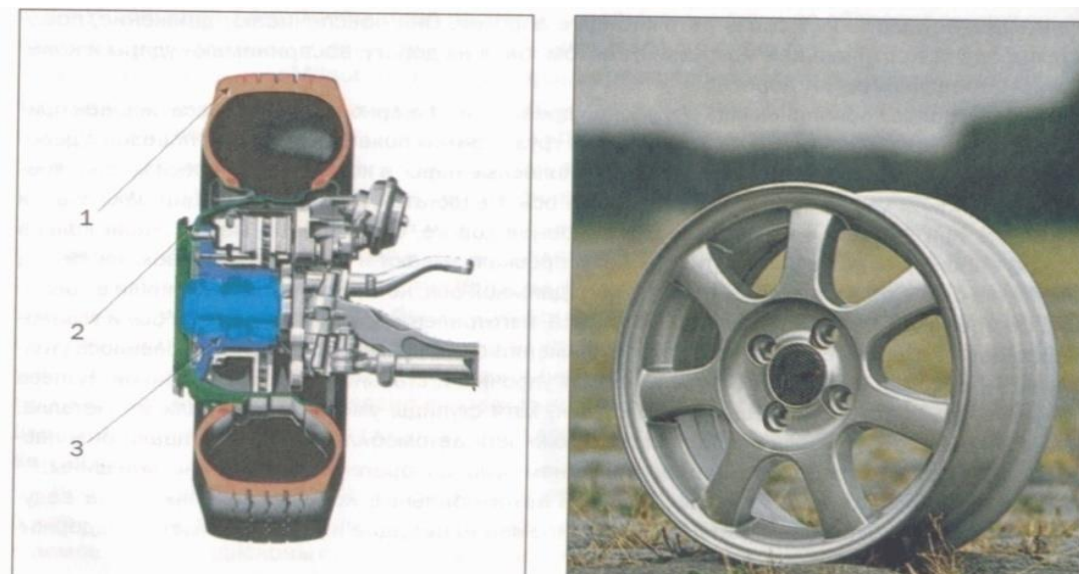
9.4-§. G'ildiraklar tasnifi va qo'llanilishi

G'ildiraklar avtomobil yurish qismining uzellaridan biridir. Avtomobilning ilgarilanma harakati yo'l ustida amalga oshadi. G'ildiraklarni harakatlantiruvchi burovchi moment yetakchi ko'prikka transmissiya agregatlari orqali uzatiladi. Burovchi moment biror qo'shimcha uzel yordamida yo'l sathi bilan muloqotda bo'lgandagina hosil bo'lgan aks-ta'sir kuchi yordamida avtomobil ilgarilanma harakatlanishga majbur bo'ladi.

G'ildiraklarning vazifasi avtomobilni yo'l bilan bog'lab uning harakatlanishini ta'minlash va shu bilan birga yo'l notekisliklaridan uzatilayotgan

turtkilarni biroz yumshatib kuzovga, kuzovdan tushayotgan tik yo'nalishdagi yuklamalarni esa yo'lga uzatishdir.

G'ildirak shinani joylashtirish va birgalikda o'qga mahkamlanishi natijasida avtomobilga tayanch vazifasini bajarish uchun zarurdir. G'ildirakka qo'yilgan talablar uning konstruksiyasining har-xilligiga olib keldi.



9.7-rasm. G'ildirak konstruksiyasi:

a)-tuzilishi; b)-ajralmas obodli. 1-shina; 2-obod; 3-gupchak.

G'ildirak quyidagi ko'rsatkichlar bo'yicha turlarga bo'linadi.

1) Ishlatiladigan shina turi bo'yicha:

- kamerali shina uchun;
- kamerasiz shina uchun;
- bosimi rostlanuvchi shina uchun;
- arkasimon shina uchun;
- pnevmokatoklar uchun.

2) G'ildirakning gupchak bilan bog'lanishi bo'yicha:

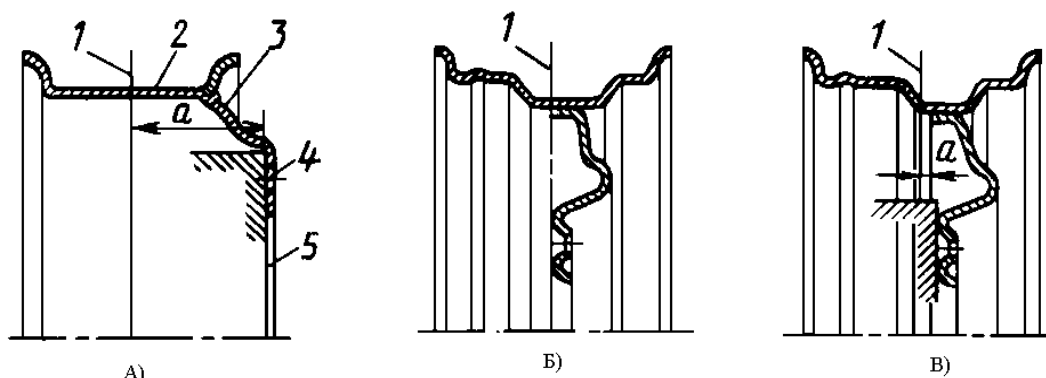
- diskli;
- disksiz.

3) Obodining turi bo'yicha:

- ajralmas;
- ajraluvchi.

4) Gupchakka o'rnatilgan g'ildiraklar soni bo'yicha:

- yakka;
- qo'shaloq.



9.8-rasm. G'ildirakning konstruktiv sxemalari

G'ildiraklar bir-biridan asosan konstruksiyasi va o'lchamlari bilan farq qiladi. Kamerali va kamerasiz shinalar uchun obodining cheti konussimon bo'lib, burchagi 50° ni tashkil etadi. Kamerali shinalar uchun bortlarning tarangligi bir diametrga 0,75-1,0 mm, kamerasizda esa 1,2-1,5 mm ni tashkil etadi. Kamerali va kamerasiz shinalarga mos g'ildiraklarning konstruktiv sxemalari 9.8-rasmda ko'rsatilgan.

Ma'lumki, g'ildirak disk va obodning bir-biriga mahkamlanishidan hosil bo'ladi. Yuk avtomobillarida g'ildirakning disksiz turi ishlatilib, u to'g'ridan-to'g'ri gupchakka mahkamlanadi. O'qlarga tushgan yukning miqdoriga qarab, o'q gupchaklariga o'rnatilgan g'ildirak yakka yoki qo'shaloq turlarga bo'linadi. G'ildiraklar obodining turiga qarab, ajralmas va ajraluvchi bo'lishi mumkin.

Avtomobilning ekspluatatsiyasi davrida shinani g'ildirakka kiydirish, ayniqsa yuk avtomobillari uchun muammoli hisoblanadi. Shu sababli yengil avtomobillar uchun g'ildirak bir-butun, yuk avtomobillariga mo'ljallangani esa bo'laklardan iborat etib yasaladi (9.9-9.10-rasmlar). O'rta va katta yuk avtomobillarda, shu boisdan, g'ildirak obodining o'zi ham qismlarga ajratiladigan qilinadi.

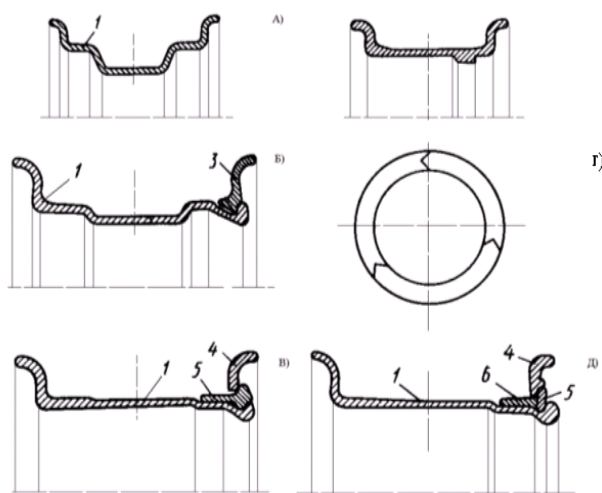
Transport vositalarining vazifasi bo'yicha g'ildiraklar sinflarga ham bo'linadi. Sinflarning soni yettita:

1-sinf: zavod ichida ekspluatatsiya qilinadigan transportlar uchun;

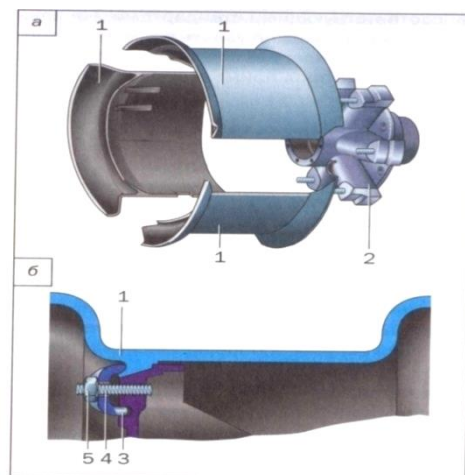
2...5-sinflar: avtomobilning hamma turlariga;

6...7-sinflar: qishloq xo'jaligida ishlatiladigan mashinalar uchun.

Avtomobilga yo'ldan uzatiladigan turtkilarni asosan g'ildirak diski qabul qiladi va gupchakka o'tkazadi. G'ildirak massasini kamaytirish uchun uni yengil qotishmalardan, hatto plastmassadan qilish ham maqsadga muvofiq. G'ildirak massasining kamayishi uning inertsiya momentini kamaytiradi, natijada, uning muvozanatlanmaganlik darajasi ham kamayadi.



