

Ն.Ա. ԲԱԶԻԿՅԱՆ

ԱՎՏՈՏՐԱՆՍՊՈՐՏԱՅԻՆ ՄԻՋՈՑՆԵՐ.
ՀԱՇՎԱՐԿ ԵՎ ՆԱԽԱԳԾՈՒՄ

ԵՐԵՎԱՆ
ՀԱԱՀ
2022

ՀՏԴ 629(075.8)

ԳՄԴ 39.3գ73

Բ 164

Հաստատված է Հայաստանի ազգային ագրարային համալսարանի
գիտական խորհրդի կողմից

Գրախոսներ՝ Եսոյան Ա.Մ. *պրոֆ.*

Մուսայելյան Գ.Վ. *դոց.*

Չիբուխյան Ս.Ս. *տ.գ.թ., դոց.*

Խմբագիրներ՝ Մսրյան Ս.Հ.

Սիրեկանյան Ս.Ռ.

Պետրոսյան Ս.Ռ.

ԲԱԶԻԿՑԱՆ Ն.Ա.

Բ 164 Ավտոտրանսպորտային միջոցներ. հաշվարկ և նախագծում:
Բուհական դասագիրք. - Եր., ՀԱԱՀ, 2022. - 248 էջ:

Ներկայացված են ավտոտրանսպորտային միջոցներին ներկայացվող պահանջները, դրանց ամրության հաշվարկների մեթոդիկան և նախագծման հիմունքները: Դասագիրքը նախատեսված է ճարտարագիտական մասնագիտությունների ուսանողների համար:

ՀՏԴ 629(075.8)

ԳՄԴ 39.3գ73

ISBN 978-9939-77-134-2

© Ն.Ա. Բազիկյան, 2022

© Հայաստանի ազգային ագրարային համալսարան, 2022

ՆԱԽԱԲԱՆ

Ավտոտրանսպորտային միջոցների նախագծման ժամանակ անհրաժեշտ է առաջին հերթին որոշել այն պահանջները, որոնք ներկայացվում են դրանց նկատմամբ՝ հաշվի առնելով շահագործման պայմանները և արտադրական հնարավորությունները: Սակայն միշտ չէ, որ հնարավոր է բավարարել առաջադրված բոլոր պահանջները, այդ պատճառով նախագծման յուրաքանչյուր դեպքում նախագծողը շեշտը դնում է առավել կարևոր պահանջների վրա, որոնք ներկայացվում են ավտոմոբիլին կամ նախագծվող ագրեգատներին:

Ավտոմոբիլային տեխնիկայի հետագա բարելավումը տարվում է վառելիքի ծախսի լավարկման, տեխնիկական սպասարկումների և նորոգումների աշխատատարությունների նվազեցման, էկոլոգիական անվտանգության բարելավման, հուսալիության և կառուցվածքային անվտանգության բարձրացման ուղղություններով: Թվարկված արդիական նպատակները հաշվի են առնված դասագրքում շարադրված ավտոմոբիլի, դրա ագրեգատների ու համակարգերի հաշվարկման մեթոդիկայում, նախագծման և նյութերի ընտրության ժամանակ:

Ժամանակակից տեխնիկական միջոցների կիրառումը հնարավորություն կտա ավելի արագացնել հաշվարկման և նախագծման աշխատանքները՝ կատարել հաշվարկների մաթեմատիկական մոդելավորում, հաշվի առնել ֆիզիկական պրոցեսները բնութագրող ավելի մեծ թվով գործոններ ու ավելի հիմնավորված ընտրել նախագծվող ավտոմոբիլները և դրանց ագրեգատների կառուցվածքային պարամետրերը:

Հայաստանում բեռների և ուղևորների փոխադրման 90-95 %-ն այժմ իրականացվում է ավտոմոբիլային տրանսպորտի միջոցով: Այդ պատճառով հանրապետության ագրարային և ճարտարագիտական համալսարաններում «Փոխադրումների կազմակերպումը և կառավարումը տրանսպորտում», «Փոխադրումների և ճանապարհային երթևեկության կազմակերպում և կառավարում» և «Ավտոմոբիլներ և ավտոմոբիլային տնտեսություն» մասնագիտություններով պատրաստում են

Ճարտարագետի որակավորմամբ մասնագետներ: Այդ մասնագիտությունների ուսումնական պլաններում ընդգրկված է «Ավտոտրանսպորտային միջոցներ» առարկայի երկրորդ բաժինը՝ «Ավտոմոբիլների հաշվարկ և նախագծում» դասընթացը, որի ուսումնասիրման համար էլ նախատեսված է այս դասագիրքը:

Հեղինակը խորապես երախտապարտ է գրախոսողներին և խմբագիրներին աշխատանքի քննարկման ընթացքում ցուցաբերած օգնության և արժեքավոր դիտողությունների համար:

Ն.Ա. Բազիկյան

ԳԼՈՒԽ 1. ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՀԻՄՈՒՆՔՆԵՐ

1.1. Ավտոմոբիլների տիպաժ և շահագործական որակ

Ավտոմոբիլը, որպես ինքնագնաց մեքենա, բնութագրվում է՝

1. Հարմարադասման սխեմայով, որոշվում է հիմնական բաղկացուցիչ մասերի (շարժիչ, տանող անիվներ, ուղևորների սրահ, բեռնախուց, թափք, բեռնահարթակ) փոխադարձ դասավորությամբ:

2. Կառուցվածքային պարամետրերով՝ ավտոմոբիլի սեփական կշիռ, բազա, շարժիչի աշխատանքային ծավալ, գլխավոր փոխանցման թիվ և այլն:

3. Ավտոմոբիլի ագրեգատների և համակարգերի բնութագրերը, որոնք դրանց ելքային ցուցանիշներն են, փոփոխական մեծությունների միջև կախվածության տեսքով՝ շարժիչի արագության և բեռնվածքային բնութագրերը, հիդրոտրանսֆորմատորի բնութագրերը և այլն:

Ժողովրդական տնտեսությանը և բնակչությանը անհրաժեշտ, արտադրվող ավտոմոբիլների պարամետրերի համակարգված արժեքները՝ խմբավորված հիմնական ցուցանիշներով, կոչվում են ավտոմոբիլների տիպաժ: Ավտոմոբիլի կառուցվածքի և շահագործման պայմանների անընդհատ կատարելագործման պատճառով տիպաժն անընդհատ վերանայվում է:

Տիպաժում ներկայացված պարամետրերից կարելի է առանձնացնել հիմնականները, բնորոշիչները, որոնցով որոշվում է ավտոմոբիլի պատկանելիությունն այս կամ այլ դասի կամ կարգի: Մարդատար ավտոմոբիլների համար, որոնք տեսակավորվում են դասերով, իսկ այդ դասերում՝ կարգով, այդ պարամետրերն են շարժիչի աշխատանքային ծավալը և ավտոմոբիլի սեփական կշիռը, իսկ բեռնատար ավտոմոբիլների համար, որոնք դասակարգվում են կարգով, մեկ կամրջակով ճանապարհին փոխանցվող առավելագույն բեռնվածքը, փոխադրվող բեռի զանգվածը, անվային բանաձևը, շարժիչի տիպը և հզորությունը:

Ընդհանուր օգտագործման ավտոմոբիլների տիպաժը, որն ընդունվել է ԽՍՀՄ-ում և պահպանվել է Ռուսաստանի Դաշնությունում, ներկայացված են աղյուսակներ 1 և 2-ում:

Մարդատար ավտոմոբիլների տիպաժը

Ավտոմոբիլի դասը	Խումբը	Շարժիչի աշխատանքային ծավալը, լ	Ավտոմոբիլի սեփական կշիռը, կգ-ում
Արտակարգ փոքր	1	մինչև 0,849	մինչև 649
	2	0,50-1,099	650-799
Փոքր	1	1,1-1,299	800-899
	2	1,3-1,499	900-999
	3	1,5-1,799	1000-1149
Միջին	1	1,8-2,499	1150-1299
	2	2,5-3,499	1300-1499
Մեծ	1	3,5-4,999	1500-1899
	2	5,0-ից մեծ	1900-ից մեծ
Բարձրագույն	-	Չի սահմանափակվում	

Բեռնատար ավտոմոբիլների տիպաժը

Կարգը	Մեկ կամ քանակով ճանապարհին փոխանցվող առավելագույն բեռնվածքը, ԿՆ	Փոխադրվող բեռի կշիռը, ԿՆ	Անվային բանաձևը	Շարժիչի հզորությունը, ԿՎտ	
				կարբյուրատորային	դիզելային
1	Մինչև 60	5	4x2	44-66	33-51
2		10	4x2	55-73	48-59
3		15	4x2	55-74	48-59
4		33	4x2	55-63	59
5		45	4x2	88	92
6		80	6x4	-	154
7		6,5	4x2	129,110	136,118
8		11,0	6x4	-	191
9	60-80 80-100	93	4x2	-	176-265
10		153	6x4	-	176-265 կամ 294-309

Ավտոմոբիլը, որպես տրանսպորտային միջոց բնութագրվում է հետևյալ հիմնական շահագործական հատկություններով՝ քարշային,

ղեկավարման, վառելիքի շահավետության, կայունության, անցանելիության, ընթացքի սահունության, արգելակային, թափառքի, հուսալիության և նորոգման հարմարվելիության: Թվարկված հատկությունները գնահատվում են մեկ կամ մի քանի գնահատման ցուցանիշներով, որոնց որոշման անալիտիկ կամ գիտափորձական մեթոդներն ուսումնասիրվում են ավտոմոբիլի տեսության, փորձարկման և շահագործման դասընթացներում:

Բեռների և ուղևորների փոխադրման պիտանելիության աստիճանը կոնկրետ շահագործման պայմաններում ավտոմոբիլի որակական գնահատականն է: Այդ պատճառով էլ որոշակի շահագործման պայմաններում՝ տրանսպորտային, ճանապարհային և բնակլիմայական, ավտոմոբիլի շահագործական հատկանիշները անվանում են շահագործական որակ, իսկ այդ հատկանիշների գնահատման չափանիշները՝ շահագործական որակի չափանիշներ:

Ավտոմոբիլի շահագործման տրանսպորտային պայմանները որոշող գործոններն են տարեկան վազքը, պահպանման պայմանները՝ կայանատեղերով, առանց կայանատեղի, տաքացվող կայանատեղով, վարորդների և սպասարկող անձնակազմերի որակավորումը, բեռնատար ավտոմոբիլների համար՝ փոխադրվող բեռի տեսակը, փաթեթավորման չափերը, քանակը և մեկ երթի ժամանակ փոխադրվող բեռի կշիռը և այլն:

Ճանապարհային պայմանները բնութագրվում են հետևյալ գործոններով՝ ճանապարհի ծածկույթի ամրությամբ և հարթությամբ, կամրջակներով և այլ կառույցներով, ճանապարհի երկայնական պրոֆիլով, թեքությունների սահմանային անկյուններով, տրանսպորտային միջոցների շարժման ինտենսիվությամբ և այլն:

Բնակլիմայական պայմանների բնութագրական գործոններ են՝ օդի միջին, նվազագույն և առավելագույն ջերմաստիճանը, առավել ցուրտ և տաք ամիսների, ձմռան և ձնածածկույթի պահպանման տևողությունը, ինչպես նաև օդի խտությունն ամռանը:

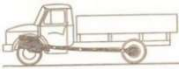
Գործնականում հնարավոր են շահագործման պայմանները բնութագրող նաև այլ գործոններ, այդ պատճառով ավտոմոբիլները նախագծվում են շահագործման պայմանները բնութագրող առավել տարածված գործոնների համար:

1.2. Ավտոմոբիլի հարմարադասման սխեմաների վերլուծությունը

Ավտոմոբիլաշինության զարգացմանը զուգահեռ ձևավորվել են մարդատար և բեռնատար ավտոմոբիլների հարմարադասման որոշակի սխեմաներ (աղ. 3):

Աղյուսակ 3

Ավտոմոբիլների հարմարադասման սխեմաները

Հարմարադասման սխեման	Սխեմայի նկարագրությունը
Մարդատար ավտոմոբիլներ	
  	Ա. Շարժիչն առջևում, հետին տանող անիվներով: Դասական հարմարադասում;
	Բ. Շարժիչն առջևում, առջևի տանող անիվներով: Շարժիչի առանցքը դասավորված ավտոմոբիլի երկարությամբ կամ լայնությամբ, առջևի կամրջակից առաջ կամ դրա վրա:
	Գ. Շարժիչը հետևում, հետին տանող անիվներով: Շարժիչի առանցքը դասավորված ավտոմոբիլի երկարությամբ կամ լայնությամբ, հետին տանող անիվների առանցքի վրա կամ հետ:
Բեռնատար ավտոմոբիլներ	
   	Ա. Շարժիչն առջևի կամրջակի վրա, թափքը՝ շարժիչի:
	Բ. Շարժիչն առջևի անիվների առանցքի վրա, թափքը շարժիչի նկատմամբ առաջ տեղափոխված:
	Գ. Շարժիչն առջևի անիվների առանցքի վրա, թափքը շարժիչի վրա:
	Դ. Շարժիչն առջևի անիվների առանցքից հետ, թափքը շարժիչից առաջ:

Ներկայացված հարմարադասման սխեմաների համեմատության համար ընդունված է, որ բոլոր մարդատար ավտոմոբիլները «Մեդան» տիպի փակ թափքով են՝ կահավորված չորս դռներով, առանց միջնապատի, և ունեն երկու շարք նստարաններ, իսկ բեռնատար ավտոմոբիլները 4x2 անվային բանաձևով են՝ հետևի կրկնակի անիվներով և կողավոր բեռնահարթակով: Համեմատվող ավտոմոբիլներն ունեն միևնույն հիմնական կառուցվածքային չափերը, սեփական զանգված, բեռնատարողությունը, շարժիչը, տրանսմիսիայի ագրեգատները և այլն:

Մարդատար ավտոմոբիլներ.