9.9-rasm. G'ildirak obodining asosiy turlari: a)-ajralmas simmetrik; b)-ajraluvchi (ikki qismdan iborat); v)-ajraluvchi (uch qismdan iborat); g)- "trilleks" turidagi segmentli; d)-ajraluvchi (to'rt qismdan iborat); 1-obod asosi; 3-ajraluvchi bort xalqasi; 4-yechiluvchi bort xalqasi; 5-prujinali qulf xalqasi; 6-o'rnatuvchi xalqa



9.10 -rasm. Disksiz g'ildirak: a)-umumiy ko'rinishi; b)-g'ildirakni gupchakka maxkamlanishi. 1-g'ildirak bo'laklari; 2-gupchak; 3-shayba; 4-shpilka; 5-gayka.

G'ildiraklarga qo'yiladigan talablar:

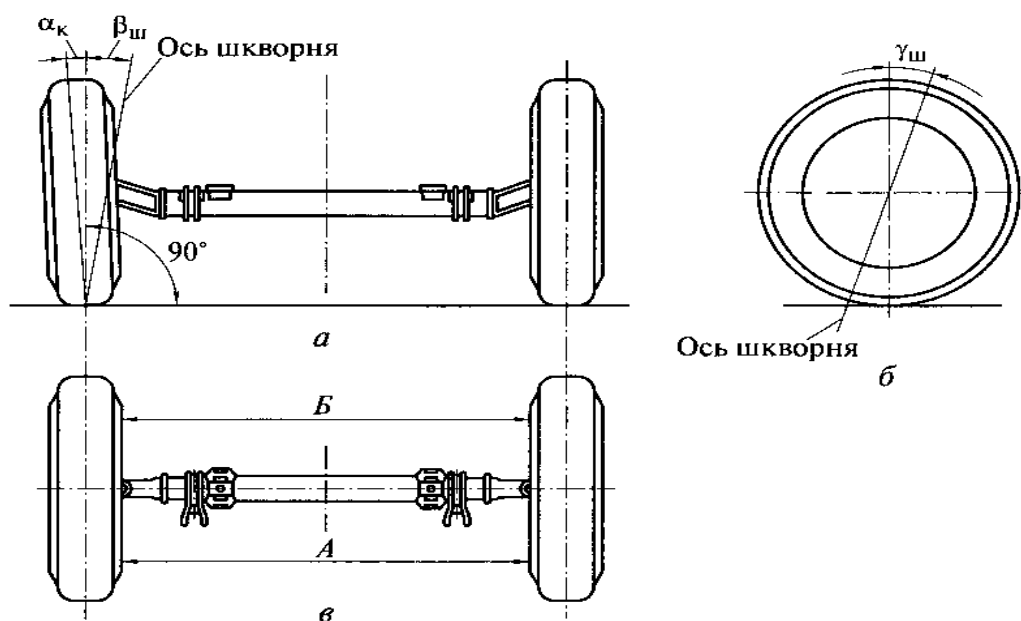
1. G'ildirak tuzilishi, bikrligi, o'lchamlari bilan shinaga mos kelishi kerak;
2. Gupchakka ishonchli mahkamlanishi kerak;
3. Mustaxkam va uzoq muddat ishlashi kerak;
4. Yaxshi statik va dinamik muvozanatlangan bo'lishi kerak;
5. Massasi va inertsiya momenti minimal bo'lishi kerak;
6. Shinani o'rnatish va yechib olish oson bo'lishi kerak;
7. O'lchamlari kamerali va kamerasiz shinalarga birday mos kelishi kerak;

8. Kameroniz shinalar xavo bosimi kam vaqtida ham oboddan ajralishi mumkin emas;

G'ildirakning o'rnatilish burchaklari.

Boshqariluvchi ko'priklarning g'ildiraklarini o'rnatilish burchaklarini barqarorligini ta'minlash g'ildiraklarni g'ildirashiga qarshiligini va shinalarni eyilishini kamaytirish, yonilg'i tejamkorligini yaxshilash uchun kerak. Razval burchagi $\alpha_k = 0 \dots 2^\circ$ bo'lishi g'ildiraklarni yo'l yuzasigi nisbatan perpendikulyar turishini ta'minlaydi. Bu burchak konstruksiyada burish sapfasini og'ishi bilan amalga oshiriladi.

Sxojenje burchagi $\delta_k = 0^\circ 20' \div 1^\circ$ bo'ladi va $A-B + 2 \dots 8$ mm ayirmasi bilan aniqlanib (9.11v-rasm), u razval bilan g'ildirayotgan g'ildiraklarning yonaki sirpanishini oldini oladi.



9.11-rasm. Shkvorenni (a,b) va boshqariluvchi g'ildiraklarni (a,v) o'rnatilish burchaklari: α_k –og'ish burchagi; β_{sh} - shkvorenni ko'ndalang og'ish burchagi; γ_{sh} - shkvorenni bo'ylama og'ish burchagi; A,B- g'ildirak gupchaklari orasidagi masofa.

Boshqariluvchi ko'priknining burilish o'qining (shkvorenni) o'rnatilish burchagini barqarorligini ta'minlanishi g'ildiraklarni barqarorlashtirish (g'ildiraklarni to'g'ri chiziqli harakatini saqlay olishi) demak, avtomobilni oson boshqarish, shina va rul boshqarmasini kamroq yeyilishi uchun kerak.

Shkvorenning ko'ndalang og'ish burchagi $\beta_{sh} = 5 \div 10^0$ (9.11a-rasm) avtomobilni burilish paytida og'irlikdan hosil bo'ladigan barqarorlashtiruvchi momentni boshqariluvchi g'ildiraklarda hosil etadi. Shkvorenning bo'ylama og'ish burchagi $\gamma_{sh} = 0 \div 3,5^0$ (9.11b-rasm) avtomobilni burilish paytida g'ildirakka ta'sir etuvchi tezlik bilan bog'liq barqarorlashtirish momentini xosil etadi. Og'irlik va tezlikdan xosil bo'lgan barqarorlashtiruvchi momentlar shkvorenning og'ish burchaklari belgilangan qiymatlarda bo'lganda g'ildiraklarni ishonchli barqarorlashtiradi va avtomobilga yaxshi boshqaruvchanlik hamda xavfsizlikni ta'minlaydi.

Shkvorenni ko'ndalang va bo'ylama og'ish burchaklari belgilangandan oshganda g'ildiraklarni barqarorlashi yaxshilanadi, lekin ularni boshqarish qiyinlashadi. Ekspluatatsiya jarayonida g'ildiraklarni razval va sxojdenie burchaklari, shkvorenni og'ish burchaklari o'zgarmasligi kerak, agar o'zgarib qolsa konstruktsiyada ularni oson sozlash choralari bo'lishi kerak.

9.5-§. Shinalar tasnifi va qo'llanilishi

Shinalar yo'l notekisliklaridan hosil bo'luvchi turtkilarni birlamchi so'ndirish va g'ildirak bilan birga kuzovning ilgarilama harakatini ta'minlashi uchun zarurdir.

Shinalar quyidagi ko'rsatkichlar bo'yicha turlarga bo'linadi.

1) Vazifasi bo'yicha:

- yengil avtomobillar uchun;
- yuk avtomobillari uchun;
- o'tag'on avtomobillar uchun.

2) Zichlash usuli bo'yicha:

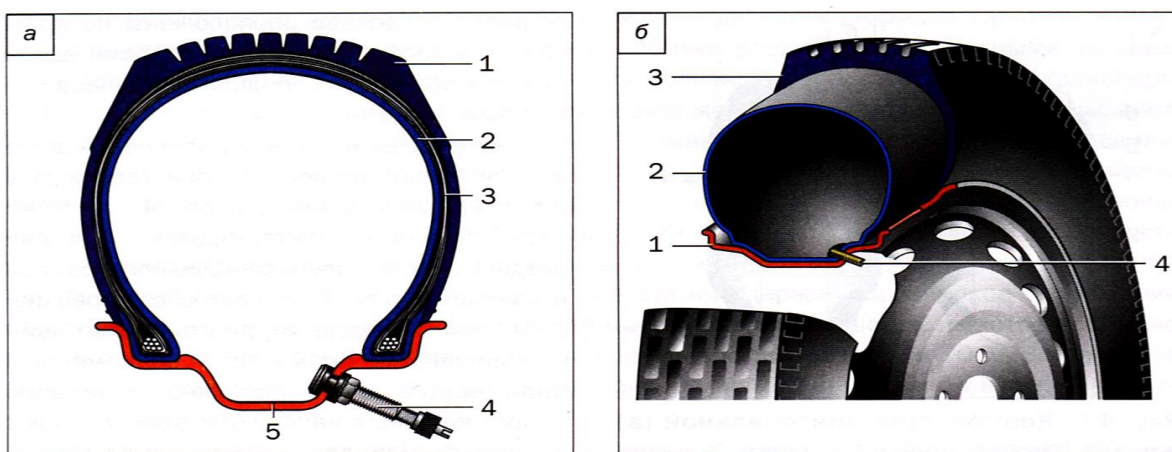
- kamerali;
- kamerasiz.

3) Konstruktsiyasi bo'yicha:

- diagonal;
- radial.

4) Profili bo'yicha:

- oddiy profilli;
- keng profilli;
- past profilli;
- juda past profilli;
- arkasimon;
- pnevmokatok.



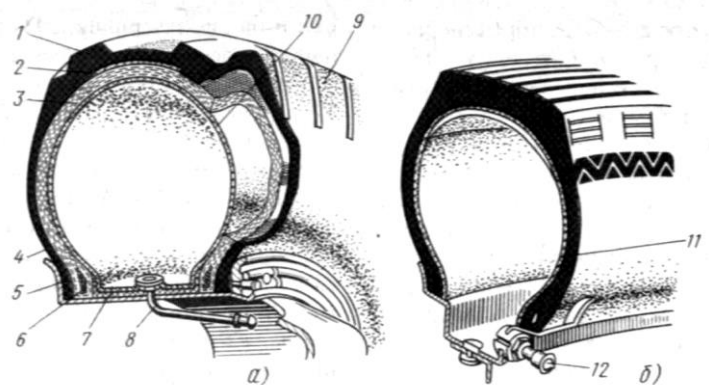
9.12-rasm. G'ildirak konstruksiyasi: a)-kamerasiz shina uchun;

1-protaktor; 2-xavo o'tkazmaydigan rezina qatlami; 3-karkas; 4-g'ildirak ventili;

5-obod. b)- kamerali shina uchun; 1-obod; 2-kamera; 3-shina; 4-g'ildirak ventili.