Սխեմա Ա. Այս հարմարադասմամբ ավտոմոբիլներն ունեն մեծ գաբարիտային երկարություն, իսկ մեծ աշխատանքային ծավալով շարժիչի կիրառման դեպքում, որը հնարավոր չէ տեղակայել առջևի անիվների առանցքից առաջ, մեծ միջառանցքային հեռավորություն: Վերջինս կարելի է մասամբ նվազեցնել շարժիչի յուղի տակնոցում յուղընդունիչը դեպի առաջ տեղափոխելով, որը հնարավորության կտա շարժիչը տեղակայել կրող համակարգի կամ շրջանակի առջևի կախոցի համար օգտագործվող ընդլայնակից առաջ:

Ավտոմոբիլի սեփական կշիռը կարդանային փոխանցման և դրա թունելի առկայության պատճառով ավելին է, քան մյուս հարմարադասման սխեմաներում: Առջևի և հետևի կամրջակների միջև կշռի մոտավորապես հավասար բաշխումը (52/48 %) ապահովում է ավտոմոբիլի նորմալ դարձելիություն և բարձր կուրսային կայունություն: Արգելակման ժամանակ հետևի անիվների բլոկավորումից և կողասահքից խուսափելու համար պահանջվում է հետին կամրջակի արգելակման մեխանիզմների հաղորդակում տեղակայել արգելակման ուժի կարգավորիչ: Բեռնատեղը (շտրիխված) համեմատաբար մեծ է, շարժիչն առավել մատչելի է տեխնիկական սպասարկումների և նորոգման համար: Այս հարմարադասումն ավելի շատ է կիրառվում միջին, մեծ և բարձրագույն դասի մարդատար ավտոմոբիլներում:

Սխեմա Բ. Հարմարադասման այս սխեմայի առավելություններն արտացոլվում են հատկապես ոչ մեծ լիտրաժով շարժիչի առջևի

կամրջակից առաջ լայնական դասավորության դեպքում, որը թույլ է տալիս կրճատել ավտոմոբիլի բազան 10 %-ով, ավտոմոբիլի սեփական կշիռը, դասական հարմարադասման համեմատությամբ՝ մինչև 8 %-ով: Այս դեպքում շարժիչը, փոխանցումների տուփը և գլխավոր փոխանցումը կազմում են ամփոփ (компактный) հանգույց, որը հարմար է արտադրության և շահագործման համար: Առջևի տանող անիվների կարդանային հաղորդակի առկայությունը փոխհատուցվում է նրանով, որ պատրաստման համար բարդ կոնական կամ հիպոդիալ գլխավոր փոխանցումը փոխարինվում է ավելի պարզ կառուցվածքով գլանաձև ատամնանվային փոխանցմամբ:

Ավտոմոբիլի կշռի բաշխումն առջևի և հետևի կամրջակների միջև միայն վարորդով կազմում է 60/40 %, որն ապահովում է նվազ դարձելիություն և բարձր ուղղությային կայունություն: Սակայն սահող ճանապարհներին, հատկապես վերելքների դեպքում, առջևի անիվների քաշիչ ուժը կարող է փոքրանալ այնքան, որ ավտոմոբիլը կորցնի ղեկավարումը: Միևնույն ժամանակ հետևի կամրջակի փոքր կշռի պատճառով արգելակման դեպքում կառաջանան այդ կամրջակի անիվների բլրկավորում և ավտոմոբիլի կողասահք: Այդ հանգամանքը պահանջում է հետին կամրջակի անիվների արգելակման հաղորդակում կիրառել արգելակման ուժի կարգավորիչներ կամ հակաբլրկավորող սարքեր: Այս հարմարադասման թերություններից մեկն այն է, որ շարժիչի խուցը փոքր է, և դժվար է դրա սպասարկումն ու նորոգումը: Հետին կամրջակի փոքր բեռնվածքի պատճառով կարելի է մեծացնել բեռնախցով փոխադրվող ուղեբեռի կշիռը: Մեծ առավելություն պետք է համարել ուղեարահի հատակին թունելի բացակայությունը և լրիվ համակողմանի ֆուրգոն տիպի թափքերի մոդիֆիկացիայի ստեղծման հնարավորությունը: Հարմարադասման այս սխեման կիրառվում է փոքր դասի մարդատար ավտոմոբիլներում:

Սխեմա Գ. Այս սխեմայում շարժիչը սովորաբար տեղակայվում է հետին կամրջակից հետ, որն առաջացնում է հետին կամրջակի այնպիսի

ցվիք (свек), ինչպես մյուս հարմարադասումների դեպքում, որն ապահովում է շարժիչի սպասարկումների և նորոգումների մատչելիությունը: Հարմարադասման այս սխեմայի դեպքում հետին կամրջակներում անկախ կախոցի կիրառումը պարտադիր է: Շարժիչը, փոխանցումների տուփը և գլխավոր փոխանցումը կազմում են միասնական ամփոփ հանգույց՝ ինչպես սխեմա Բ-ում:

Զանգվածի բաշխումը երկու կամրջակների միջև լրիվ բեռնված ավտոմոբիլի համար կազմում է 42/58 %, որը առաջացնում է հետին անիվների գերբեռնում, ավտոմոբիլին տալիս է ավելցուկային դարձելիություն և դրանով պայմանավորված՝ անբավարար կուրսային կայունություն: Միննույն ժամանակ հետին անիվների գերբեռնվածքը թույլ է տալիս ավտոմոբիլին հեշտությամբ հաղթահարել սայթաքող ծածկույթով վերելքները: Հետևում դասավորված շարժիչը ճակատային բախումների ժամանակ չի պաշտպանում վարորդին և ուղևորներին: Այս հարմարադասման մյուս թերություններն են շարժիչի աշխատանքի կառավարման սարքերի երկարությունը և դրանց համար թափքի հատակին թունելի առկայությունը, թափքի և առջևի դիմապակու ջեռուցումը, թափքում աղմուկը, համակոորդանի և հետնապատի դռնով ֆուրգոն թափքերի ստեղծման անհնարինությունը:

Այս հարմարադասումը հիմնականում կիրառվում է արտակարգ փոքր և փոքր դասի մարդատար ավտոմոբիլներում:

Մինչդեռ նոր սերնդի ավտոմոբիլների հարմարադասման սխեմաների վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ առավել մեծ տարածում են գտել շարժիչի՝ առջևի դասավորությամբ սխեմաները ոչ միայն փոքր և արտակարգ փոքր դասի, այլև միջին և նույնիսկ մեծ դասի ավտոմոբիլներում:

Բեռնատար ավտոմոբիլներ.

Միսենմա Դ. Այս հարմարադասամար ավտոմոբիլներն ունեն մեծ բազա և գաբարիտային երկարություն, շարժիչը մատչելի է տեխնիկական սպասարկումների և ընթացիկ նորոգումների համար, սակայն վարորդի տեսադաշտը սահմանափակ է:

Միսենմա Ե. Այս հարմարադասումը հնարավորություն է տալիս փոքրացնել ավտոմոբիլի գաբարիտային երկարությունը մինչև 200-400 մմ, սակայն շարժիչի նման դասավորությունը փոքրացնում է ավտոմոբիլի կառավարման ոտնակների տեղակայման գոտին, որի պատճառով խցիկի հատակը բարձրացնելու անհրաժեշտություն է առաջանում: Այս հարմարադասման թերություններն են շարժիչի մատչելիության սահմանափակումը, խցիկի դռների նեղացումը, աղմուկի մակարդակի ավելացումը և շարժիչի խցիկի միջնապատի տաքացումը:

Դ և Ե հարմարադասումներով ավտոմոբիլների ընդհանուր կշռի բաշխումն ըստ կամրջակների՝ դատարկ վիճակում կազմում է 50/50 %, բեռնված վիճակում՝ 30/70 %, որը բավարար է: Այս հարմարադասումները համարվում են դասական, մեծ տարածում ունեն ընդհանուր նշանակությամբ ավտոմոբիլների և դրանց հենքի վրա կառուցված հատուկ նշանակությամբ ավտոմոբիլների մոտ:

Միսենմա Զ. Հնարավորություն է տալիս ստանալ ավտոմոբիլի նվազագույն բազա և գաբարիտային երկարություն, սակայն խցիկի հատակի մեծ բարձրությունը դժվարացնում է վարորդին նստել և դուրս գալ, շարժիչը զբաղեցնում է խցի միջնամասը, ինչն անհնար է դարձնում երրորդ մարդու ներկայությունը, և չի բացառվում խցում օդի աղտոտումը շարժիչից արտածվող գազերով: Հարմարադասման այս սխեմայի դեպքում հաճախ խցիկը դարձնում են դեպի առաջ թեքվող, ինչը զգալիորեն բարդացնում է կառավարման հաղորդակների կառուցվածքը:

Միսենմա Է. Հնարավորություն է տալիս ստանալ ավտոմոբիլի բազայի և գաբարիտային երկարության միջանկյալ արժեքներ: Այս դեպքում խցի հատակը հարթ է, տեսադաշտը լավ է, նստելն ու իջնելը՝ հեշտ (ոտնատակը դասավորված է անվադողերից առաջ): Թերություններն են

դեպի առաջ թեքվող թափքերի կիրառման անհրաժեշտությունը, խցում օդի աղտոտումը շարժիչից արտածվող գազերով:

Զ և Է հարմարադասումներով ավտոմոբիլների կշռի բաշխումն ըստ կամրջակների առանց բեռի կազմում է 50/50 %, որը անթույլատրելի է վատ ճանապարհներով շարժվելիս, և բեռնված վիճակում՝ 35/65 %, որը թույլատրելի է բոլոր ճանապարհներին: Դ և Ե սխեմաների համեմատությամբ այս սխեմաներում բազան փոքր է՝ 900-1200 մմ, իսկ գաբարիտային երկարությունը՝ 700-1000 մմ, որն ապահովում է բարձր կառավարելիություն: Ավտոմոբիլի սեփական կշիռը փոքրանում է 100-150 կգ:

Այս հարմարադասումով ավտոմոբիլների թերությունը պետք է համարել ցածր պասիվ անվտանգությունը ճակատային բախումների ժամանակ:

Այս հարմարադասումն առավել տարածված է 4,5 տ-ուժ բեռնատարողությամբ հատուկ թափքերով ավտոմոբիլների մոտ՝ քարշակ, ինքնաթափ, ցիստեռն, ավտոամբարձիչ և այլն:

1.3. Ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի ագրեգատներում ստատիկ բեռնվածքների գնահատումը

Ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի և ընթացքային մասի բեռնվածքները կախված են անիվների և ճանապարհի փոխազդեցությունից, դեկավարման օրգանների վրա վարորդի ազդեցությունից, շարժիչի աշխատանքի ռեժիմից և այլ շահագործական գործոններից: Տրանսմիսիայի ագրեգատների՝ ստատիկ ամրության առավելագույն կարճաժամկետ դինամիկ ազդեցության տակ չքայքայվելու ունակությունը հաշվարկելիս անհրաժեշտ է ունենալ ագրեգատների բեռնվածքի ոլորող մոմենտի ստատիկ արժեքները:

Կառուցենք քառաստիճան մեխանիկական տրանսմիսիայով ավտոմոբիլի ագրեգատներում ոլորող մոմենտի փոփոխման էպյուրը, երբ շարժիչն աշխատում է կայուն աշխատանքի ռեժիմով՝ հաստատուն պտուտաթվերով և ծնկաձև լիսեռի վրա գործում է M_e հաստատուն ոլորող մոմենտ (նկ. 1):

Կարդանային փոխանցումով փոխանցվող մոմենտը մնում է հաստատուն, հետևաբար՝

$$M_{K1} = M_{K\pi 1}, M_{K2} = M_{K\pi 2}, M_{K3} = M_{K\pi 3}, M_{K4} = M_{K\pi 4}: \quad (3)$$

Գլխավոր փոխանցումը բնութագրվում է գլխավոր փոխանցման թվով՝ $\bar{\tau}_0$, և տանող անիվներին հաղորդվող մոմենտը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$M_a = M_l \cdot i_0 = M_e \cdot i_{K\pi} \cdot i_0: \quad (4)$$

Քանի որ փոխանցվող մոմենտի մի մասը ծախսվում է տրանսմիսիայի ագրեգատներում մեխանիկական և հիդրավլիկական դիմադրությունների հաղթահարման վրա, որը գնահատվում է տրանսմիսիայի օգտակար գործողության գործակցով՝ η_{TP} , իսկ $i_{K\pi} \cdot i_0 = i_{TP}$ (տրանսմիսիայի փոխանցման թիվ), ապա տանող անիվներին հաղորդվող մոմենտի իրական արժեքը կորոշվի՝

$$M_a = M_e \cdot i_{TP} \cdot \eta_{TP}, \quad (5)$$

(5) առնչությունից հետևում է, որ՝

$$M_{a1} > M_{a2} > \dots > M_{az}:$$

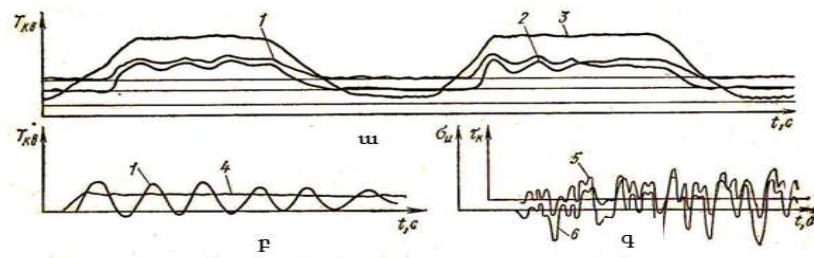
Տրանսմիսիայի ագրեգատների համար ստացված մոմենտները, որոշված (2), (3), (4), (5) արտահայտություններով, ելակետային են տվյալ ագրեգատի ստատիկ ամրության հաշվարկման ժամանակ:

1.4. Ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի և ընթացքային մասի դինամիկական բեռնվածքները

Ավտոմոբիլի մեխանիզմների և կրող տարրերի բեռնվածության բնութագիրը կարելի է ստանալ տենզոմետրական չափումներով (նկ. 2):

Տարբեր տիպի ավտոմոբիլների ծանր ճանապարհային պայմաններում տեղից պոկվելիս, կցորդման ագույցի կտրուկ միացման ժամանակ, արգելակման դեպքում փորձարկումների արդյունքները ցույց են տալիս, որ փոխանցումների տուփի տանող լիսեռի վրա փոխանցվող մոմենտը 3,0-3,5 անգամ գերազանցում է շարժիչի առավելագույն մոմենտը: Երբ կցորդման ագույցը անջատված չէ տրանսմիսիայում կարող է առաջանալ մեծ իներցիայի մոմենտ արգելակման ժամանակ: Քանի որ

վերջինիս և մեծ իներցիայի մոմենտ ունեցող տանող անիվների միջև բացակայում է կցորդման ազույցի տիպի պահպանող հանգույց, արգելակման ժամանակ առաջացած մեծ իներցիայի մոմենտները կարող են քայքայել տրանսմիսիայի դետալները:



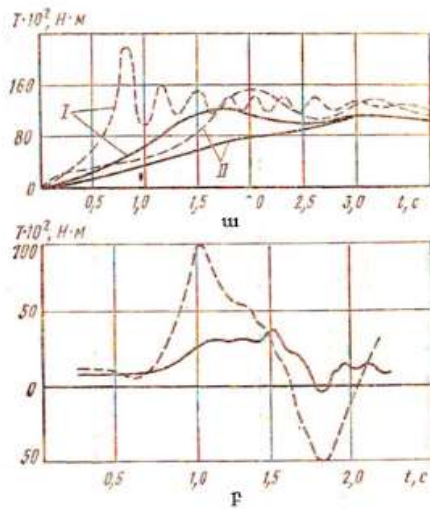
Նկ. 2. Անցումային ռեժիմներում ավտոմոբիլի մեքենամասերի բեռնվածքների օսցիլոգրամները.