Shinalar vazifasi bo'yicha yengil, yuk va yuqori o'tag'onlikka ega turlariga bo'linadi. Bu shinalar asosan bir-biridan konstruktiv o'lchamlarining har-xilligi, konstruktiv qismlarining badastirligi, shina protektori rasmining mayda-yirikligi bilan farq qiladi.

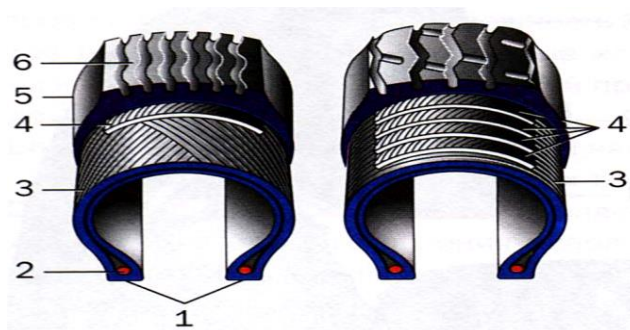
Shinani zichlash usuli bo'yicha kamerali va kamerasiz turlarga bo'linadi. Bu shinalarning o'ziga xos konstruktiv xususiyatlari bo'lib, harakat xavfsizligini ta'minlash va mablag' tejamkorligi talablaridan kelib chiqqandir. Aytish joizki, kamerasiz shinalar uchun chuqur obodli maxsus konstruktiv xususiyatlarga ega g'ildiraklar zarurdir.(9.13-rasm.)



9.13-rasm. a) kamerali; b) kamerasiz.

1-shina protektori; 2-yostiq qatlam; 3-karkas; 4,5-yon tomon; 6-o'zak; 7-obod lentasi; 8-ventil; 9-pokrishka; 10-kamera; 11-havo o'tkazmaydigan rezina qatlami; 12-zichlagich shayba

Konstruktsiyasi bo'yicha kord iplari diagonal va radial joylashgan bo'lishi mumkin. Buni shina rusumida "R" (radial) harfi bilan belgilanadi. (9.14-rasm)



9.14-rasm. Diagonal (a) va radial (b) shinalar konstruktsiyasi:

1-bort; 2-bort simi; 3-karkas; 4-breker; 5-yon tomon; 6-protektor.

Profili bo'yicha shinalarning oddiy, keng, past, juda past, arkasimon profilli turlari mavjuddir. Keyingi vaqtda shina profilining nisbiy balandligining pasayishi, hamda enining ortib borishi rivoj topmoqda. Asosiy maqsad, transport vositasining turg'unligini yaxshilash va o'tag'onligini orttirishdir. Oddiy profilli shina uchun H/B (H–shina profilining balandligi, B-eni) 0,89-0,9 bo'lsa, bu nisbat pnevmokatoklar uchun 0,25-0,39 ga tengdir. Ko'rinib turibdiki, shina profilining o'zgarishi uning yo'l bilan kontakt yuzasini orttiradi, natijada avtomobilning turg'unligi va tayanch o'tag'onligiga ijobiy ta'sir etadi.

Shinalarga qo'yiladigan talablar.

1. Shinaning elastiklikligi GOST 4754-80 va GOST 5513-86 larga mos bo'lishi kerak;
2. Burchak bikrlilari avtomobil o'lchamlari va harakat sharoitiga mos bo'lishi kerak;

3. Shinalar g'ildirakka zich o'rnatilishi va ichki bosimi o'zgarmas bo'lishi kerak;
4. Shinaning yo'l bilan ilashishi yetarli darajada va g'ildirashga qarshilik koefitsienti
5. Minimal bo'lishi kerak;
6. Shinadan yo'lga tushgan solishtirma bosim kichik bo'lishi kerak;
7. Shina protektorining surati yo'lning qoplamasiga mos bo'lishi kerak;
8. Shina statik va dinamik jihatdan muvozanatlangan bo'lishi kerak;
9. Shina yetarli darajada mustahkam va berilgan muddat ishlaydigan bo'lishi kerak;
10. Shinani g'ildirakka o'rnatish va chiqarib olish, hamda ta'mirlash oson bo'lishi kerak.

Keyingi vaqtda, ayniqsa, yengil avtomobil shinalarining harakat xavfsizligini ta'minlash, arzonligi, komfortligi xususiyatlariga bo'lgan talablar juda ortib ketdi. Masalan, katta tezlik bilan harakatlanayotganda to'satdan yirtilib ketmaslik; haroratining ortmasligi; narhining pastligi; yeyilishga turg'unligi va h.k shular jumlasidandir.

Shinalarning tasniflanishi:

Tarovoy shinalar $B_k = H$ (velosipedlar uchun shinalar).

Belgilanishi $B_k - d$ dyum yoki millimetrlar hisoblanadi.

Masalan: 6,15 – 13.

Kichik profilli shinalar $H < B_k$ (zamonaviy yengil avtomobil shinalari)

Belgilanishi: (shina profili kengligi)/(profilga mos shina balandligining foizlarda ulushi)-(shina tipi), (shina obodining diametri), (yuk indeksi), (tezlik indeksi)

Shina obodining diametri dyumlarda ifodalanadi.

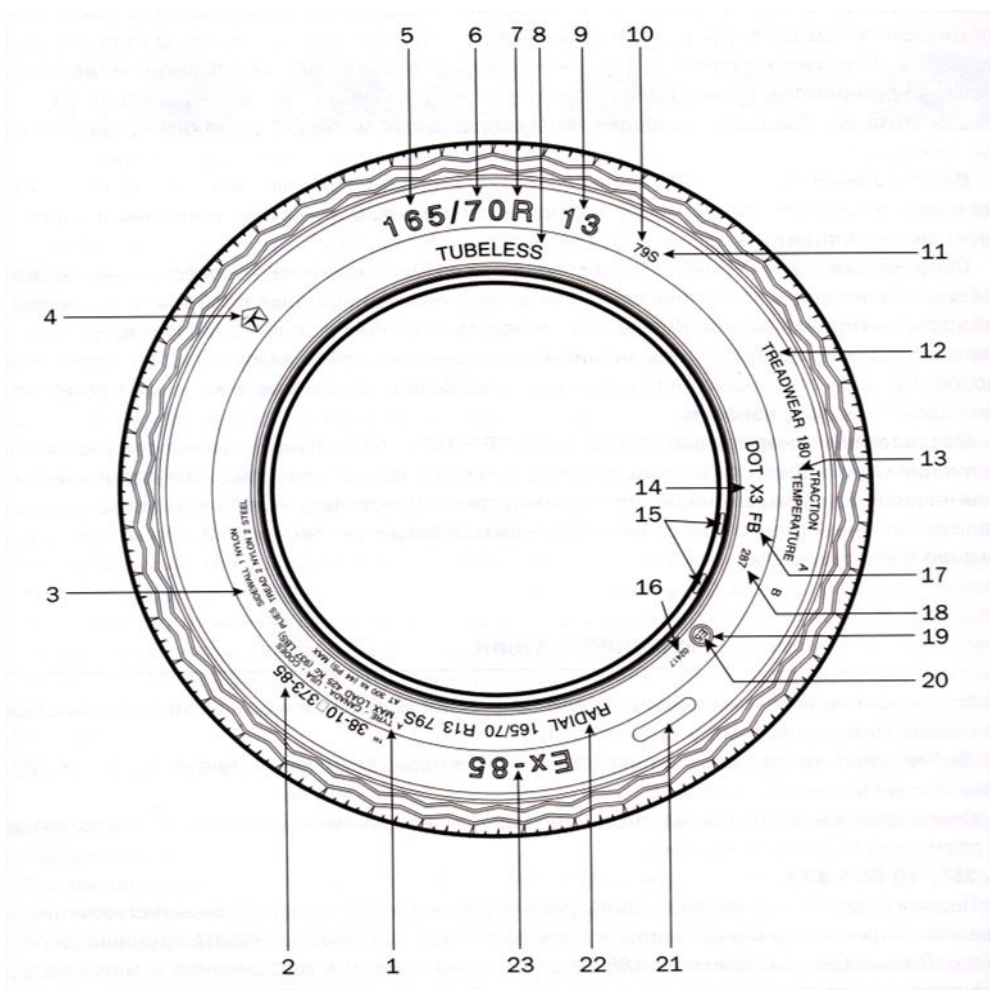
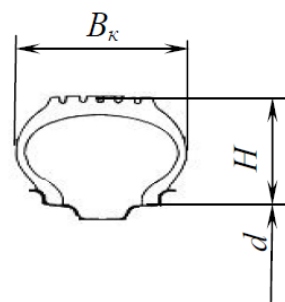
Masalan: 185/70 – R13 T85

Keng profilli shinalar (yuqori o'tuvchanlikka ega bo'lgan avtomobil shinalari)

Belgilanishi $D \times B - d$, faqat mm da ifodalanadi.

Masalan: 1500×550 – 630,

Kamerali (arochnoe) shinalar (maxsus avtomobillar uchun shinalar). Belgilanishi: keng profilli shinalar kabi belgilanadi. Radial va diagonal shinalar ishlab chiqarishda shina kordining yotqizish yo'nalishi bilan farqlanadi. Radial shinalarning belgilanishida shina obodining diametri oldida *R* harfi qo'yiladi (bu belgi radius emas, balki radial shina ekanligini bildiradi).



9.15-rasm. Shinaning markirovkalanishi

Rossiya va Yevropada ishlab chiqarilgan shinalardagi belgilanishlar:

1-maksimal yuklanish va bosim (AQSh standarti); 2-texnik talabga ko'ra raqami; 3-broker va karkasning turi va qatlamlar soni; 4-oliy toifa davlat belgisi (1992 yilgacha); 5- profil kengligi; 6-“70”seriya (H/B nisbati) ; 7-radial shinaning belgisi; 8-kamerasiz shinaning belgisi; 9-obod diametri (13”); 10-yuk ko'tarish

indeksi; 11-tezlik indeksi ("S"-180 km/s gacha); 12-shinaning yemirilish ga chidamligining shartli belgisi (AQSh standarti); 13-shinaning termo turg'unlining shartli belgisi (AQSh standarti); 14-zavod kodining shartli belgisi (AQSh standarti); 15-yig'uvchining raqami (15); 16-xalqaro qoidalarining №30 YEEK OON (1247) binoan rasmiy ravishda tasdiqlangan sertifikat raqami; 17-o'lcham kodining shartli ravishda belgilovchi (AQSh standarti); 18-ishlab chiqarilgan sanasi (1987 yil 28 xafta); 19-shinaning №30 YEEK OON (E) xalqaro qoidalariga mosligini rasmiy ravishda tasdiqlanganligining belgisi; 20-shinaga sertifikat bergan davlatning shartli belgisi; 21-shinaning seriya raqami; 22-radial shina; 23-model nomi;

Nazorat savollari:

1. Ko'priklarning tasnifi va ularga ko'yiladigan talablar.
2. Yetakchi ko'prik sxemasi va tahlili.
3. Boshqariluvchi ko'prik sxemasi va tahlili.
4. Uyg'unlashgan ko'prik sxemasi va tahlili.
5. Tayanch ko'prik sxemasi va tahlili.
6. Yetakchi ko'prikni hisoblash rejimlari.
7. Boshqariluvchi ko'prikni hisoblash rejimlari.
8. Tayanch ko'prikni hisoblash rejimlari
9. G'ildiraklarning tasnifi va qo'llanilishi.
10. G'ildiraklarga qo'yiladigan talablar.
11. G'ildirakning o'rnatilish burchaklari.
12. Shkvorenning ko'ndalang og'ish burchagi.

10-BOB. AVTOMOBILLARNING KUCH HISOBI

Avtomobillarning kuch hisobini loyihalash avtomobilni loyihalash bosqichlaridan biridir.

Avtomobilning kuch hisobini hisoblashdan maqsad –avtomobil dvigateli va transmissiyasining asosiy xarakteristikalarini tanlash, transport vositalarining tortish tezlik xususiyatlarini loyihalash vazifalariga muvofiq ta'minlashdir.

Loyihalash jarayoni quyidagi vazifalarni bajarish bilan hal qilinadi:

- avtomobillarni tortish hisobini bajarish uchun zarur bo'lgan og'irlik va geometrik parametrlarni tanlash;
- dvigatel maksimal quvvati va uning tashqi tezlik xususiyatlarini tanlash;
- transmissiyaning uzatishlar sonini hisoblash (asosiy uzatma, uzatmalar qutisi, taqsimlash qutisi);
- avtomobilning tortish tezlik xususiyatlarini baholash;
- avtomobilning yonilg'i tejamkorik xususiyatlarini baholash.

10.1-§. Asosiy parametrlarni tanlash

Avtomobilning asosiy og'irligi va geometrik parametrlarini tanlash uni loyihalashning birinchi bosqichi hisoblanadi. Ushbu bosqichda avtomobilning texnik xarakteristikasi tahlil qilish asosida avtomobilning og'irligi, geometrik o'lchamlari, kompanovkasi va boshqa parametrlari, dvigatel va transmissiyaning tashqi tezlik xarakteristikasi quriladi. Bu parametrlar avtomobilning to'liq massasi m_a , o'qlar soni va massaning o'qlarga taqsimlanishi, shina o'lchamlari, transmissiyaning foydali ish koeffitsienti η_{tr} , suyrilik koeffitsienti k_b larni o'z ichiga oladi.

Avtomobilning to'la massasi quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

-yengil avtomobillar uchun

$$m_a = m_{av} + m_0 \cdot n + m_b \cdot n;$$

-yuk avtomobillari uchun

$$m_a = m_{av} + m_{yuk} + m_0 \cdot n + m_b \cdot n;$$

bu yerda m_{av} – avtomobilning yuklangan massasi;

m_0 – odam massasi, hisoblashlar uchun o'rtacha 75 kg qabul qilinadi;

n – avtomobil salonidagi o'rinlar soni, haydovchi bilan;

m_b – yuk massasi, yengil avtomobil haydovchisi va yo'lovchilari uchun 10 kg, yuk avtomobili haydovchisi va yo'lovchilari uchun 5 kg qabul qilingan.

-avtobuslar uchun

$$m_a = m_{av} + m_0(n_{o'r} + n_t + 2)$$

bu yerda $n_{o'r}$ – o'tirish uchun mo'ljallangan o'rinlar soni;

n_t – tik turish uchun o'rinlar soni;

2 – haydovchi va konduktor uchun o'rinlar soni.

Prototip sifatida qabul qilingan mahalliy va xorijiy avtomobillarning ayrim modellarining qisqacha texnik xarakteristikalari adabiyotlar ro'yhatida keltirilgan [3]. Shinalarning turlari va o'lchamlari bitta g'ildirakka tushuvchi og'irlikka qarab belgilanadi (kurs ishini bajarayotganda avtomobil texnik xarakteristikasidan shinalarning tipi va geometrik o'lchamlarini olish mumkin).

Hisob –kitoblar uchun yo'lning jami qarshilik koefitsienti ψ taxminan quyidagi formula bilan aniqlanadi:

-yengil avtomobillar uchun:

$$\psi = f_0 + 0,46 \cdot 10^{-6} \cdot v_{\max}^2;$$

-yuk avtomobillari uchun:

$$\psi = f_0 + 0,39 \cdot 10^{-6} \cdot v_{\max}^2;$$

bu yerda f_0 – g'ildirashga qarshilik koefitsienti, yengil avtomobillar uchun

$f_0 = 0,015$, yuk avtomobillari uchun $f_0 = 0,02$ ga teng; $v_{\max}$ – avtomobilning maksimal tezligi, km/soat.

Suyrilik koeffitsienti $k_b \left(\frac{H \cdot c^2}{M^4} \right)$ avtomobil va kuzov turiga bog'liq bo'lib, yengil avtomobillar uchun 0,15-0,35, yuk avtomobillari uchun 0,5-0,7 oralig'ida olinadi.

Avtomobil old yuzi (m^2) quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$F_a = a \cdot B \cdot H$$

bu yerda a – maydonni to'ldirish koeffitsienti ($a = 0,78 - 0,8$ – yengil avtomobillar uchun, $a = 0,75 - 0,9$ – yuk avtomobillari uchun);

B – avtomobil eni;

H – avtomobil balandligi.

Transmissiyaning foydali ish koeffitsienti η_{tr} kuch uzatmasining konstruksiyasiga bog'liq. Hisob ishlarini bajarish uchun η_{tr} ning qiymati quyidagicha olinadi: g'ildirak formulasi 6x6, 4x4 bo'lgan yuk avtomobillari uchun $\eta_{tr} = 0,80$; g'ildirak formulasi 4x4 va qo'shaloq asosiy uzatmaga ega bo'lgan yuk avtomobillari uchun $\eta_{tr} = 0,82$; g'ildirak formulasi 4x2 va yakka asosiy uzatmaga ega bo'lgan yuk avtomobillari uchun $\eta_{tr} = 0,85$; yengil avtomobillar uchun $\eta_{tr} = 0,90 - 0,95$. [3].

10.2-§. Avtomobil to'la massasining o'qlarga taqsimlanishi

Kurs ishi (loyihasi) ni bajarayotganda loyihalanayotgan transport vositasining gabarit o'lchamlari transport vositasining texnik xarakteristikalaridan olinadi.

Avtomobil og'irligi quyidagi formula orqali hisoblanadi:

$$G_a = m_a \cdot g$$

bu yerda m_a – avtomobil massasi, kg; g – erkin tushish tezlanishi, $\frac{M}{c^2}$;

Yuk avtomobillari uchun to'la massaning o'qlararo taqsimlanishi, uning qanday yo'llardan yurishiga va yo'lga tushadigan og'irlikning cheklanganlik

me'yorini saqlashga bog'liqdir.

a) I – II toifa yo'llarga mo'ljallangan avtomobillarda orqa (yetakchi) o'qqa tushgan massa, to'la massaning 0,65...0,7 qismini tashkil etadi;

b) I – II toifa yo'llarning hammasida yurishga mo'ljallangan, yuk ko'tarish qobiliyati 1 t dan ortiq avtomobillar uchun orqa o'qqa tushgan massa to'la massaning 0,7 qismini tashkil etadi.

Yengil avtomobillarda to'liq massa o'qlararo quyidagicha taqsimlanadi:

a) dvigatel oldinda joylashgan va orqa ko'prik yetaklovchi avtomobillarda, orqa ko'priikka 52-55 foiz;

b) dvigatel oldinda va oldingi o'q yetaklovchi, orqa ko'priikka 43-47 foiz;

v) dvigatel orqada va orqa ko'prik yetaklovchi, orqa ko'priikka 56-60 foizni tashkil etadi.

1.3. Yengil avtomobil agregatlari bazasida ko'rilgan mikroavtobuslarda massaning o'qlarga taqsimlanishi, yengil avtomobildagidek.