ա - ճոճումով խորը անվահետքից դուրս գալու դեպքում, բ - տրանսմիսին արգելակներով արգելակման դեպքում, գ - քանդված ճանապարհով շարժման դեպքում, 1, 2 - համապատասխանաբար կարդանային լիսեռի և կիսատնիների փոխանցվող ոլորող մոմենտները, 3 - կցորդման ազույցից փոխանցվող մոմենտը, 4 - կայանման արգելակի արգելակող մոմենտը, 5, 6 - զսպանի թերթում ոլորող և ծռող լարումները:

Փորձնական հետազոտություններից հետևում է, որ $V=15$ կմ/ժամ սկզբնական արագության դեպքում աշխատանքային արգելակման ժամանակ մոմենտը կարդանային լիսեռի վրա գերազանցում է ճանապարհի հետ անիվների կցման մոմենտը 2,5 անգամ:

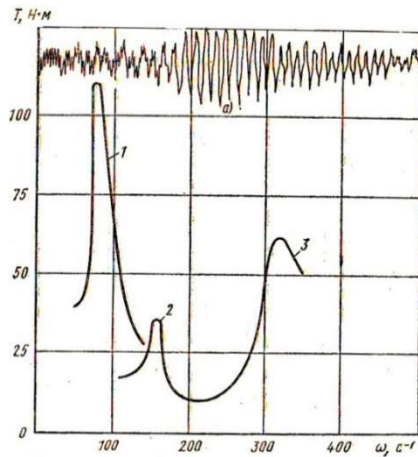
Ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի և ընթացքային մասի հանգույցների դինամիկական բեռնվածքների վրա մեծ ազդեցություն ունեն ճանապարհի անհարթությունները: Ավտոմոբիլը անհարթ ճանապարհով շարժվելիս զսպանի արմատական թերթի վրա լարումը փոփոխվում է ըստ ժամանակի, պատահական պրոցեսի բնութագրով (նկ. 2գ):

Տրանսմիսիայում հիդրոտրանսֆորմատի կամ հիդրոկցորդիչի առկայությունը վերացնում է շարժիչի, անիվների և ավտոմոբիլի համընթաց շարժվող իներցիոն մասսաների միջև կոշտ կապը և էապես նվազեցնում տրանսմիսիայում դինամիկական բեռնվածքները (նկ. 3):



Նկ. 3. Ավտոմոբիլի կիսաստնիների վրա ոլորող մոմենտի փոփոխությունը՝ ա - տեղից պոկվելիս, բ - մեկ անհարթություն հաղթահարելիս, I և II - կտրուկ և սահուն տեղից պոկվելիս, - - - - - մեխանիկական տրանսմիսիայով, _____ հիդրոտրանսֆորմատորով:

9 կմ/ժամ արագությամբ մեկ անհարթության հաղթահարման ժամանակ մեխանիկական տրանսմիսիայով ավտոմոբիլի տանող անիվների վրա ոլորող մոմենտը 2,5 անգամ ավելի մեծ է, քան հիդրոտրանսֆորմատորի դեպքում:



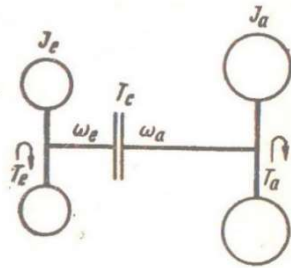
Նկ. 4. Մարդատար ավտոմոբիլի տրանսմիսիայում ոլորող մոմենտի փոփոխությունը.
ա - տատանման մեկ հանգույցով ձև, բ - ամպլիտուդահաճախային բնութագիր. 1 - ռեզոնանսային պիկ, 2 և 3 - երեք հանգույցներով տատանումների ռեզոնանսային պիկ:

Ավտոմոբիլների շահագործման փորձը ցույց է տալիս, որ տրանսմիսիայում կարող են առաջանալ ռեզոնանսային ոլորող տատանումներ, որոնք առաջանում են հիմնականում մխոցային ներքին այրման շարժիչից: Այդ տատանումները բացասաբար են ազդում տրանսմիսիայի աղմուկի և երկարակեցության վրա (նկ. 4):

1.5. Ավտոմոբիլի տրանսմիսիայում առավելագույն մոմենտների որոշումը

Ավտոմոբիլների շահագործման փորձը ցույց է տալիս, որ տրանսմիսիայի ագրեգատներում ոլորող մոմենտի իրական արժեքը կարող է էապես տարբերվել ստատիկ հաշվարկով ստացված արժեքներից: Տրանսմիսիայում դինամիկական բեռնվածքները մինչև երեք անգամ կարող են գերազանցել ստատիկ արժեքները ավտոմոբիլի տեղից կտրուկ պոկվելիս և կտրուկ (վթարային) արգելակելիս: Դրանց մեծությունը հիմնականում պայմանավորված է կցորդման ազույցի և արգելակման համակարգի կառուցվածքային առանձնահատկություններով:

Տրանսմիսիայում դինամիկական բեռնվածքների առավելագույն արժեքների որոշման համար դիտարկենք ավտոմոբիլի կտրուկ արգելակման դեպքն առանց կցորդիչի անջատման: Այս դեպքում փոքր իներցիայի մոմենտ ունեցող մասսաները կարելի է հաշվի չառնել: Հետևաբար՝ դիտարկենք իներցիայի մոմենտ ունեցող երկու մասսաների պտտման համակարգը (նկ. 5):



Նկ. 5. Առավելագույն դինամիկական բեռնվածքների որոշման հաշվարկային սխեման:

Նկար 5-ում J_1 իներցիայի մոմենտով շարժիչի պտտվող զանգվածները պտտվում են $\varphi_x(t)$ օրինաչափությամբ և դրանց աղդեցությունը կոշտ կերպով փոխանցվում է գլխավոր փոխանցմանը: Տրանսմիսիայի ագրեգատներն ունեն C_{np} կոշտություն, որը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$\frac{1}{C_{np}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3},$$

որտեղ C_1, C_2, C_3 -ը շարժիչից տանող անիվների ագրեգատների և իրար հաջորդող լիսեռների կոշտություններն են:

Տանող կամրջակի վրա բերված է J_p իներցիայի մոմենտը, զսպանները ունեն C_p կոշտություն, իսկ տանող անիվները պտտվում են $\varphi_x(t)$ օրինաչափությամբ:

Հաշվարկային սխեմայում ներկայացված մասսաների շարժման հավասարումը դուրս բերելու համար օգտվենք Լագրանժի հավասարումից.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial k}{\partial \dot{q}} \right) + \frac{\partial k}{\partial q} + \frac{\partial n}{\partial q} = 0, \quad (6)$$

որտեղ q -ն ընդհանրացված կոորդինատ է: Այս դեպքում՝

$$q = \begin{cases} \varphi_1(t), \dot{\varphi}_1(t) = w_e \\ \varphi_p(t), \dot{\varphi}_p(t) = w_k \end{cases},$$

w_e -ն շարժիչի պտտման անկյունային արագությունն է, w_k -ն՝ անիվների պտտման անկյունային արագությունը, k -ն համակարգի կինետիկ էներգիան.

$$k = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} J_p \dot{\varphi}_p^2, \quad (7)$$

n -ը համակարգի պոտենցիալ էներգիան է.

$$n = \frac{1}{2} C_{np} (\varphi_1 - \varphi_p)^2 + \frac{1}{2} C_p \varphi_p^2: \quad (8)$$

Կինետիկ և պոտենցիալ էներգիաների ածանցյալները տեղադրելով Լագրանժի հավասարման մեջ՝ կստանանք հաշվարկային սխեմայում ներկայացված մասսաների շարժման հավասարումների հետևյալ համակարգերը.

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{np} (\varphi_1 - \varphi_p) = 0 \\ J_1 \ddot{\varphi}_p + C_{np} (\varphi_1 - \varphi_p) + C_p \varphi_p = 0 \end{cases}: \quad (9)$$

Մտացված դիֆերենցիալ հավասարումների լուծումը գրենք հետևյալ տեսքով.

$$\begin{cases} \varphi_1 = A_1 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t \\ \varphi_p = A_p \sin \omega t + B_p \cos \omega t \end{cases} \quad (10)$$

Տեղադրելով (10) լուծումները՝ կունենանք սեփական հաճախականությունների հավասարումը.

$$I_1 I_p \omega^4 - \omega^2 (I_p C_{np} + I_1 C_{np} + I_1 C_p) + C_p \cdot C_{np} = 0, \quad (11)$$

որի լուծումները կլինեն՝

$$\omega_{1,2} = \frac{(I_p + I_1) C_{np} + I_1 C_p}{2 I_1 I_p} \pm \sqrt{\left[\frac{(I_p + I_p \cdot C_{np} + I_1 \cdot C_p)}{2 I_1 I_p} \right]^2 - \frac{C_{np} \cdot C_p}{I_1 I_p}} \quad (12)$$

(9) համակարգի ընդհանուր լուծումները կլինեն՝

$$\varphi_1 = A_1 \sin \omega_1 t + B_1 \cos \omega_1 t + D_1 \sin \omega_2 t + E_1 \cos \omega_2 t, \quad (13)$$

$$\varphi_p = A_p \sin \omega_1 t + B_p \cos \omega_1 t + D_p \sin \omega_2 t + E_p \cos \omega_2 t, \quad (14)$$

Տեղադրելով (13) և (14) հավասարումները φ_1 և φ_p (9) հավասարումներում և $\sin \omega_1 t, \cos \omega_1 t, \sin \omega_2 t, \cos \omega_2 t$ արտահայտությունների գործակիցները հավասարեցնելով զրոյի կստանանք՝

$$\begin{cases} A_p = \frac{C_{np} - I_1 \omega_1^2}{C_{np}} \cdot A_1 \\ B_p = \frac{C_{np} - I_1 \omega_1^2}{C_{np}} \cdot B_1 \\ D_p = \frac{C_{np} - I_1 \omega_2^2}{C_{np}} \cdot D_1 \\ E_p = \frac{C_{np} - I_1 \omega_2^2}{C_{np}} \cdot E_1 \end{cases} \quad (15)$$

Հաստատուն գործակիցների արժեքները որոշելու համար օգտվենք սկզբնական պայմաններից:

Արգելական սկզբում՝ $\varphi_1 = \omega_0, M_e = C_{np}(\varphi_1 - \varphi_p) = 0$: Ընդունում ենք, որ մինչև արգելակումը տրանսմիսիան մոմենտով ծանրաբեռնված չէ:

Այս դեպքում (9) և (13) հավասարումներից կհետևի՝

$$A_1 = - \left[\omega_1 \left(C_{np} - I_1 \omega_2^2 \right) / \omega_1 - I_1 (\omega_2 - \omega_1) \right], B_1 = 0$$

$$D_1 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \left[1 + \frac{C_{np} - I_1 \omega_2^2}{I_1 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right] E_1 = 0:$$

$A_p, B_p, D_p \sim E_p$ գործակիցները կորոշվեն (15) հավասարումներից: Հաշվարկային սխեմայում ներկայացված մասսաների շարժման հավասարումների ընդհանուր լուծումները կլինեն՝

$$\varphi_1 = A_1 \sin \omega_1 t + D_1 \sin \omega_2 t + \left(\frac{C_{np} - I_1 \omega_2^2}{C_{np}} \right) D_1 \omega_2 t,$$

$$\varphi_p = \frac{C_{np} - I_1 \omega_1^2}{C_{np}} A_1 C_{np} + \left(\frac{C_{np} - I_1 \omega_2^2}{C_{np}} \right) D_1 \omega_2 t,$$

$$M_{\text{TP}} = C_{np} (\varphi_1 - \varphi_p),$$

$$M_{\text{TP}} = \frac{\omega_0}{\omega_2^2 - \omega_1^2} [(I_1 \omega_2^2 - C_{np}) \omega_1 \sin \omega_1 t - (I_1 \omega_1^2 - C_{np}) \omega_2 \sin \omega_2 t]: \quad (16)$$

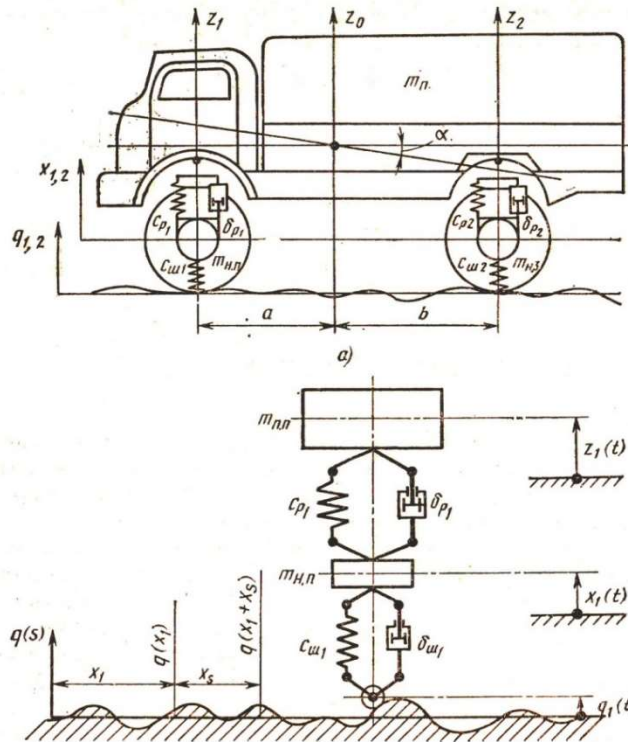
Տրանսմիսիայում մոմենտի որոշման (11) արտահայտությունից կարելի է որոշել դրա առավելագույն արժեքը՝ կախված ժամանակից, մեխանիկայում հայտնի մեթոդների կիրառմամբ:

Տրանսմիսիայում մոմենտի առավելագույն արժեքը կարող է չորս անգամ գերազանցել շարժիչի առավելագույն մոմենտը: Այդ պատճառով տրանսմիսիայում տեղակայվում է ֆրիկցիոն ագույց, որը պաշտպանում է շարժիչը մեծ իներցիոն բեռնվածքներից: Տանող անիվների տեղադրությունը չի կարող պաշտպանել տրանսմիսիան այն մեծ բեռնվածքներից, որոնք պայմանավորված են անիվների վրա բերված զանգվածների՝ անվակունդի և արգելակման մեխանիզմի մեծ իներցիայի մոմենտով, ինչն իր հերթին մեծ վտանգ է ներկայացնում ավտոմոբիլի տրանսմիսիային ամրության պահպանման տեսանկյունից:

1.6. Ավտոմոբիլի ընթացքային մասի բեռնվածքները՝ կախված ճանապարհի անհարթություններից

Ավտոմոբիլի շարժումը բնութագրվում է անվի և ճանապարհի ծածկույթի փոխազդեցության հետևանքով անընդհատ փոփոխվող ուժերով, որոնց փոփոխման բնութագրերը կախված են անհարթությունների չափերից և տեսքից, ինչպես նաև ավտոմոբիլի ընթացքային մասի իներցիոն և առաձգական հատկություններից:

Անհարթ ճանապարհով շարժվելիս առաջացող փոփոխական բեռնվածքների որոշման համար կազմենք երկառանցք ավտոմոբիլի բերված տատանողական համակարգի սխեման (նկ. 6):



Նկ. 6. Տատանողական համակարգ.

ա - երկառանցք ավտոմոբիլի, բ - երկզանգված մոդել՝ առջևի և հետևի կամրջակների միջև իներցիոն կապի բացակայության դեպքում:

Ավտոմոբիլի նախագծման փուլում ձգտում են հասնել առջևի և հետևի առանցքների տատանումների՝ մոտավորապես իրար հավասար հաճախականությունների՝ դրանով իսկ նվազեցնելով կամրջակների փոխադարձ կապի գործակիցը: Դա հնարավորություն է տալիս գործնական հաշվարկների ժամանակ երկառանցք ավտոմոբիլի կամրջակների

միջև իներցիոն կապն անտեսել և առջևի m_{nn} և հետևի m_{n3} կախոցավորված զանգվածների տատանումները դիտարկել առանձին:

Այս դեպքում բերված կախոցավորված զանգվածները կլինեն՝

$$\begin{aligned} m_{nn} &= m_n \frac{b}{a+b}, \\ m_{n3} &= m_n \frac{b}{a+b}, \end{aligned}$$

որտեղ m_n -ն ավտոմոբիլի կախոցավորված զանգվածն է, $a + b$ -ն՝ ավտոմոբիլի ծանրության կենտրոնի կոորդինատները:

Եթե ընդունենք, որ անիվները ճանապարհի ծածկույթից չեն պոկվում և կախոցի համակարգի դեֆորմացման հատկանիշը անտեսենք, հաշվի առնելով, որ այն ընթացքային մասի առավելագույն բեռնվածքների վրա ունի շատ փոքր ազդեցություն, ապա F սխեմայում բերված տատանողական համակարգի շարժման դիֆերենցիալ հավասարումը կարելի է գրել հետևյալ տեսքով.

$$\begin{cases} m_{nn}\ddot{z} + C_{p1}(z - x) = 0 \\ m_{nn}\ddot{x} + C_{p1}(z - x) - c_{w1}(x - q(t)) = 0 \end{cases} \quad (17)$$

որտեղ $q(t)$ -ն ճանապարհից գրգռման անհարթության ֆունկցիան է՝

$$\omega_0^2 = \frac{C_{p1}}{m_{nn}}, \quad \omega_k^2 = \frac{C_{w1}}{m_{nn}}, \quad \mu = \frac{m_{nn}}{m_{nn}}$$

(12) հավասարումների համակարգից կունենանք՝

$$\begin{cases} \ddot{z} + \omega_0^2 - \omega_0^2 \cdot x = 0 \\ \ddot{x} - \frac{\omega_0^2}{\mu} \cdot z + x \left(\frac{\omega_0^2}{\mu} + \omega_k^2 \right) = \omega_k^2 \cdot q(t) \end{cases} \quad (18)$$

Տատանողական համակարգի շարժման բնույթի և կախոցի համակարգում դինամիկական բեռնվածքների որոշման համար օգտվենք Լապլասի ձևափոխությունից:

Ջրոյական սկզբնական պայմանների համար (18) հավասարման ձևափոխություններից հետո կունենանք՝

$$\begin{cases} S^2 Z(S) + \omega_0^2 Z(S) - \omega_0^2 X(S) = 0 \\ Z(S)(S^2 + W^2) - X(S)\omega_0^2 = 0 \end{cases} \quad (19)$$

$$S^2 X(S) - \frac{\omega_0^2}{\mu} Z(S) + \left(\frac{\omega_0^2}{\mu} + \omega_k^2 \right) \cdot X(S) = \omega_k^2 q(S), \quad (20)$$

$$X(S) \cdot \left(S^2 + \frac{\omega_0^2}{\mu} + \omega_k^2 \right) - Z(S) \frac{\omega_0^2}{\mu} = \omega_k^2 q(S),$$

որտեղ $X(S)$, $Z(S)$, $q(S)$ -ը Լապլասի ձևափոխություններն են $X(t)$, $Z(t)$, $q(t)$ կոորդինատներով, $S = \sigma + i\omega$ -ը՝ կոմպլեքս հաճախականությունը:

Հաշվի առնելով ներկայացված արտահայտությունների գծայնությունը՝ Y մեծության փոփոխման բնութագիրը կլինի՝

$$Y_{(s)} = Z_{(s)} - X_{(s)}$$

Հետևաբար՝ (19) և (20) հավասարումներից կունենանք՝

$$Z_{(s)} = \frac{\omega_k^2}{\left(\frac{s^2 - \omega_0^2}{\omega_0^2}\right) \cdot \left(s^2 + \frac{\omega_0^2}{\mu} + \omega_k^2\right) + \frac{\omega_0^2}{\mu}} \cdot q(S),$$

$$X_{(s)} = \frac{\omega_k^2}{\left(s^2 + \frac{\omega_0^2}{\mu} + \omega_k^2\right) - \frac{\omega_0^2}{\mu} \cdot \frac{\omega_0}{(s^2 + \omega_0^2)}} \cdot q(S),$$

$$Y_{(s)} = \frac{\omega_k^2}{S_y + S^2 \left[\omega_0^2 \left(1 + \frac{1}{\mu}\right) + \omega_k^2 \right] + \omega_k^2 \cdot \omega_0^2} \cdot q(S)$$

կամ՝

$$Y_{(s)} = W_{(s)} \cdot q_{(s)},$$

որտեղ $W_{(s)}$ -ը փոխանցման ֆունկցիան է:

Փոխանցման ֆունկցիան որոշվում է որպես ելքի մեծության Լապլասի ձևափոխության և զրոյական սկզբնական պայմանների դեպքում մուտքի մեծության հարաբերություն՝

$$W_{(s)} = \frac{Y_{(s)}}{q_{(s)}} = \frac{-\omega_k^2 S^2}{s^4 + s^2 \left[\omega_0^2 \left(1 + \frac{1}{\mu}\right) + \omega_k^2 \right] + \omega_k^2 \cdot \omega_0^2}. \quad (21)$$

Դիտարկվող դեպքում որպես ելքի մեծություն ընդունվում է առաձգական էլեմենտի դինամիկ ճկվածքը: Որպես գրգռող ազդեցություն կարելի է վերցնել ցանկացած անընդհատ ֆունկցիա անալիտիկ արտահայտությամբ՝ սինուսոիդալ պրոֆիլ, ուղղանկյուն ելուն և այլն:

Վերլուծենք ուղղանկյուն ելունով անցման դեպքը: Եթե ավտոմոբիլը ուղղանկյուն ելունն անցնում է մեծ արագությամբ, ապա ընթացքային մասին հաղորդվող ուժն ազդում է կարճ ժամանակում և կրում դինամիկ՝ հարվածային բնույթ: Այսպիսի գրգռման դեպքի ուսումնասիրման առավելությունն այն է, որ այդ ֆունկցիայի Լապլասի ձևափոխությունը կամ δ ֆունկցիան հավասար է մեկի՝ $q_{(s)} = 1$: Այս դեպքի

ուսումնասիրությունը ոչ միայն պարզ է վերլուծման համար, այլ բնութագրական է ավտոմոբիլային ճանապարհներում հաճախ հանդիպող անհարթություններին:

Մեկ գրգռման $q_{(s)} = 1$ ֆունկցիայով գրգռման դեպքում (20) հավասարման համակարգերի լուծումը կունենա հետևյալ տեսքը՝

$$Y_{(s)} = \frac{-\omega_k^2 s^2}{s^4 + s^2 [\omega_0^2 (1 + \frac{1}{\mu}) + \omega_k^2] + \omega_k^2 \omega_0^2} : \quad (22)$$

Որոշենք այս արտահայտության օրիգինալը՝ օգտվելով չորոշված գործակիցների մեթոդից: Արտահայտենք (22) հավասարումը պարզ կոտորակներով՝

$$Y_{(s)} = \frac{-\omega_k^2 \cdot s^2}{s^4 + s^2 [\omega_0^2 (1 + \frac{1}{\mu}) + \omega_k^2] + \omega_k^2 \omega_0^2} = \frac{A}{s^2 + \omega_1^2} + \frac{B}{s^2 + \omega_2^2} = \frac{S(A+B) + A\omega_2^2 + B\omega_1^2}{(s^2 + \omega_1^2)(s^2 + \omega_2^2)}, \quad (23)$$

որտեղ ω_1^2, ω_2^2 -ը համակարգի սեփական անկյունային հաճախականություններն են, երբ (17) հավասարման հայտարարը 0 է և կոմպլեքս հաճախականությունում՝ $S = \sigma + i\omega$ $\sigma = 0$, A, B հաստատուն գործակիցներ են, որոնք որոշվում են (18) հավասարումից:

Հավասարեցնելով իրար (18) հավասարման նույն աստիճանացույցով S -ին առընթեր գործակիցները՝ կունենանք՝

$$A + B = -\omega_k^2 A \omega_2^2 + B \omega_1^2 = 0:$$

Համատեղ լուծելով ստացված հավասարումները՝ կունենանք՝

$$A = -\frac{\omega_1^2 \omega_k^2}{\omega_1^2 - \omega_2^2}, B = \frac{\omega_2^2 \omega_k^2}{\omega_1^2 - \omega_2^2}.$$

Հետևաբար՝

$$Y_{(s)} = \frac{-\omega_k^2}{\omega_1^2 - \omega_2^2} \left[\omega_1 \frac{\omega_1}{s^2 + \omega_1^2} - \omega_2 \frac{\omega_2}{s^2 + \omega_2^2} \right]:$$

Օրիգինալների աղյուսակներից ունենք՝

$$\frac{\omega_1}{s^2 + \omega_1^2} \rightarrow \sin \omega_1 t:$$

Հետևաբար՝

$$Y_{(s)} = \frac{-\omega_k^2}{\omega_1^2 - \omega_2^2} [\omega_1 \sin \omega_1 t - \omega_2 \sin \omega_2 t]:$$

Արդյունքում ավտոմոբիլի ընթացքային մասի վրա ազդող դինամիկական բեռնվածքը կլինի՝

$$Q_q = Y(t) \cdot C_p,$$

$$Q_q = \frac{-\omega_k^2}{\omega_1^2 - \omega_2^2} [\omega_1 \sin \omega_1 t - \omega_2 \sin \omega_2 t] \cdot C_p, \quad (24)$$

որտեղ C_p -ն համակարգի բերված կոշտությունն է:

Ներկայացված մեթոդով կարելի է որոշել ավտոմոբիլի ընթացքային մասի վրա ազդող բեռնվածքները գրգռման ֆունկցիայի տարբեր բնութագրերի դեպքում և գնահատել ընթացքային մասի բաղկացուցիչ մասերի ամրությունն ու աշխատունակությունը:

1.7. Տրանսմիսիայի ստատիկ ամրության հաշվարկման բեռնվածքային ռեժիմների ընտրությունը

Ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի ստատիկ ամրության հաշվարկման ժամանակ պետք է ընտրել այնպիսի բեռնվածքային ռեժիմներ, որոնք առավելագույնս համապատասխանում են շահագործման տրված պայմաններին: Գոյություն ունեցող բազմազան բեռնվածքային ռեժիմներից կարելի է ընտրել հետևյալ երեք հիմնական ռեժիմները.