1.4. Hamma o'qlari yetakchi va o'qlarida ikkitadan g'ildirak o'rnatilgan avtomobillarda, to'liq massa o'qlarga taxminan bir-biriga teng etib taqsimlanadi.

a) ikki o'qli yuqori o'tag'onlikka ega avtomobillarda, orqa o'qqa tushgan massa 0,5...0,54 foizni tashkil etadi.

b) uch o'qli avtomobillarda, orqa o'qlarga tushgan massa 0,70...0,72 foizni tashkil etadi.

10.3-§. G'ildirakka shina tanlash va g'ildirak radiusni aniqlash

Avtomobilga shina o'lchamlarini tanlash texnik xarakteristikadan olinadi. Shinaning tezlik indeksini tanlash uchun transport vositasining maksimal tezligidan qo'shimcha ravishda 10 % ortig'i bilan olinadi.

Avtomobil shinalarining tezlik indeksi quyidagicha belgilanadi (BMTning Yevropa iqtisodiy komissiyasi qoidasi):

tezlik indeksi	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	B	C
yuqori ruxsat etilgan tezlik, <i>km/soat</i>	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60
tezlik indeksi	D	E	F	G	J	K	L	M	N	P
yuqori ruxsat etilgan tezlik, <i>km/soat</i>	65	70	80	90	100	110	120	130	140	150
tezlik indeksi	Q	R	S	T	U	H	V	W	Y	ZR
yuqori ruxsat etilgan tezlik, <i>km/soat</i>	160	170	180	190	200	210	240	270	300	>240

Shina, eng ko'p yuk to'g'ri kelgan g'ildirakka qarab tanlanadi va quyidagicha aniqlanadi:

$$G_{\kappa} = \frac{G}{Z}$$

bu erda: G – eng ko'p yuk to'g'ri kelgan g'ildirakka tushgan og'irlik, N;

Z – yuklangan o'qdagi g'ildiraklar soni;

G_{κ} – bitta g'ildirakka tushgan og'irlik, N;

G_{κ} – aniqlangandan so'ng 1-jadval yordamida shina o'lchamlari tanlanadi.

Shinaning yuk ko'tarish indeksi avtomobil to'liq yuklangandagiga nisbatan ortiq bo'ladi, ya'ni avtomobilning harakati davomidagi kuchlarning o'zgarishi shinaga tushadigan og'irlikni 33% ortig'i bilan olinadi. Hisoblangan qiymatlar asosida avtomobil yuk ko'tarish indeksi quyidagi jadval asosida belgilanadi:

Avtomobil shinalarining yuk ko'tarish indeksi quyidagicha belgilanadi (BMTning Evropa iqtisodiy komissiyasi qoidasi)

Yuk indeksi	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
yuqori ruxsat etilgan yuk, <i>kg</i>	45	46,2	47,5	48,7	50	51,5	53	54,5	56	58
Yuk indeksi	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99
yuqori ruxsat etilgan yuk, <i>kg</i>	600	615	630	650	670	690	710	730	750	775
Yuk indeksi	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109

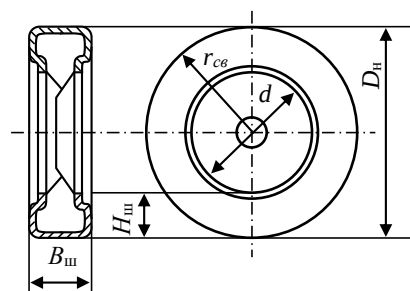
yuqori ruxsat etilgan yuk, kg	800	825	850	875	900	925	950	975	1000	1030
Yuk indeksi	190	191	192	193	194	195	196	197	198	199
yuqori ruxsat etilgan yuk, kg	10600	10900	11200	11500	11800	12150	12500	12850	13200	13600

G'ildirash radiusi quyidagicha aniqlanadi:

Avtomobil g'ildirak radiuslar.

Avtomobil g'ildiragining quyidagi radiuslari mavjud:

1) r_o –ozod radius: tashqi kuchlar bilan yuklanmagan, ya'ni avtomobildan yechib olingan g'ildirakning xususiy radiusi;



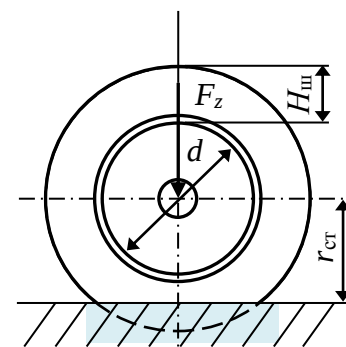
Shinaning ozod radiusi quyidagicha aniqlanadi:

$$r_o = 0,0254 \frac{d}{2} + \frac{B}{1000} \cdot \frac{\Delta}{100},$$

bu yerda d – shina obodining diametri, dyuym;

B – shina profilining eni, mm;

Δ – shina profiligi mos kelgan balandlikning miqdori, %.



2) r_c –statik radius: normal og'irlik kuchi bilan yuklangan, qo'zg'almas g'ildirak markazidan yo'l sathiga bo'lgan masofa;

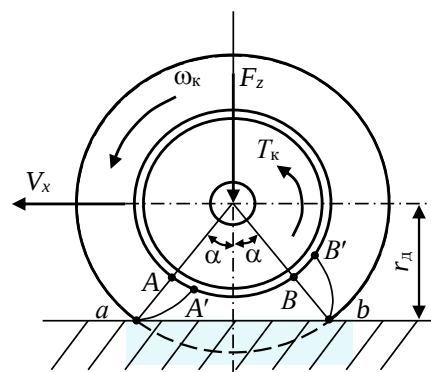
Avtomobil g'ildiragining statik radiusi quyidagicha aniqlanadi:

$$r_c = 0,0254 \frac{d}{2} + \frac{B}{1000} \cdot \frac{\Delta}{100} \cdot \lambda_u$$

λ_u –shinaning radial deformatsiya koeffitsienti.

$\lambda_u = 0,80 \div 0,85$ radial shinalar uchun;

$\lambda_u = 0,85 \div 0,90$ diagonal shinalar uchun;



3) r_g –dinamik radius: Dinamik radius r_d g'ildirakka kuch va momentlar ta'sir etayotganda o'lchangan oniy radius bo'lib, amaliy masalalarni yechishda bu parametrlardan foydalanish noqulay. Dinamik radiuslarni aniqlash katta eksperimentlarni o'tkazishni talab etadi. Shu sababli kundalik xisoblashlar uchun g'ildirash radiusi r_k qabul qilingan.

4) r_k –g'ildirashdagi kinematik radius (g'ildirash radiust). G'ildirash radiusi r_k deb, shartli ravishda deformatsiyalanmaydigan va shataksiramaydigan g'ildirak radiusiga aytiladi. Bunday g'ildirakni real avtomobillarga o'rnatilganda uning chiziqli va burchak tezliklari elastik g'ildirakning chiziqli va burchak tezliklariga teng bo'lishi kerak. Yuqoridagi ta'rifga ko'ra $r_k \approx r_d$. Amalda $r_k \approx r_{ct}$ deb qabul qilinsa, katta xato bo'lmaydi.

10.4-§. Dvigatel xarakteristikalarini tanlash

Dvigatel quvvati (kVt) quyidagi formula bilan topiladi:

$$N_e = \frac{1}{3,6\eta_{tr}} \left(G_a \psi v_{\max} + \frac{k_b F_a v_{\max}^3}{12,96} \right) \cdot 10^{-3},$$

bu yerda $G_a = m_a \cdot g$ –avtomobilning to'la og'irligi, N;

ψ – yo'lning jami qarshilik koeffitsienti;

$v_{\max}$ – avtomobilning eng katta harakat tezligi, km/soat;

k_b – suyrilik koeffitsienti, $\frac{H \cdot c^2}{M^4}$;

$F_a = aBH$ – avtomobilning old yuzi (mideli), m^2 .

Dvigatel parametrlari haqida to'liq ma'lumot olish uchun tashqi tezlik xarakteristikasidan foydalaniladi. Tashqi tezlik xarakteristikasi dvigatel quvvati N_e va burovchi moment M_e ning tirsakli val aylanishlar chastotasi n (ayl/min) yoki burchak tezligi ω ga (s^{-1}) bog'liqlik grafigi hisoblanadi.

Dvigatel quvvati N_e ning tirsakli val aylanishlar chastotasi n ga bog'liqligi $N_e = f(n)$ S.R.Leyderman empirik formulasi yordamida quyidagicha hisoblanadi:

$$N_{ei} = N_e \left[a \left(\frac{n_i}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^3 \right],$$

bu yerda n_N – dvigatel maksimal quvvatiga mos keluvchi tirsakli valning nominal aylanishlar chastotasi, ayl/min;

n_i – joriy vaqtdagi tirsakli val aylanishlar chastotasi;

a, b, c – dvigatel turiga bog'liq bo'lgan empirik koeffitsient, quyidagi jadvaldan tanlanadi (1-jadval).

10.1-jadval

Koeffitsientlar	Dvigatel			
	Karbyuratorli	Dizel		
		To'g'ridan-to'g'ri	Oldi kamerali	Uyurmahosilqiluvchikamerali
a	1	0,5	0,7	0,6
v	1	1,5	1,3	1,4
c	1	1	1	1

Tashqi tezlik xarakteristikasini hisoblashda tirsakli valning minimal aylanishlar chastotasi $n_{\min}$ ning qiymatlari qabul qilish uchun quyidagilar tavsiya etiladi:

$n_{\min} = 700 - 900$ ayl/min –benzinli dvigatellar uchun;

$n_{\min} = 700 - 900$ ayl/min –dizel dvigatellari uchun.

Dvigatel maksimal quvvatiga mos keluvchi tirsakli val aylanishlar chastotasi n_N 2-jadvaldan tanlanadi.