Առաջին բեռնվածքային ռեժիմ՝ ըստ շարժիչի առավելագույն մոմենտի: Այս դեպքում տրանսմիսիային հաղորդվող M_p հաշվարկային մոմենտը կլինի՝

$$M_p = M_{emax} \cdot i_z, \quad (25)$$

որտեղ M_{emax} -ը շարժիչի առավելագույն մոմենտն է, i_z -ը մինչև հաշվարկվող ագրեգատը տրանսմիսիայի փոխանցման թիվը:

Դասական հարմարադասմամբ 4×2 անվային բանաձևով ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի համար i_z -ը որոշվում է հետևյալ կերպ.

$$i_z = \begin{cases} 1 \text{ կցորդման ագույց} \\ i_{kp}, \text{ փոխանցումների փոփոխման տուփ, կարդանային փոխանցում} \\ i_{kp} \cdot i_0, \text{ գլխավոր փոխանցում, դիֆերենցիալ, միասունի} \end{cases}$$

որտեղ i_{kp} -ն փոխանցումների տուփի փոխանցման թիվն է, i_0 -ն՝ գլխավոր փոխանցման թիվը:

Տրանսմիսիայի հաշվարկման այս ռեժիմը բնութագրական է ընդհանուր նշանակության ասֆալտապատ ճանապարհներում շահագործ-

վող ավտոմոբիլներին: Այս հաշվարկային լարումները փոքր են տրանս-
միսիայում գործող առավելագույն լարումներից, սակայն գերազանցում
են ավտոմոբիլի շահագործման ժամանակ առաջացող լարումները: Այս-
պիսի հաշվարկը կարող է լինել ստուգողական:

Այս դեպքում ամրության պաշարի գործակիցը կլինի՝

$$\Pi = \frac{\sigma_{TD}}{\sigma_g} = \sigma_T \cdot \varepsilon_T \cdot K_T / \sigma_g,$$

որտեղ σ_T , σ_T -ն ստանդարտ փորձամուշի և հաշվարկվող դետալի հո-
սունության սահմանն է, σ_g -ն՝ լարման հաշվարկված արժեքը, ε_T -ն՝
դետալի չափը հաշվի առնող գործակիցը, K_T -ն՝ լարման կոնցենտրացման
գործակիցը:

Պլաստիկ նյութերից պատրաստված դետալների ստատիկ ամրու-
թյան գնահատման հաշվարկներում լարման կոնցենտրացման գործա-
կիցն ունի շատ փոքր ազդեցություն, քանի որ լարման բաշխումն ունի
հավասարաչափ բնույթ և կարելի է այն ընդունել 1:

Երկրորդ բեռնվածքային ռեժիմ ըստ տանող անիվների և ճանա-
պարհի առավելագույն կցման պայմանի:

Բնութագրական է հաճախակի թափառք և արգելակում պահան-
ջող երթուղիներում աշխատող ավտոմոբիլներին՝ ներքաղաքային
ուղևորափոխադրումներ և բեռնափոխադրումներ իրականացնող շար-
ժակազմերին, ինչպես նաև բարձր տեսակարար հզորություն ունեցող
ավտոմոբիլներին, երբ P_k քարշիչ ուժի արժեքն ավելի մեծ է կցման ուժի
մեծությունից ցածր փոխանցումների ժամանակ: Այս ավտոմոբիլների
կիսաստնուն հաղորդվող առավելագույն կցման մոմենտը կլինի՝

$$M_p = 0,5 R_z \cdot \varphi_{max} \cdot r_g, \quad (26)$$

որտեղ R_z -ը հաշվարկվող կամրջակի տանող անվի նկատմամբ գետնի
կողմից նորմալ հակազդման մեծությունն է, φ_{max} -ը՝ պնևմատիկ և ճա-
նապարհի առավելագույն կցման գործակիցը, $\varphi_{max} = 0,8$, r_g -ն՝ պնևմա-
տիկ դինամիկական շառավիղը:

Այս բեռնվածքային ռեժիմում ամրության պաշարի գործակիցն
ընդունվում է՝ $\Pi = 2,0 - 3,0$:

Երրորդ բեռնվածքային ռեժիմ ըստ առավելագույն դինամիկական բեռնվածքների: Բնութագրական է բարձր անցանելիությամբ ավտոմոբիլներին, որոնց շարժման անցումային ռեժիմներում դիտարկվում են տրանսմիսիայում դինամիկական բեռնվածքների կտրուկ փոփոխություններ և՛ մեծությամբ, և՛ ուղղությամբ: Այս դեպքում բեռնվածքային մոմենտը կլինի՝

$$M_p = K_g \cdot M_{emax} \cdot i_z, \quad (27)$$

որտեղ K_g -ն դինամիկության գործակիցն է, որը որոշվում է տանող լիսեռի վրա առավելագույն հնարավոր մոմենտի և շարժիչի առավելագույն մոմենտի հարաբերությամբ:

Ավտոմոբիլի ֆրիկցիոն կցորդիչով տրանսմիսիայում դինամիկական բեռնվածքի վրա առավել մեծ ազդեցություն ունեն թափառքի ժամանակ տեղից պոկվելու տեմպը և տրանսմիսիոն արգելակումները: Դինամիկական բեռնվածքների նվազեցումը տրանսմիսիայում հիդրոտրանսֆորմատորների տեղակայմամբ պայմանավորված է շարժիչի և տրանսմիսիայի միջև կոշտ կապերի բացակայությամբ: Այս դեպքում դինամիկության գործակիցը կարելի է ընդունել հավասար մեկի:

Տրանսմիսիայում առաձգական կցորդիչների կիրառումը ինչ-որ չափով նվազեցնում է դինամիկական բեռնվածքները: Նոր նախագծվող ավտոմոբիլների հաշվարկման ժամանակ դինամիկական գործոնի անալիտիկ որոշումը բավական աշխատատար է: Այս դեպքում դինամիկության գործակիցը որոշվում է գոյություն ունեցող ավտոմոբիլների փորձարկման արդյունքներով: Դինամիկության գործակիցը մարդատար, բեռնատար և բարձր անցանելիությամբ ավտոմոբիլների համար կազմում է համապատասխանաբար 1,5-2,0, 2,0-2,5 և 2,5-3,0, իսկ ամրության պաշարի գործակիցը՝ $\Pi = 1,25 - 1,5$:

ԳԼՈՒԽ 2. ԿՑՈՐԴԻՉՆԵՐ

2.1. Կցորդման ագույցներին ներկայացվող պահանջները

Կցորդիչի դերն ավտոմոբիլը տեղից սահուն պոկելն է, փոխանցումները փոփոխելու համար շարժիչը տրանսմիսիայից կարճ ժամանակով անջատելը և տարբեր ճանապարհներով շարժման ժամանակ առաջացող դինամիկական բեռնվածքների ազդեցությունը տրանսմիսիայի վրա չեզոքացնելը:

Կցորդման ագույցների նախագծման ժամանակ, դրանց նշանակությամբ պայմանավորված, հիմնական պահանջներից (փոքր սեփական կշիռ, կառուցվածքի պարզություն, բարձր հուսալիություն և այլն) բացի, անհրաժեշտ է ապահովել նաև հետևյալ պահանջները.

- շահագործման բոլոր պայմաններում շարժիչից տրանսմիսիային ոլորտող մոմենտի հուսալի փոխանցում,
- կցորդման ագույցի լրիվ միացում և տեղից ավտոմոբիլի հուսալի պոկում,
- անհրաժեշտ «մաքուր» անջատում՝ շարժիչը տրանսմիսիայից լրիվ անջատում շփվող մակերևույթների միջև պահանջվող բացակով,
- կցորդման ագույցի տարվող էլեմենտների նվազագույն իներցիայի մոմենտ, որը թույլ կտա ավելի թեթև միացնել փոխանցումները և նվազեցնել սինխրոնիզատորի շփվող մակերևույթների մաշը,
- ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի պաշտպանումը դինամիկական բեռնվածքներից,
- կառավարման թեթևություն, հարմարավետություն և ավտոմատացման հնարավորություն:

Ըստ մոմենտի փոխանցման եղանակի՝ կցորդիչները լինում են ֆրիկցիոն (շփման), հիդրավլիկական և էլեկտրամագնիսական, ըստ կառավարման եղանակի՝ հարկադրական կառավարումով, երբ այն գործի է դրվում վարորդի կողմից, ուժեղարարով կամ առանց ուժեղարարի և ավտոմատ կառավարումով: Ավտոմատ կառավարման դեպքում վերանում է կցորդիչի ոտնակը և հեշտանում ագույցի ղեկավարումը: Ըստ սեղմող սկավառակի վրա ճնշման եղանակի՝ ֆրիկցիոն ագույցները

լինում են զսպանակավոր՝ զլանաձև, կոնական կամ դիաֆրագմային, կիսակենտրոնախույս, երբ ճնշում է ստեղծվում զսպանակներով և կենտրոնախույս ուժով:

Ըստ շփվող մակերևույթի տեսակի՝ կցորդիչները լինում են սկավառակային, կոնաձև և թմբուկավոր: Կոնաձև և թմբուկավոր ագույցներն ունեն մեծ իներցիայի մոմենտ, որի պատճառով էլ կիրառվում են որպես լրացուցիչ ֆրիկցիոն սարքեր:

Սկավառակավոր կցորդիչները, ըստ տարվող սկավառակների քանակի, լինում են մեկ, երկու և բազմասկավառակավոր: Վերջիններս ունեն փոքր տրամագծով սկավառակներ, ոչ առաձգական տանող սկավառակ, իսկ անջատված ագույցի սկավառակների միջև՝ համեմատաբար փոքր բացակներ: Բազմասկավառակ ագույցների «մաքուր» անջատումը բավական աշխատատար է, դրանք ունեն մեծ գաբարիտային երկարություն, միացման մեծ քայլ և տարվող դետալների մեծ իներցիայի մոմենտ, որի պատճառով կիրառվում են հիմնականում ավտոմատ տրանսմիսիաներում:

Ժամանակակից ավտոմոբիլներում սովորաբար կիրառվում են մեկ կամ երկու սկավառակներով կցորդիչներ՝ զլանաձև զսպանակների եզրագծային դասավորությամբ, կենտրոնում տեղակայված կոնաձև կամ դիաֆրագմային զսպանակով, հարկադրական կառավարումով: Այսպիսի կառուցվածքով կցորդիչները հնարավորություն են տալիս իրականացնել ագույցներին ներկայացվող հիմնական պահանջները:

2.2. Կցորդիչի կառուցվածքային սխեմաները

Միասկավառակավոր կցորդիչները կառուցվածքով պարզ են, քիչ մետաղատար, հեշտ սպասարկվող, հուսալի են, մաշակայուն, ապահովում են բավականին «մաքուր» անջատում և շփվող մեքենամասերի ինտենսիվ հովացում:

Եթե փոխանցվող մոմենտը մեծ է, ապա ագույցի շփման մոմենտը հնարավոր է մեծացնել տարվող սկավառակի ֆրիկցիոն վերդիրի տրամագծի մեծացմամբ կամ սկավառակների քանակի ավելացմամբ: Ֆրիկցիոն վերդիրի արտաքին տրամագծի մեծացումը սահմանափակվում է

թափանժի կառուցվածքային չափերով և ագույցի անջատման ուժով: Տարվող սկավառակի տրամագծի մեծացումը կավելացնի դրա գծային արագությունը, որը կենտրոնախույս ուժերի մեծացման պատճառով կարող է առաջացնել քայքայում:

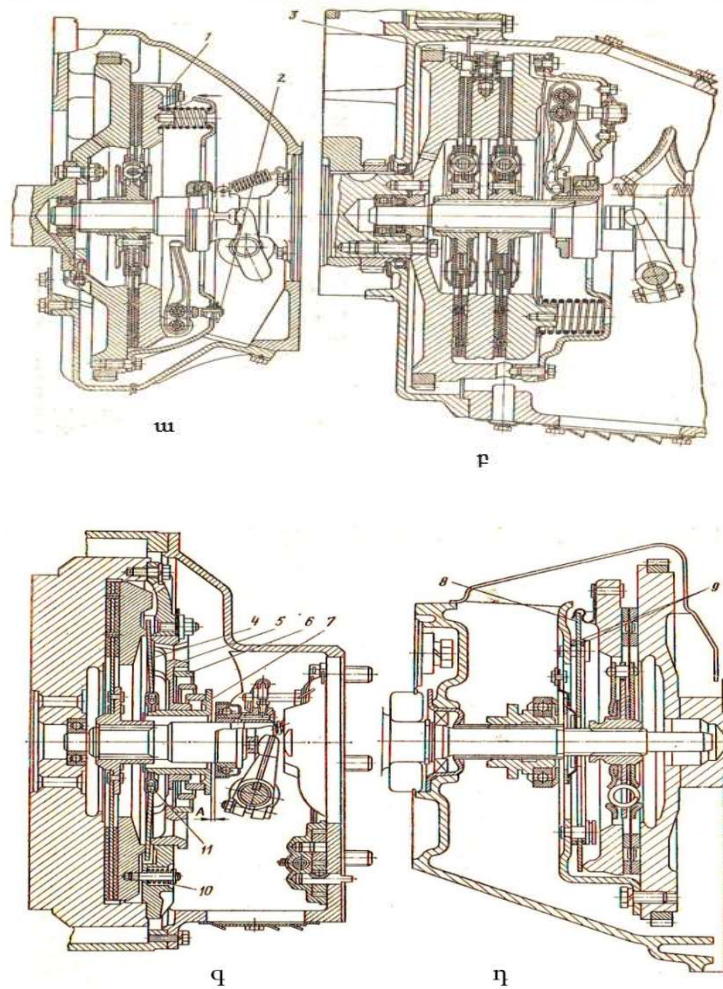
Նկար 7-ում պատկերված են ավտոմոբիլաշինությունում առավել մեծ կիրառություն ունեցող սկավառակավոր ագույցների օրինակներ: Արագընթաց շարժիչների վրա տեղակայված զսպանակների եզրագծով դասավորված ագույցների մոտ (նկ. 7ա, բ) հնարավոր է կենտրոնախույս ուժի տակ զսպանակների կողային ուռչում, որը կնվազեցնի սեղմող ուժը, կառաջացնի կցորդիչի շփվող մակերեսների տեղապտույտ, գերտաքացում և ինտենսիվ մաշ: Բացի դրանից՝ այդ ագույցներում հնարավոր չէ կարգավորել սեղմող ուժը, որը նվազում է ֆրիկցիոն վերդիի մաշին գուգահեռ: Այս հանգամանքը պետք է հաշվի առնել ագույցի պահեստի գործակցի ընտրության ժամանակ (աղ. 4):

Աղյուսակ 4

Մոմենտի պաշարի գործակցի β արժեքները

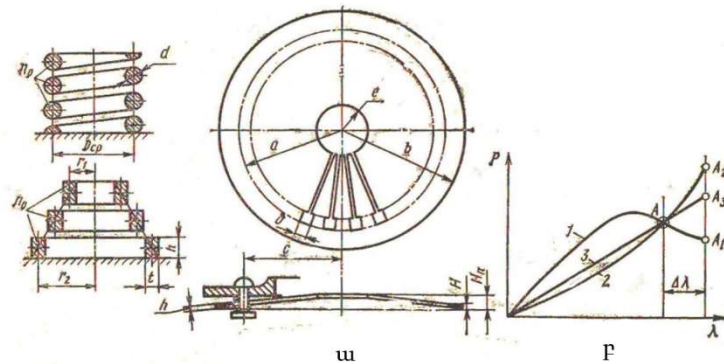
Հ/հ	Ավտոմոբիլի տիպը և շահագործման պայմանները	β
1	Մարդատար ավտոմոբիլ՝ լավ ճանապարհային պայմաններում շահագործվող	1,30-1,75
2	Բեռնատար ավտոմոբիլ՝ վատ ճանապարհային պայմաններում շահագործվող	1,60-2,0
3	Բեռնատար ավտոմոբիլներ և քաղաքային ավտոբուսներ	2,0-2,80
4	Բարձր անցանելիությամբ ավտոմոբիլներ և քարշակներ	2,5-3,5

Կոնական զսպանակի կենտրոնացված դասավորությամբ կցորդիչներում (նկ. 7գ) մոմենտի փոխանցումն իրականացվում է անջատման լծակներով, որոնք ապահովում են սեղմող սկավառակի վրա ուժի հավասարաչափ բաշխում:



Նկ. 7. Սկավառակավոր կցորդիչների տիպային կառուցվածքներ.
ա, բ - գլանաձև զսպանակների եզրագծով դասավորությամբ, գ - կենտրոնում
դասավորությամբ կոնաձև զսպանակով, դ - դիաֆրագմային զսպանակով:
1 - առաձգական թիթեղ, 2 - կարգավորող մանեկ, 3 - միջանկյալ սկավառակ,
4 - անջատման լծակ, 5 - հենարանային կցաշուրթ, 6 - կոնաձև զսպանակ,
7 - շարժական վռան, 8 - դիաֆրագմային զսպանակ, 9 - հենարանային լարային օղեր,
10 - զսպանակներ, 11 - գնդիկներ:

Դիաֆրագմային զսպանակներով կցորդիչները (նկ. 7դ) ունեն ա, բ և գ ազույցների նկատմամբ մի շարք առավելություններ, այդ թվում՝ դիաֆրագմային զսպանակների կիրառությունը հնարավորություն է տալիս կրճատել ազույցի գաբարիտային չափերը և զանգվածը ի հաշիվ սեղմող զսպանակի և վերադարձնող լծակի ֆունկցիաների համատեղման: Դիաֆրագմային զսպանակի բնութագիրն ունի բացասական կոշտության տեղամասեր, երբ ձկվածքն աճում է բեռնվածքի փոքրացման դեպքում, որը բարենպաստ է կցորդիչի աշխատանքի համար: Նկար 8-ում պատկերված են զսպանակների կառուցվածքը և բնութագրերը, որոնցում A կետը համապատասխանում է կցորդիչի միացմանը, իսկ A_1 , A_2 , A_3 ՝ անջատմանը: Ներկայացված բնութագրերի համեմատությունից հետևում է, որ դիաֆրագմային զսպանակների կիրառման դեպքում նվազում է կցորդիչն անջատված վիճակում պահելու համար անհրաժեշտ ոտնակի վրա ազդող ուժը, միևնույն ժամանակ շփվող մակերեսների մաշը չի նվազեցնում կցորդիչի սեղմման ուժը:



Նկ. 8. Կցորդիչի աշխատանքային զսպանակների կառուցվածքը և բնութագրերը.

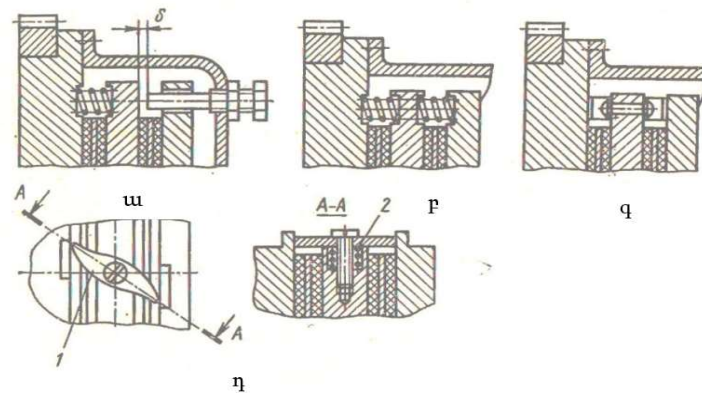
ա - կառուցվածքը, բ - առաձգական բնութագրերը,
1, 2, 3 - համապատասխանաբար՝ դիաֆրագմային, կոնական և գլանաձև:

Դիաֆրագմային զսպանակներով կցորդիչները հիմնականում կիրառվում են մարդատար և փոքր բեռնատարողությամբ ավտոմոբիլների մոտ: Դիաֆրագմային կցորդիչների թերությունը առաջադրված բնութագրով, փոքր գաբարիտային չափերով ազույցների՝ մեծ առաձգական

ուժով զսպանակների պատրաստման բարձր աշխատատարությունն է: Շփման ուժը մեծացնելու նպատակով սկավառակների քանակի մեծացումը կցորդիչի կառուցվածքի սկզբունքային փոփոխություններ չի առաջացնում: Սակայն երկսկավառակ կցորդիչները կառուցվածքով ավելի բարդ են, ունեն ավելի մեծ զանգված, և «մաքուր» անջատման համար անհրաժեշտ է միջանկյալ սեղմող սկավառակը հարկադրաբար տեղափոխել:

Երկսկավառակ կցորդիչները պահանջում են տարվող սկավառակների և թափանցի շփումը հաղթահարելու մեծ ուժ: Դրանք ունեն մեծ երկարության և տարվող դետալների բարձր իներցիայի մոմենտ, ինչպես նաև անջատման մեծ քայլ:

Երկսկավառակ կցորդիչի միջին տանող սկավառակի շփվող մակերևույթների միջև անհրաժեշտ բացակի ապահովման տարբերակները պատկերված են նկար 9-ում:



Նկ. 9. Երկսկավառակ կցորդիչների «մաքուր» անջատման ապահովող մեխանիզմների կառուցվածքի տարբերակները.
1 - երկբազուկ լծակ, 2 - զսպանակ:

Անջատման ժամանակ միջին սկավառակը զսպանակի միջոցով տեղափոխվում է աջ բացակի δ չափի սահմաններում՝ մինչև հեղյուսին հավելը, որը հավաքված է կցորդիչի իրանի մեջ (նկ. 9ա), կամ մինչև զսպանակների միջև հավասարակշռության վիճակը (նկ. 9բ): Մյուս

տարբերակում (նկ. 9գ) օգտագործվում է երկբազուկ լծակի գործողությունը՝ բեռնված ոլորված զսպանակով: Երկլծակ բռնակը մի ծայրով հենվում է թափանվին, իսկ մյուսով՝ առաջին սեղմող սկավառակին: Կցորդիչի անջատման դեպքում զսպանակով երկբազուկ բռնակը հնարավորություն կտա տեղակայել միջին սկավառակը շփման մեխանիզմի մակերևույթի և առաջին սեղմող սկավառակի միջև հավասար հեռավորությունների վրա:

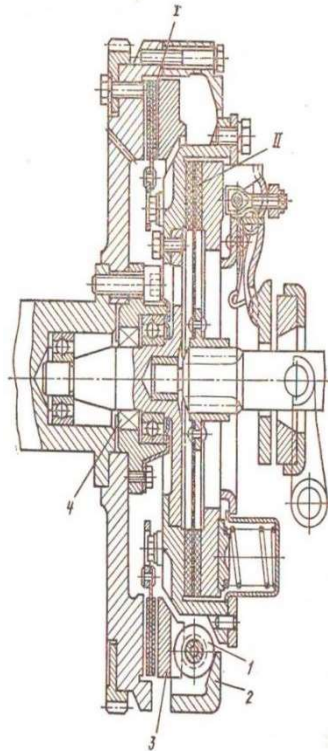
Մի շարք ավտոմոբիլների մոտ կիրառվում են ավտոմատ կցորդիչներ, որոնք պետք է ապահովեն հետևյալ ֆունկցիաները.

- պարապ ընթացքի ռեժիմում շարժիչն անջատել տրանսմիսիայից, քանի որ արգելակման ժամանակ շարժիչը պետք է աշխատի մինչև ավտոմոբիլի լրիվ կանգնելը,
- փոխանցումների փոփոխման դեպքում շարժիչի արագ անջատում տրանսմիսիայից,
- կցորդիչի միացում ավտոմոբիլը տեղից պոկելիս և տարբեր ինտենսիվությամբ փոխանցումները փոփոխելիս՝ կախված դրոսելային փականի կառավարման ոտնակի դիրքից,
- շարժիչն ավտոմոբիլի քարշակումով գործակցում,
- շարժիչով արգելակում ավտոմոբիլի շարժման կամ կանգնած վիճակում:

Թվարկված ֆունկցիաների իրականացման նպատակով ժամանակակից կցորդիչները համալրվում են երկու կցորդիչներով՝ առաջինն ավտոմոբիլը տեղից պոկելու, երկրորդը փոխանցումների փոփոխման համար: Այդ կցորդիչները (նկ. 10) սահմանափակում են փոխանցվող մոմենտը, որում երկու միասկավառակավոր կցորդիչները տեղակայված են հաջորդաբար:

Կենտրոնախույս կցորդիչն ավտոմատ միանում է շարժիչի պարապ ընթացքից պտուտաթվերի բարձրացման՝ ավտոմոբիլի տեղից շարժվելու դեպքում, կենտրոնախույս ուժի ազդեցությամբ թափանվի իրանի և սեղմող սկավառակի միջև առկա կոնաձև մակերևույթով

պատյանի միջոցով հոլովակների տեղափոխմամբ: Շարժիչով արգելակումն ապահովելու համար կցորդիչում տեղակայված է հատուկ ազատ ընթացքի հոլովակային մեխանիզմ:



Նկ. 10. Կենտրոնախույս կցորդիչ:

I - տեղից պոկվելու, II - փոխանցումների փոփոխման՝
1 - հոլովակ, 2 - պատյան, 3 - սեղմող սկավառակ, 4 - ազատ ընթացքի ազույց:

Արագընթաց շարժիչներում պետք է հաշվի առնել կենտրոնախույս ուժերի ազդեցությունը պտտվող մեքենամասերի վրա: Այս դեպքում անհրաժեշտ է իրականացնել դինամիկական հավասարակշռում: Հավաքված կցորդիչի թույլատրելի դիսբալանսը կարող է լինել 0,2-0,8 Ն·սմ, իսկ տանող սկավառակի թույլատրելի դիսբալանսը՝ 0,10-0,25 Ն·սմ:

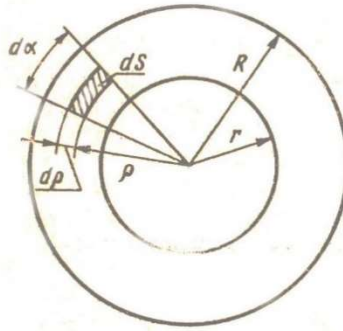
2.3. Կցորդիչի հիմնական կառուցվածքային չափերի որոշումը

Կցորդիչի գաբարիտային չափերն ընտրվում են ըստ շարժիչի M_{emax} առավելագույն մոմենտի փոխանցման պայմանի: Ֆրիկցիոն տիպի կցորդիչի հիմնական կառուցվածքային չափերն են տարվող սկավառակի վերդիրի ներքին և արտաքին տրամագծերը՝ r և R (նկ. 11): Որպես հաշվարկային մոմենտ ընդունվում է՝

$$M_p = \beta \cdot M_{emax}, \quad (28)$$

որտեղ β -ն կցորդիչի պահեստի գործակիցն է՝ կցորդիչի շփման մոմենտի և շարժիչի առավելագույն մոմենտի հարաբերությունը:

Կցորդիչը շարժիչից ստացած մոմենտը փոխանցում է փոխանցումների տուփին ֆրիկցիոն վերդիրով, տարվող սկավառակի միջոցով:



Նկ. 11. Կցորդիչի տարվող սկավառակի վերդիրի տրամագծերի որոշման սխեման:

r և R տրամագծեր ունեցող վերդիրի վրա գործող էլեմենտար dF շփման ուժը կլինի՝

$$dF = \mu \rho_0 ds,$$

որտեղ μ -ն վերդիրի և թափանցի նյութի (չուգուն) շփման գործակիցն է, P_0 -ն՝ կցորդիչի շփվող մակերևույթների միջև ճնշումը.