Dvigatel burovchi momenti bilan tirsakli val aylanishlar chastotasining bog'liqlik $M_e = f(n)$ grafigi qurishda quyidagi formuladan topiladi:

$$M_{ei} = 9,554 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_{ei}}{n_i}$$

Avigatel quvvatining tirsakli val aylanishlar chastotasiga bog'liqlik $N_e = f(n)$ grafigi qiymatlari karbyuratorli va dizel dvigatellari uchun

S.R.Leyderman empirik formula yordamida hisoblanadi va grafigi quriladi. Burovchi moment bilan tirsakli val aylanishlar chastotasining bog'liqligi $M_e = f(n)$ grafigi karbyuratorli va dizel dvigatellari uchun yuqorida keltirilgan formula yordamida hisoblangan ma'lumotlar asosida quriladi.

10.2-jadval

Dvigatel tirsakli valining nominal aylanishlar chastotasi

Dvigatel turi	n_N , ayl/min
Yengil avtomobil dvigatellari	5200-5600
Karbyuratorli kichik yuk ko'taruvchanlikka ega yuk avtomobillari dvigatellari	4000-4500
Karbyuratorli o'rta yuk ko'taruvchanlikka ega yuk avtomobillari dvigatellari	3200-3600
Dizel dvigatelli yuk avtomobil dvigatellari	2200-2600

Hisob natijalari 10.3-jadvalga umumlashtiriladi, bu yerda $\omega = \frac{\pi n}{30}$ tirsakli valning burchak tezligi. Grafikni yuqori aniqlikda olish uchun hisoblashlar soni 10 tadan kam bo'lmasligi tavsiya etiladi.

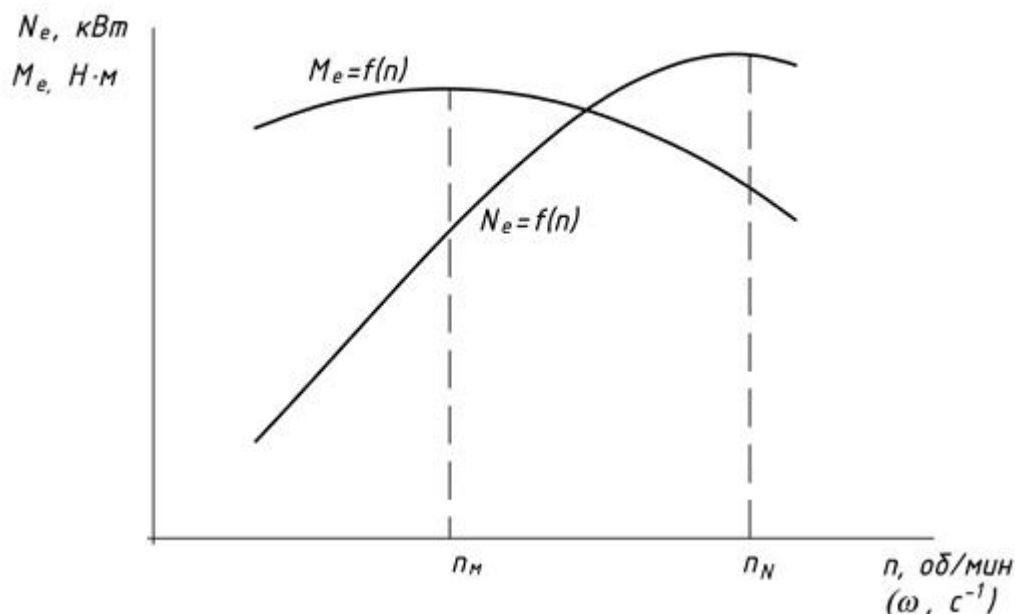
10.3-jadval

Dvigatelning tashqi tezlik xarakteristikasi hisobi natijalari

n_i ning joriy qiymatlari, ayl/min	$n_{\min}$	...	...	...	...	...	...	n_N	$n_{\max}$
ω_i ning joriy qiymatlari, s^{-1}									
N_i , kVt									
M_i , Nm									

10.3-jadval ma'lumotlari asosida $N_e = f(n)$ va $M_e = f(n)$ (yoki $N_e = f(\omega)$ va $M_e = f(\omega)$) grafiklari quriladi, bundan maksimal quvvatga mos keladigan aylanishlar soni aniqlanadi, hamda maksimal burovchi momentga mos keluvchi

tirsakli val aylanishlar soni (yoki tirsakli valning burchak tezligi) ni aniqlash mumkin.



10.1-rasm. Dvigatelning tashqi tezlik xarakteristikasi

Transmissiya hisoblashlarini bajarishning keyingi bosqichlari uchun maksimal burovchi moment $M_{\max}$ tanlanadi.

10.5-§. Avtomobil kuch uzatmasi parametrlarini tanlash

Avtomobil kuch uzatmasi parametrlarini aniqlash jarayonida asosiy uzatmaning uzatishlar soni i_0 , uzatmalar qutisining uzatishlar soni (agar mavjud bo'lsa taqsimlash qutisining uzatishlar soni) hisoblab chiqiladi.

Avtomobil maksimal tezligini ta'minlaydigan asosiy uzatmaning uzatishlar soni i_0 quyidagi formula bilan topiladi:

$$i_0 = 0,377 \cdot \frac{n_{\max} \cdot r_k}{i_{ou} \cdot v_{\max}}$$

bu yerda i_{ou} – uzatmalar qutisi oxirgi uzatmasining uzatishlar soni.

Kichik va o'rta yuk ko'taruvchanlikka ega bo'lgan karbyuratorli dvigatel bilan jixozlangan yuk avtomobillari uchun oxirgi uzatmaning uzatishlar soni $i_{ou} = 1$, dizel dvigatelli yuk avtomobillari uchun esa $i_{ou} = 0,7 - 0,88$ ga teng deb olinadi.

Yengil avtomobillar uchun agar to'rt pog'onali uzatmalar qutisi bilan jihozlangan bo'lsa oxirgi uzatmaning uzatishlar soni $i_{0u} = 1$, agar besh pog'onali uzatmalar qutisi bilan jihozlangan bo'lsa $i_{0u} = 0,8 - 0,88$ ga teng deb olinadi.

Besh pog'onali uzatmalar qutisi bilan jihozlangan yengil avtomobillarda, maksimal tezlikni ta'minlovchi to'rtinchi pog'onasida uzatishlar soni 1 ga teng. Asosiy uzatmaning uzatishlar sonini aniqlashda oxirgi uzatmaning uzatishlar sonini $i_{0u} = 1$ ga teng deb olish mumkin.

Zamonaviy yengil avtomobillarning asosiy uzatmasining uzatishlar soni 3,3-5,1; bitta asosiy uzatmali yuk avtomobillari uchun 5-7; ikkita asosiy uzatmali yuk avtomobillari uchun 6,5-9,0 oralig'ida qabul qilinadi.

Uzatmalar qutisi birinchi uzatmasining uzatishlar soni quyidagi shartlar asosida tanlanadi:

1. Avtomobilning maksimal yo'l qarshiligi bo'yicha uzatishlar sonini aniqlash:

$$i_1 = \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{M_{e\max} \cdot \eta_{tr} \cdot i_o}$$

bu yerda $\psi_{\max}$ – yo'lning maksimal umumiy qarshilik koeffitsienti (hisoblashlarda

$\psi_{\max} = 0,35 - 0,4$ yengil avtomobillar uchun, $\psi_{\max} = 0,35 - 0,5$ yuk avtomobillari uchun qabul qilinadi); G_a – avtomobilning to'la og'irligi.

2. Avtomobilning to'la massasi taqsimlanishi bo'yicha uzatishlar sonini aniqlash:

$$i_1 = \frac{G_m \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{e\max} \cdot \eta_{tr} \cdot i_o}$$

bu yerda φ – ilashish koeffitsienti (quruq asfaltlarga yo'l uchun $\varphi = 0,7 - 0,8$); G_m –

avtomobil o'qqa tushgan og'irligi, avtomobil massasining yetakchi o'qqa tushgan og'irligiga teng.

Avtomobilning o'qqa tushgan og'irligi quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$G_m = k_m \cdot G_a$$

bu yerda k_m – avtomobilning o'qqa tushgan og'irligi koeffitsienti.

Yuk avtomobillari uchun o'qqa turgan og'irlik koeffitsienti $k_m = 0,67 - 0,75$, zamonaviy kompanovkali yengil avtomobillar uchun (dvigatel oldinda joylashgan va oldingi o'q yetakchi) $k_m = 0,53 - 0,57$, klassik kompanovkali avtomobillar uchun (dvigatel oldinda joylashgan orqa o'q yetakchi) $k_m = 0,55 - 0,55$, yuqori o'tag'onlikka ega bo'lgan avtomobillar uchun $G_m = G_a$ qiymatlar qabul qilingan.

3. O'rnatilgan yo'l sharoitlarida minimal barqaror tezlikni $v_{\min}$ ta'minlash sharti bo'yicha uzatishlar sonini aniqlash:

$$i_1 = 0,377 \cdot \frac{n_{\min} \cdot r_k}{i_{ou} \cdot v_{mi}}$$

bu yerda $v_{\min} = 4 - 5$ km/soat – o'rtacha o'tag'onlikka ega avtomobillar uchun;

$v_{\min} = 3 - 4$ km/soat – yuqori o'tag'onlikka ega avtomobillar uchun.

Loyihalanayotgan topshiriqda uzatishlar soni hisoblangan qiymatlardan oshishi kerak.

Yengil avtomobillar uzatmalar qutisi birinchi uzatmasining uzatishlar soni odatda $i_1 = 3,4 - 4,4$, yuk avtomobillarida $i_1 = 6,0 - 8,5$ oralig'ida hisoblanadi.

Uzatmalar qutisi oraliq uzatmalarining uzatishlar soni geometrik progressiya yoki gormonik qator usullari yordamida aniqlanadi. Geometrik progressiya usuli yordamida uzatmalar qutisi oraliq pog'onalarining uzatishlar soni quyidagi formula yordami aniqlanadi:

$$i_m = \sqrt[n-1]{i_1^{(n-m)} \cdot i_{ou}^{(m-1)}}$$

bu yerda m – aniqlanayotgan pog'onaning tartib raqami;

n – uzatmalar qutisining pog'onalar soni, orqaga yurish pog'onasi hisobga olinmagan holdi.

Uzatmalar qutisi oraliq pog'onalarining uzatishlar sonini aniqlash jarayonida uzatishlar orasidagi farq past pog'onadan yuqori pog'onaga qarab 5-15 % dan ortadi, yuqori pog'onadan past pog'onaga qarab 5-15 % dan kamayadi.

Uzatmalar qutisi uzatishlar sonini aniqlaganda quyidagi ko'rsatmalarga amal qilish zarur:

$$\frac{i_1}{i_2} \geq \frac{i_2}{i_3} \geq \frac{i_3}{i_4} \geq \frac{i_4}{i_5}$$

Uzatmalar qutisi uzatishlar sonini hisoblash yakunida talab qilingan oraliqni hisobga olish zarur, ya'ni uzatmalar qutisi birinchi pog'onasi uzatishlar sonining oxirgi pog'onasi uzatishlar soniga nisbati $D = \frac{i_1}{i_{ou}}$. Zamonaviy yengil avtomobillarda $D = 3,5 - 4,5$. Kichik va o'rta yuk ko'tarish qobiliyatiga ega bo'lgan avtomobillarda $D = 6,5 - 8,5$, ya'ni uzatmalar qutisining pog'onalari soni 4 yoki 5 pog'onali bo'lganda. Zamonaviy yuk avtomobillarida (uzatmalar qutisining pog'onalari soni 20 tagacha bo'lgan) $D = 25$ bo'lishi mumkin, bu avtomobillardan turli xil yo'l sharoitlaridan samarali foydalanish imkonini beradi.

10.6-§. Avtomobilning tortish-tezlik xususiyatlarini baholash

Avtomobilning tortish-tezlik xususiyatlarini tahlil qilish dvigatel va transmissiya parametrlarini tanlashning to'g'riligini baholash uchun amalga oshiriladi. Buning uchun kuch va quvvatlar balansi usuli, dinamik xarakteristika usuli, tezlik grafigi, tezlanish vaqti va yo'li usullaridan foydalaniladi.

Kuchlar muvozanati usuli tahlili transport vositasining oldinga harakatlantiruvchi va harakatga qarshilik qiluvchi kuchni ta'minlaydigan kuchlar tahlili asosida amalga oshiriladi.

Kuchlar balansi tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega:

$$P_T = P_f + P_h + P_w + P_j$$

bu yerda P_T – tortish kuchi, N;

P_f – g'ildirashga qarshilik kuchi, N;

P_h – balandlikka chiqishga qarshilik kuchi, N;

P_w – havoning qarshilik kuchi, N;

P_j – tezlanish olishga qarshilik kuchi, N.

Tortish kuchi uzatmalar qutisi har bir pog'onasi uzatishlar soni bo'yicha quyidagi ifodadan aniqlanadi:

$$P_T = \frac{M_e \cdot i_{au} \cdot i_{uq} \cdot \eta_{tr}}{r_k}$$

bu yerda M_e – dvigatel tirsakli valining burovchi momenti, $H \cdot m$;

i_{au} – asosiy uzatmaning uzatishlar soni;

i_{uq} – uzatmalar qutisi pag'onalarining uzatishlar soni (har bir pog'ona uchun alohida-alohida hisoblanadi);

η_{tr} – transmissiyaning foydali ish koeffitsienti;

r_k – g'ildirash radiusi.

Avtomobilning har bir uzatmadagi tezligi quyidagi formula yordamida hisoblanadi:

$$v_i = 0,377 \cdot \frac{n_i \cdot r_k}{i_{au} \cdot i_{uq}}$$

Har bir uzatmadagi hisoblash natijalari 5 va 6 jadvalga kiritiladi.

10.4-jadval

Har bir uzatma uchun tortish –tezlik xususiyatlarini baholash

n_i ning joriy qiymatlari, ayl/min	$n_{\min}$	...	...	...	...	...	...	n_N	$n_{\max}$
v_i , km/soat									
P_T , N									
N_T , kVt									
P_w , N									
D_a									
j_a , m/s ²									

Quvvat balansi va harakatga qarshilik qiluvchi kuchlar hisobi natijalari

n_i ning joriy qiymatlari, aylG'min	$n_{\min}$	...	...	...	...	...	...	n_N	$n_{\max}$
v_i , km/soat									
P_f , N									
P_h , N									
P_w , N									
P_{Σ} , N									
N_f , kVt									
N_h , kVt									
N_w , kVt									
N_{Σ} , kVt									

Hisoblash natijalari bo'yicha $P_T = f(v)$ bog'liqlik grafigi quriladi.

Avtomobilning bir me'yordagi harakati davomida kuchlar xarakteristikasi harakatga jami qarshilik kuchi bilan bog'liq hisoblanadi (avtomobilning tezlanishga qarshilik kuchi $P_j = 0$).

G'ildirashga qarshilik kuchi quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$P_f = m_a \cdot g \cdot f_v \cdot \cos \alpha$$

bu yerda α – avtomobilning balandlikka chiqishdagi yo'lining qiyalik burchagi.

Avtomobil to'g'ri yo'lda harakatlanganda ushbu ifoda $P_f = m_a \cdot g \cdot f_v$ ga teng deb olinadi. f_v – g'ildirashga qarshilik koeffitsienti

Avtomobilning balandlikka chiqishga qarshilik kuchi

$$P_f = m_a \cdot g \cdot \sin \alpha$$

4-5⁰ gacha bo'lgan yo'l qiyaliklarida $P_f = m_a \cdot g \cdot i$ ga teng bo'ladi. Bu yerda i – yo'lining qiyalili, yo'lining ko'tarilish balandligining yo'l uzunligiga nisbatiga teng.

Havoning qarshilik kuchi

$$P_w = k_b \cdot F_a \cdot v_a^2$$

bu yerda v_a – avtomobilning harakat tezligi, m/s.

Kurs ishini hisoblashda asfalt qoplamali gorizantal yo'lda harakatlanayotgan transport vositasi tanlanadi, bu yerda tezlanishga qarshilik kuchi hamda balandlikka chiqishga qarshilik kuchi hisobga olinmaydi.

Avtomobil harakatiga yuqori uzatmalardan jami qarshilik kuchlari yig'indisi quyidagicha hisoblanadi:

$$P_{\Sigma} = P_f + P_w$$

Quvvatlar balansini tahlil qilish usuli avtomobilning yetakchi g'ildiraklariga olib kelingan quvvat va harakatga qarshilik kuchlarini yengishga sarflangan quvvatlar tahlili bilan amalga oshiriladi.

Quvvatlar balansi quyidagi tenglama bilan aniqlanadi:

$$N_T = N_e \cdot \eta_{tr} = N_f + N_h + N_w + N_j$$

bu yerda N_T – avtomobil yetakchi g'ildiraklariga olib kelingan quvvat;

N_f – g'ildirashga qarshilik kuchini yengishga sarflangan quvvat;

N_h – balandlikka chiqishga qarshilik kuchini yengish uchun sarflangan quvvat;

N_w – havoning qarshilik kuchini yengish uchun sarflangan quvvat;

N_j – tezlanish olishga qarshilik kuchini yengish uchun sarflangan quvvat.

Avtomobilning yetakchi g'ildiraklariga olib kelingan quvvat N_T (kVt) quyidagi formula yordamida hisoblanadi:

$$N_T = \frac{P_T \cdot v_i}{1000}$$

Avtomobilning g'ildirashga qarshilik kuchini yengishga sarflangan quvvat N_f , kVt:

$$N_f = \frac{P_f \cdot v_i}{1000}$$

Balandlikka chiqishga qarshilikni yengish uchun sarflangan quvvat N_h , kVt:

$$N_f = \frac{P_h \cdot v_i}{1000}$$

Havoning qarshiligini yengishga sarflangan quvvat N_w , kVt:

$$N_w = k_b \cdot F_a \cdot v_i^3$$

Kurs ishini hisoblash va quvvat balansi grafigini qurishda avtomobilning tekis gorizantal yo'ldagi harakati tanlanganligi uchun, balandlikka chiqish uchun sarflangan quvvat hamda tezlanish olish uchun sarflangan quvvatlar hisobga olinmaydi. Hisoblash natijalari 10.4 va 10.5 jadvallarga qayd etiladi.

Avtomobil harakatiga qarshilikni yengishga sarflangan quvvatlar yig'indisi quyidagi ifoda bilan aniqlanadi:

$$N_{\Sigma} = N_f + N_w$$

Hisoblash natijalari 10.5-jadvalga qayd etiladi.

Hisoblash natijalari bo'yicha $N_T = f(v)$ bog'liqlik grafigi quriladi.

Dinamik xarakteristika avtomobil dinamik omilining har bir uzatmasidagi tezligiga bog'liq holda tahlil qilinadi.

Dinamik omil quyidagi tenglama yordamida hisoblanadi:

$$D_a = \frac{P_T - P_w}{G_a}$$

Yengil avtomobil uchun dinamik omilning maksimal qiymati (birinchi uzatmada) $D_a = 0,30 - 0,45$, g'ildirak formulasi 4x2, 6x4 bo'lgan yuk avtomobillari uchun (taqsimlar qutisi mavjud bo'lmagan) $D_a = 0,28 - 0,35$ ga teng bo'ladi.

Avtomobilning har bir tezlikdagi dinamik xarakteristika $D_a = f(v)$ si quriladi. Dinamik omil qiymatlari har bir harakat tezligi uchun hisoblab chiqiladi. Hisoblash natijalar 10.4-jadvalga kiritiladi. Hisoblash natijalari bo'yicha avtomobilning dinamik xarakteristikasi quriladi.

Ishlash sharoitiga qarab transport vositasining harakatlanish mumkinligini aniqlash uchun dinamik xarakteristikaning grafigi yuklanish nomogrammasi bilan to'ldiriladi. Yuklanmagan avtomobil uchun dinamik omilning o'lchovi quyidagi formula bilan topiladi:

$$a_0 = a_a \cdot \frac{m_0}{m_a}$$

bu yerda a_a – to'la yuklangan transport vositasining dinamik omili shkalasi masshtabi, mm;

m_0 – avtomobilning yuklanmagan massasi, kg.

Dinamik xarakteristika grafigining umumiy ko'rinishining yuklanish nomogrammasi bilan ilovada keltirilgan.

10.7-§. Avtomobilning tezlanish qobiliyati

Avtomobilning tekis harakat davri uning ish vaqtiga nisbatan ancha kam. Masalan, shaharda ishlatiluvchi avtomobillar tekis (15...25%), tekis tezlanuvchan (30...45%), nakat hamda tormozlanish (30...40%) bilan xarakterlanadi.

O'zgaruvchan harakatdagi avtomobil dinamikasi, tezlanish va tezlikning o'zgarishi uchun zarur bo'lgan vaqt, hamda yo'l bilan o'lchanadi.

Avtomobilning tezlanishini aniqlash va grafigini ko'rish

Dinamik formulasidan avtomobilning tezlanishini aniqlaymiz:

$$j_a = \frac{D_a - \psi_v}{\delta} \cdot g$$

bu yerda: ψ_v – maksimal tezlikdagi yo'lning umumiy qarshilik koeffitsienti;

D_a – har bir uzatmadagi dinamik faktorning oraliq qiymati.

Dvigatel va transmissiyaning konstruktiv parametrlariga bog'liq bo'lgan koeffitsient δ quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$\delta = 1 + a_1 + a_2 \cdot i_{uq}^2$$

bu yerda a_1 va a_2 – o'zgarmas koeffitsient ($a_1 = 0,03 - 0,05$; $a_2 = 0,04 - 0,06$ -yuk ko'taruvchanlik qobiliyati yuqori bo'lsa past qiymatlar olinadi).

Kurs ishida avtomobilning tezlanish grafigi gorizantal yo'lda harakatlanayotgan avtomobil uchun hisoblanadi va quriladi. Avtomobil harakatiga

bog'liq holda yo'lning jami qarshilik koeffitsienti yuqorida keltirilgan formulaga asosan olinadi.

Har bir uzatma uchun hisoblash natijalari 10.4 va 10.5-jadvallarga kiritiladi.

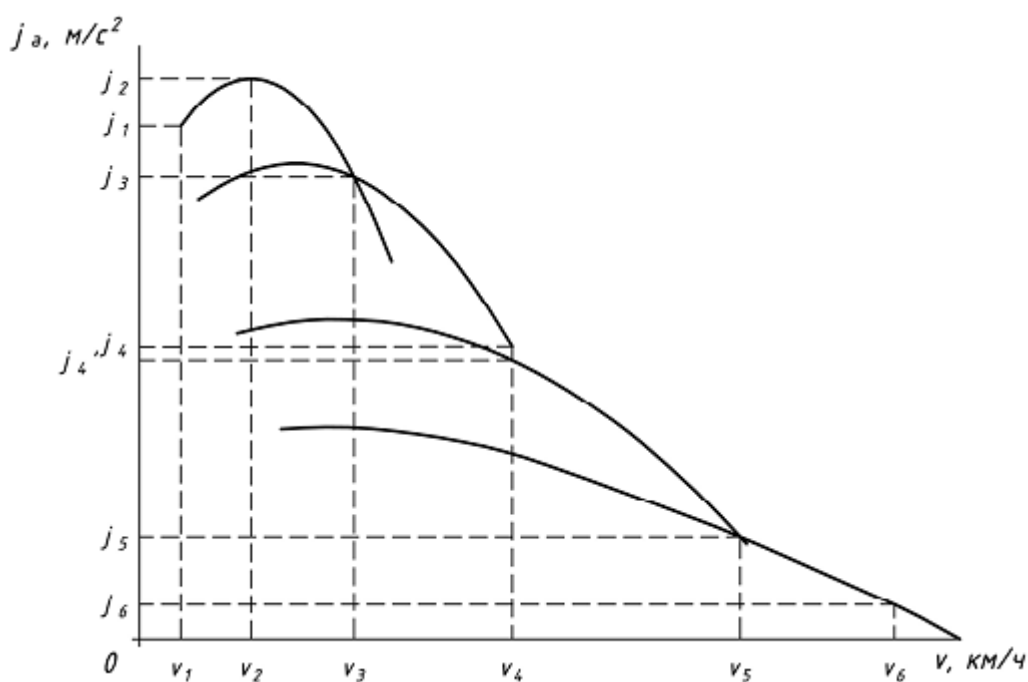
Hisoblash natijalari bo'yicha bo'yicha $j_a = f(v)$ bog'liqlik grafigi quriladi.

Tezlanish olishning vaqti va yo'li tezliklar intervali uchun grafoanalitik usulda aniqlanadi.

Tezliklarning v_1 va v_2 oraliqlari uchun o'rtacha tezlanish $j_{o'r1}$ quyidagiga teng:

$$j_{o'r1} = \frac{j_1 + j_2}{2}$$

bu yerda j_1, j_2 – tezliklarning boshlang'ich va oxirgi oraliqlaridan tezlanish.



10.2-rasm. Tezlanishlarning oraliqlar bo'yicha ajralish grafigi

v_1 va v_2 oraliqlarda tezlikning o'zgarishi quyidagicha aniqlanadi:

$$\Delta v_1 = v_2 - v_1$$

v_1 va v_2 oraliqlarda tezlanish o'zgarishiga ketgan vaqt

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta v_1}{j_{o'r1}}$$

Tezliklarning v_2 va v_3 oraliqlari uchun o'rtacha tezlanish $j_{o'r2}$ quyidagiga teng:

$$j_{o'r2} = \frac{j_2 + j_3}{2}$$

v_2 va v_3 oraliqlarda tezlikning o'zgarishi quyidagicha aniqlanadi:

$$\Delta v_2 = v_3 - v_2$$

v_2 va v_3 oraliqlarda tezlanish o'zgarishiga ketgan vaqt

$$\Delta t_2 = \frac{\Delta v_2}{j_{o'r2}}$$

Tezlanish olish vaqti har bir uzatma uchun xuddi shu tartibda aniqlanadi. Uzatmalarni almashtirish uchun ketgan vaqtni hisobga olmasak, avtomobilning umumiy tezlanish olish vaqti quyidagicha aniqlanadi:

$$t_{\Sigma} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$$

bu yerda $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_n$ – tegishli tezlik oraliqlarida avtomobilning tezlanish olish vaqti.

Tezlanish olish yo'li S_{Σ} hisoblashda har bir tezlik oralig'ida avtomobil o'rtacha tezlik bilan teng ravishda harakatlanadi deb olinadi. v_1 va v_2 oraliqlarda avtomobilning o'rtacha tezligi quyidagiga teng bo'ladi:

$$v_{o'r1} = \frac{j_1 + j_2}{2}$$

v_1 va v_2 oraliqlarda avtomobilning tezlanish olish masofasi

$$\Delta S_1 = v_{o'r1} \cdot \Delta t$$

Avtomobil tezlanish olishining umumiy yo'li S_{Σ} ni quyidagicha aniqlash mumkin:

$$S_{\Sigma} = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n$$

bu yerda $\Delta S_1, \Delta S_2, \dots, \Delta S_n$ – tegishli tezlik oraliqlarida avtomobilning bosib o'tgan yo'li.

Foydalanilgan adabiyotlar

1. Avtomobillar. konstruktsiya asoslari. Muxitdiinov A.A. va boshq. – T. «Istiqlol nuri», 2016.
2. Transport vositalarini loyihalash va hisoblash. Muxitdiinov A.A. va boshq. – T. «Fan va texnologiyalar», 2014.
3. Transport vositalarining tuzilishi (Design of vehicles). Muxitdinov A.A., Sattivaldiev B., Xakimov Sh.K. – T. “Ta’lim nashriyoti”, 2014.
4. Qodirov S.M. va Qodirxonov M.O. Dvigatel va avtomobillar nazariyasi. Toshkent , «O’qituvchi», 1981.
5. Mamatov X.M. va boshqalar. Avtomobillar. . Toshkent , «O’qituvchi», 1982.
6. Qodirxonov M.O., Rasulov G.G. Avtomobil nazariyasidan masalalar to’plami. . Toshkent , «O’qituvchi», 1996.
7. Latipov A.S., Farobin Ya.E. Avtomobil. Teoriya ekspluatatsionno’x svoystv. Moskva, «Mashinostroenie», 1989.
8. X.M.Mamatov. Avtomobillar. (Avtomobillar konstruktsiyasidan programmalashtirilgan o’quv qo’llanma). Toshkent, «O’qituvchi», 1986.
9. E.I.Udler, N.N.Shevchenko, V.R.Fuks. Avtomobili. Kursovoy proekt. Tomsk, Izdatelstvo TGASU, 2014.
10. Agnew.W.G. “Automotive Fuel Economy Improvement”, General Motors Research Publication GMR-3493
11. Coon C.W. and Wood C.D. Improvement of Automobile Fuel Economy, - SAE Paper 740969, october, 1984
12. Saunders J. SAE-A Truck Fuel Consumption Measurement Procedure: Tupe 1 Test. SAE Australasia. 1984, XI-XII.
13. Joshida E. Namura H., Hozaki H., etal Jasoline Volatility Hot Weather Driveability of Japanese cars. Motor vehicle technology.