$$P_0 = \frac{\sum P}{\pi(R^2 - r^2)},$$

որտեղ $\sum P$ -ն տարվող սկավառակի վրա գործող ճնշումն է, ds -ը՝ վերդիրի էլեմենտար մակերեսը, $ds = \rho d\rho \cdot d\alpha$:

Վերդիի ds մակերեսի վրա գործող էլեմենտար պտտող մոմենտը կլինի՝

$$dM_{\text{eu}} = dF\rho = \mu P_0 \rho^2 d\rho \cdot d\alpha:$$

Իսկ ամբողջ վերդիի վրա գործող պտտող մոմենտը կլինի՝

$$dM_{\text{eu}} = \int_r^R \int_0^{2\pi} \mu P_0 \rho^2 d\rho d\alpha = \mu P_0 \int_r^R \int_0^{2\pi} \rho^2 d\rho d\alpha = 2\pi\mu P_0 \frac{R^3 - r^3}{3},$$

կամ՝

$$M_{\text{eu}} = \mu i \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}, \quad (29)$$

որտեղ i -ն շփվող զույգերի քանակն է:

R և r կառուցվածքային չափեր ունեցող վերդիի ազույցի աշխատունակությունը կլինի բավարար, եթե հաշվարկային մոմենտը հավասար լինի (2) հավասարումով որոշված մոմենտին՝

$$P_0 \mu i \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} = \beta M_{\text{emax}}: \quad (30)$$

Ընդունված է, որ $r = (0,55 - 0,65)R$, ընտրելով $r = 0,6R$, կունենանք՝

$$D = 2R = 2,5 \sqrt[3]{\beta \cdot \frac{M_{\text{emax}}}{\pi P_0 \mu i}}: \quad (31)$$

Ավտոմոբիլների կցորդման ազույցների համար ընդունվում է $P_0 = 0,15 - 0,25$ ՄՊա, ընդ որում՝ փոքր սահմանը համապատասխանում է մեծ բեռնատարողությամբ և ծանր ճանապարհային պայմաններում աշխատող ավտոմոբիլներին: Կցորդիչի վերդիի արտաքին տրամագիծը կարող է լինել 180-420 մմ, իսկ շփման գործակիցը՝ $\mu = 0,3$, կախված շփվող մակերևույթների արտաքին տեսքից, վիճակից և մշակումից, ճնշումից, սահքի արագությունից և ջերմաստիճանից:

Պահեստի β գործակիցն ընդունվում է 1,8, որի ավելացումը մեծացնում է կցորդիչի շփման մոմենտը և նվազեցնում տեղապտույտի աշխատանքը, սակայն β -ի մեծացման հետևանքով մեծանում են տրանսմիսիայում դինամիկական բեռնվածքների և կցորդիչի կառավարման ուժերը:

Ֆրիկցիոն սկավառակներով կցորդիչների սեղմման ուժը՝ ΣP , որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$\sum P = \mu \cdot M_{emax} / Rcr\mu i, \quad (32)$$

որտեղ՝ $Rcr = \frac{1}{2}(R + r)$,

իսկ զսպանակների եզրագծային դասավորությամբ ֆրիկցիոն սկավառակների համար՝

$$\sum P = \frac{P_n}{n_n}, \quad (33)$$

որտեղ P_n -ն մեկ զսպանակի աշխատանքային ուժն է, n_n -ը՝ զսպանակների թիվը:

Զսպանակի կենտրոնացված դասավորության և սեղմող լծակի առկայության դեպքում՝

$$\sum P = P_n \cdot i_n, \quad (34)$$

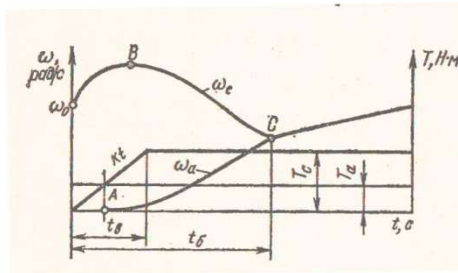
որտեղ i_n -ը սեղմող լծակի փոխանցման թիվն է:

2.4. Ֆրիկցիոն կցորդիչի տեղապատույտի և ջերմային բեռնվածքի գնահատումը

Կցորդիչի աշխատանքի սկզբունքը հետևյալն է. երբ անհրաժեշտ է շարժիչի պտտող մոմենտը հաղորդել տրանսմիսիային, ապա վարորդն ինչ-որ չափով մեծացնում է շարժիչի պտուտաթվերը և ոտնակի հաղորդակի միջոցով կցորդիչի դադարի վիճակում գտնվող տարվող սկավառակն աստիճանաբար միացնում է թափանցիկ, և այն համեմատաբար կարճ ժամանակում պտտվում է դրա հետ մեկտեղ՝ որպես մեկ ամբողջություն: Արդյունքում դադարի վիճակում գտնվող տարվող սկավառակը և պարապ ընթացքի պտուտաթվերից ավելի մեծ պտուտաթվերով թափանցիկ ինչ-որ կարճ ժամանակում միանում են իրար և պտտվում որպես մեկ ամբողջություն: Դա նշանակում է՝ այդ երկու սկավառակների միացումը ուղեկցվում է տեղապատույտով:

Այսինքն՝ կցորդիչը ջերմափոխանակման սարք է, որը միացումների և անջատումների ժամանակ մեխանիկական էներգիան վերածում է ջերմայինի, ինչն ազդում է շփվող մեքենամասերի երկարակեցության վրա, փոքրացնում շփման գործակիցը և մեծացնում մաշը:

Նկար 12-ում պատկերված է կցորդիչի աշխատանքի գործընթացի բնութագիրն ավտոմոբիլը տեղից պոկելու ժամանակ:



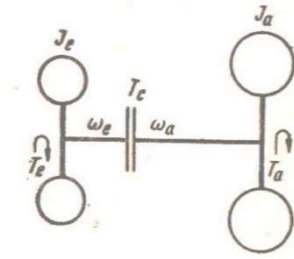
Նկ. 12. Կցորդիչի աշխատանքի բնութագիրը:

A կետն ավտոմոբիլի տեղից պոկվելու սկիզբն է, երբ կցորդիչի MT_c մոմենտը հավասարվում է շարժմանը դիմադրող ուժերի բերված մոմենտին՝ $M_q T_a$: Վերջինս որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$M_q T_a = (G_q + G_{ly.}) \cdot r_k \psi / i_{un.} \cdot \eta_{un.}, \quad (35)$$

որտեղ G_q և $G_{ly.}$ -ն ավտոմոբիլի և կցորդի կշիռներն են, r_k -ն՝ տանող անվի գլորման շառավիղը, ψ -ն՝ շարժմանը դիմադրող ուժերի բերված գործակից, ընդունվում է՝ $\psi = 0,1$, $i_{un.}$ -ն՝ տրանսմիսիայի փոխանցման թիվը, $\eta_{un.}$ -ն՝ տրանսմիսիային օ.գ.գ-ն:

Կախված ճանապարհային պայմաններից՝ կցորդիչի միացման ժամանակ շարժիչի պտուտաթվերը ω_0 սկզբում աճում են մինչև B կետը, այնուհետև մինչև կցորդիչի լրիվ միացումն աստիճանաբար նվազում մինչև C կետը, որտեղ ավարտվում է կցորդիչի տեղապտույտը: Ավտոմոբիլի շարժման այն ժամանակը, որի ընթացքում շարժիչի պտտման անկյունային արագությունը հավասարվում է կցորդիչի տանող լիսեռի պտուտաթվերին՝ ω_a , անվանում ենք տեղապտույտի ժամանակ՝ t_δ : Կցորդիչի մոմենտը M_e միացման t_δ ժամանակում ուղիղ համեմատական բնութագրով աճում է՝ $M_e = k$: k գործակիցը բնութագրում է կցորդիչի միացման արագությունը: Տեղապտույտի աշխատանքը բնութագրող պարամետրի որոշման համար դիտարկենք ավտոմոբիլի շարժիչ - տանող անիվներ համակարգի սխեման (նկ. 13):



Նկ. 13. Տեղապտույտի ժամանակի որոշման սխեման:

Տեղապտույտի աշխատանքը որոշելու համար գրենք նկար 13-ում ներկայացված պտտվող զանգվածների շարժման հավասարումների համակարգը՝ օգտվելով Դալամբերի բանաձևից.

$$\begin{cases} I_e \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_c \\ I_a \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_a \end{cases}, \quad (36)$$

որտեղ I_e -ն շարժիչի և կցորդիչի պտտվող զանգվածների իներցիայի մոմենտն է, I_a -ն՝ ավտոմոբիլի համընթաց շարժում կատարող զանգվածների բերված իներցիայի մոմենտը տանող անիվների պտտման առանցքի վրա:

$$I_a = m_a \cdot \frac{r_k^2}{i_{np}^2},$$

որտեղ $m_a = \frac{G_a}{g}$ -ն ավտոմոբիլի զանգվածն է:

Տեղապտույտի աշխատանքը կորոշվի հետևյալ արտահայտությամբ.

$$L = \int_0^\alpha M_e d\alpha,$$

որտեղ $d\alpha$ -ն կցորդիչի տեղապտույտի էլեմենտար անկյունն է:

$d\alpha$ -ն արտահայտենք տեղապտույտի հաճախականությամբ՝ ω_δ .

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega_\delta,$$

որտեղից՝ $d\alpha = (\omega_e - \omega_a)dt$:

Քանի որ նկար 12-ից հետևում է, որ $\omega_\delta = (\omega_e - \omega_a)$, ապա՝

$$L = \int_0^{t_\delta} T_e (\omega_e - \omega_a) dt : \quad (37)$$

Ստացված (36) և (37) հավասարումների լուծումը ω_e -ի և ω_a -ի նկատմամբ բավական բարդ է և աշխատատար, քանի որ M_e, M_c, M_a մոմենտները փոփոխական մեծություններ են և որպես կանոն՝ ոչ գծային: Այսպես, շարժիչի պտտող մոմենտը՝ M_e , կախված է պտտման հաճախականությունից, իսկ կցորդիչի շփման մոմենտը՝ շփման գործակցից, շփվող մակերեսների ջերմաստիճանից և կցորդիչի դեկավարման եղանակից: Ճանապարհային դիմադրության բերված ուժը նույնպես փոփոխվում է՝ կախված ճանապարհային պայմաններից: Սակայն կցորդիչի կառուցվածքի համեմատական գնահատման համար կարելի է ընդունել, որ դրանք հաստատուն մեծություններ են՝

$$M_e = \text{const}, M_c = \text{const}, M_a = \text{const}:$$

Ընդունված որոշումներից հետո (36)-րդ հավասարումներից կարելի է առանձնացնել փոփոխականները և ինտեգրմամբ ստանալ համակարգի տարրերի ω_e և ω_a անկյունային արագությունների որոշման արտահայտությունները:

Համակարգի տանող տարրերի համար՝

$$\begin{cases} \int_0^t (M_e - M_c) dt = \int_{\omega_0}^{\omega_e} I_e d\omega \\ (M_e - M_c)t = I_e(\omega_e - \omega_0) , \\ \omega_c = \omega_0 + \frac{M_e - M_c}{I_e} t \end{cases} \quad (38)$$

տարվող տարրերի համար՝

$$\begin{cases} \int_0^t (M_e - M_c) dt = \int_0^{\omega_a} I_a d\omega \\ (M_c - M_a)t = I_a(\omega_a) : \\ \omega_a = \frac{M_e - M_c}{I_a} t \end{cases} \quad (39)$$

Կցորդիչի աշխատանքային բնութագրից նկար 13-ից հետևում է, որ երբ $t = t_\delta$, տեղապտույտն ավարտվում է և $\omega_e = \omega_a$: Հետևաբար, հավասարեցնելով (38) և (39) հավասարումների լուծումները՝ կստանանք տեղապտույտի ժամանակը՝

$$t_\delta = \frac{I_a I_e \omega_0}{I_e(M_c - M_a) - (M_e - M_c)I_a} :$$

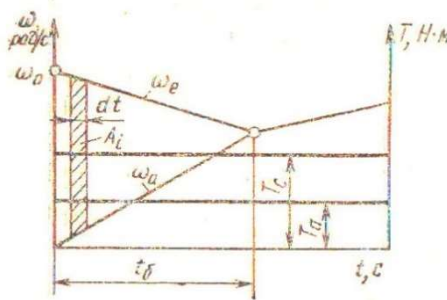
Ըստ ընդունված թույլատրելիության՝ պտտման ω_e և ω_a անկյունային արագությունները ուղիղ համեմատական են տեղապտույտի ժամանակին (նկ. 14), հետևաբար (37) հավասարման ինտեգրալի արժեքը կորոշվի որպես ω_e, ω_0 և ω_a կողմերով կազմված եռանկյան մակերես՝

$$L = 0,5 M_c \omega_0 t_\delta : \quad (40)$$

Քանի որ $\omega_0 = \pi n_0 / 30$, (40) հավասարումից կունենանք՝

$$L = \frac{\pi n_0^2}{180} \cdot \frac{I_a}{\left[\left(1 - \frac{M_a}{M_c} \right) - \left(\frac{M_e - 1}{M_c} \right) \frac{I_a}{I_c} \right]} : \quad (41)$$

Ստացված (41) հավասարումից հետևում է, որ տեղապտույտի աշխատանքը կտրուկ աճում է, եթե ավտոմոբիլը տեղից պոկվում է մեծ պտուտաթվերով՝ n_0 , և բարձր փոխանցումներով, քանի որ ավտոմոբիլի իներցիայի մոմենտը հակադարձ համեմատական է տրանսմիսիայի փոխանցման թվի քառակուսուն և ուղիղ համեմատական ավտոմոբիլի և կցորդի կշռին: (41) բանաձևով որոշված աշխատանքը կցորդիչի տեղապտույտի նվազագույն հնարավոր աշխատանքն է և կախված չէ միացման ու անջատման սահունությունից և կիրառելի է տարբեր ավտոմոբիլների կցորդիչների համեմատության համար:



Նկ. 14. Կցորդիչի տանող և տարվող տարրերի պտտման անկյունային արագությունների փոփոխման բնութագիրը M_c, M_e և M_a մոմենտների հաստատուն արժեքների դեպքում:

Կցորդիչի մաշակայունությունը գնահատվում է տեղապտույտի q տեսակարար աշխատանքով.

$$q = \frac{L}{F_2} , \quad (42)$$

որտեղ F_2 -ը կցորդիչի տարվող սկավառակների շփման մակերեսն է:

Տեղապտույտի տեսակարար աշխատանքը որոշվում է ավտոմոբիլի առաջին փոխանցումով տեղից պոկվելիս, երբ $\psi = 0,1$: Մեկ սկավառակով կցորդիչների համար՝ $q = 200 - 250 \frac{\text{Ջ}}{\text{սմ}^2}$:

Կցորդիչի ջերմային ռեժիմի գնահատման համար որոշվում է տարվող սկավառակների ջերմաստիճանը, քանի որ թափանիվն ունի անհամեմատ մեծ զանգված, և դրա տաքացումը կցորդիչի միացման ժամանակ ավելի փոքր է: Հաշվարկի ժամանակ ընդունվում է, որ ջերմությունը շրջակա միջավայրին չի հաղորդվում: Այս դեպքում կցորդիչի ջերմային բալանսը կունենա հետևյալ տեսքը.

$$\gamma \cdot L = mgc\tau, \quad (43)$$

որտեղ mg -ն կցորդիչի տաքացվող զանգվածն է, q , γ -ն՝ հաշվարկվող մեքենամասին հաղորդվող ջերմությունը, միասկավառակ կցորդիչների տարվող սկավառակի համար՝ $\gamma = 0,5$, τ -ն՝ բարձրացած ջերմաստիճանի արժեքը, $^{\circ}\text{C}$, c -ն՝ տարվող սկավառակի վերդիրի ջերմունակությունը, $\frac{\text{Ջ}}{\text{գր}^{\circ}\text{C}}$:

Հետևաբար՝

$$\tau = \frac{\gamma \cdot L}{mgc} : \quad (44)$$

Ավտոմոբիլի կցորդիչի մեկ միացման ժամանակ վերդիրի ջերմության բարձրացումը պետք է կազմի 10°C -ից ոչ ավելի, իսկ ավտոգնացքի համար՝ 20°C -ից ոչ ավելի: Տարվող սկավառակի տաքացումը կարելի է նվազեցնել դրա զանգվածի մեծացմամբ և կցորդիչի իրանի ներսում օդի անհրաժեշտ շրջանառության դեպքում: Հաշվարկված ջերմության քանակությունը պայմանական է և այն կարելի է օգտագործել տարբեր կառուցվածքով կցորդիչների համեմատության դեպքում: Իրականում տարվող սկավառակի տաքացումը բարդ գործընթաց է, տեսականորեն դժվար որոշվող: Շահագործման քաղաքային պայմաններում 100 կմ վազքի դեպքում բեռնատար ավտոմոբիլի կցորդիչը միանում է $300-600$, իսկ կցորդով աշխատող ավտոմոբիլի դեպքում՝ $400-700$ անգամ, այդ պատճառով կցորդիչի տարվող սկավառակի վերդիրի ջերմային

բեռնվածքն իրականում ավելի մեծ է: Ձևավորված վերդիրով սկավառակով կցորդիչի թույլատրելի ջերմային բեռնվածքը երկար ազդեցության դեպքում կարող է լինել մինչև 200 °C, իսկ կտրուկ ազդեցության դեպքում՝ 1 րոպեից ոչ ավելի, 350 °C-ից ոչ ավելի:

2.5. Կցորդիչի տարրերի կառուցվածքային սխեմաները և հաշվարկը

Կցորդիչի հիմնական տարրերն են աշխատանքային զսպանակները, տանող-տարվող սկավառակները, միացման լծակները և պատյանը:

Կցորդիչներում կիրառվում են գլանաձև, կոնական և ափսեաձև **զսպանակներ**՝ պատրաստված 65Г մակնիշի պողպատից (նկ. 11):

Զսպանակների ծայրամասային դասավորության դեպքում դրանց թիվը պետք է բաժանվի լծակների թվի վրա և հավասար լինի 6-24: Զսպանակների թվի որոշման ժամանակ պետք է հաշվի առնել, որ մեկ զսպանակին բաժին ընկնող բեռնվածքը փոքր և միջին բեռնատարողության ավտոմոբիլների մոտ չպետք է գերազանցի 600-700 Ն: Զսպանակի միջին տրամագիծը՝ D_{cp} , և լարի տրամագիծը՝ d , ընտրվում են անջատված կցորդիչի դեպքում առավելագույն ուժի P_{max} ազդեցության ամրության պայմանից: Հետևաբար՝

$$\tau = \frac{M_{kp}}{W_{kp}} \cdot k_n = \frac{0,5D_{cp}P_{max}}{\pi d^3/16} = \frac{8P_{max}D_{cp}}{\pi d^3} \cdot k_n, \quad (45)$$

որտեղ $M_{kp} = P_{max}0,5D_{cp}$ -ն զսպանակի վրա ազդող ոլորող մոմենտն է, $W_{kp} = \pi d^3/16$ -ը՝ զսպանակի լարի ոլորման դիմադրության մոմենտը, k_n -ը՝ լարի ամրության վրա գալարների կորության ազդեցությունը հաշվի առնող գործակից, որը կախված է $c = D_{cp}/d$ հարաբերությունից.

$$k_n = \frac{4c-1}{4(c-1)} + \frac{0,615}{c}. \quad (46)$$

Ոլորման լարման թույլատրելի արժեքները չպետք է գերազանցեն 700-750 ՄՊա: Զսպանակների գալարների թիվն էապես ազդում է կոշտության վրա և ընտրվում է ըստ կցորդիչի կառավարման անհրաժեշտ ուժի: Անջատված կցորդիչի զսպանակի վրա գործող ուժը չպետք է գերազանցի միացված վիճակի ուժի 20 %-ը:

Զսպանակի աշխատող գալարների քանակը որոշելու համար օգտվենք դեֆորմացիաների կապից՝

$$\Delta\lambda = 8\mathcal{L}_{cp}^2 \cdot 0,2P_n/(Gd)^4, \quad (47)$$

որտեղ $\Delta\lambda$ -ն կցորդիչի անջատման ժամանակ զսպանակի լրացուցիչ դեֆորմացիան է, $0,2P_n$ -ն՝ անջատված կցորդիչում գումարային սեղմող ուժի աճը, n_p -ն՝ աշխատանքային գալարների քանակը, G -ն՝ երկրորդ կարգի առաձգականության մոդուլը, պողպատի համար՝ $G = 8 \cdot 10^4$ ՄՊա:

Զսպանակի գալարների թիվը կլինի՝

$$n_0 = n_p + (1,5 - 2,0):$$

Անջատված կցորդիչի գալարների միջև բացակը պետք է 1 մմ-ից ոչ պակաս լինի:

Կոնական զսպանակները սովորաբար ուղղանկյուն կտրվածքով են, $h/t = 2,2 - 2,6$, որտեղ t և h -ն գալարի լայնության և բարձրության մեծություններն են: Կոնական զսպանակի պարույրի գալարները պատրաստվում են այնպես, որ լրիվ սեղմված վիճակում դրանք դասավորվեն մեկ հարթությունում, որով ապահովվում է զսպանակի նվազագույն բարձրությունը: Ուղղանկյուն կտրվածքը, ի տարբերություն օղակաձևի, հնարավորություն է տալիս միևնույն փոքր և մեծ տրամագծով գալարների դեպքում ստանալ ավելի մեծ կոշտություն: Կոնական զսպանակի լարումը կլինի՝

$$\tau = P_n \cdot r_2 / (vth^2), \quad (48)$$

ճկվածքը՝

$$\lambda = \frac{2P_n \cdot \Delta n_p (r_2 + r_1)(r_1^2 + r_2^2)}{G \cdot h^4}: \quad (49)$$

Զսպանակի կոշտությունը՝

$$C = \frac{P_n}{\lambda} = \frac{G \cdot h^4}{2\Delta n_p (r_2 + r_1)(r_1^2 + r_2^2)}, \quad (50)$$

որտեղ r_1 և r_2 -ը զսպանակի առավելագույն և նվազագույն շառավիղներն են, սովորաբար՝ $r_1/r_2 = 0,5$: v -ն և Δ -ն h/t հարաբերությունից կախված գործակիցներ են, որոնց արժեքները ներկայացված են աղյուսակ 5-ում:

λ և Δ գործակիցների թվային արժեքները՝
կախված h/t հարաբերությունից

h/t	1,5	2,0	2,5	3,0
λ	0,231	0,246	0,258	0,267
Δ	2,67	1,713	1,256	0,995

Զսպանակի աշխատող գալարների թիվն ընդունվում է՝ $n_0 = 3 - 5$:

Դիաֆրագմային տիպի կենտրոնական զսպանակները, որոնց համար $\delta h/2$ է $\sqrt{2} < H/h < 2$ անհավասարությունը, կոշտության բնութագրում ունեն բացասական տեղամասեր (նկ. 7դ): Այդ տիպի զսպանակներն ավտոմոբիլային կցորդիչներում լայն կիրառություն ունեն:

Դիաֆրագմային տիպի զսպանակների հաշվարկը կարելի է կատարել այն մեթոդով, որը ստացվել է զսպանակի կտրվածքի չդեֆորմացվելու պայմանից, ըստ որի՝ տարվող սկավառակի վրա սեղմող ուժը կլինի՝

$$P_1 = \frac{EE'h}{G(b-c)^2} \lambda_1 \ln \frac{b}{a} \cdot \left[(H - \lambda_1 \frac{b-a}{b-c}) \cdot (h - 0,5\lambda_1 \frac{b-a}{b-c} + h^2) \right], \quad (51)$$

որտեղ $E' = E/(1 - \mu^2)E$ -ն Յունգի մոդուլն է, μ -ն՝ Պուասոնի գործակիցը, λ_1 -ը՝ զսպանակի դեֆորմացիան, H -ը՝ զսպանակի չընդհատվող մասի բարձրությունը, h -ը՝ գալարի հաստությունը, a , b , c -ն՝ կառուցվածքային չափերը (նկ. 8ա):

Զսպանակի վտանգավոր կտրվածքը փոքր ճակատամասով անցնող հատվածն է (նկ. 6ա): Այստեղ առավելապես բեռնվում է թերթիկի հիմքը. երբ կցորդիչն անջատվում է, զսպանակը դառնում է հարթ: Վտանգավոր կետում σ_3 համարժեք լարումն ըստ առավելագույն շոշափող լարումների տեսության բաղկացած է շրջագծային ուղղությամբ նորմալ շրջագծային՝ σ_t , և ծոման՝ $\sigma_{\text{нз}}$, լարումներից:

Հետևաբար կունենանք՝

$$\sigma_3 = \sigma_{\text{нз}} + \sigma_t = \frac{P_2 \text{вык}}{h^2 \eta} + \frac{E'[(d-a)\alpha + ha]}{2a^2}, \quad (52)$$

որտեղ η -ն թերթիկի լիության գործակիցն է.

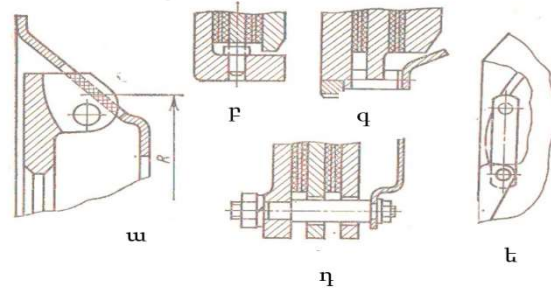
$$\eta = S_\lambda \cdot n / [\bar{n}(\alpha + e)],$$

որտեղ n -ը թերթիկների թիվն է, S_{λ} -ն՝ թերթիկի $0,5(\alpha + e)$ շառավղով մակերեսը, α -ն՝ զսպանակի վերելքի անկյունը, H_n -ը՝ զսպանակի լրիվ բարձրությունը:

$$\text{Ընդ որում } \alpha = \frac{b-a}{\ln \frac{b}{a}} \cdot \alpha = \frac{H_n}{b-c}:$$

Զսպանակը պատրաստվում է 60C2A նյութից, որի թույլատրելի էկվիվալենտ լարումը պետք է լինի ոչ ավելի, քան 1000 ՄՊա:

Տանող սկավառակ: Թափանվին միացման տարբեր եղանակներով տանող սկավառակների սխեմաները պատկերված են նկար 15-ում:



Նկ. 15. Թափանվին և կցորդիչի իրանին տանող սկավառակների միացման եղանակները.

ա - սեղմող սկավառակի ելուստով, բ - թափանվին մամլված մատներով,
գ - ատամներով, դ - թափանվին միացված մատներով, ե - առաձգական թերթիկներով:

Այժմ համեմատաբար լայն կիրառություն ունեն սեղմող սկավառակին մոմենտի փոխանցումն առաձգական զսպանակների միջոցով, որոնցից յուրաքանչյուրը մի ծայրով միացված է իրանին, իսկ մյուսով՝ սեղմող սկավառակին: Թերթիկները դասավորված են շրջանագծով միևնույն քայլով, որի պատճառով էլ դրանց դեֆորմացիան չի փոխում սեղմող սկավառակի դիրքը, և չի խախտվում կցորդիչի հավասարակշռության վրա: Պլաստիկ զսպանակների միջոցով մոմենտի փոխանցումը բացառում է սեղմող սկավառակի և կցորդիչի իրանի միջև ճռնոցը շփման մակերևույթների բացակայության հետևանքով:

Տանող սկավառակը թափանվին միացնող էլեմենտները հաշվարկվում են ըստ տրորման, իսկ թերթիկները՝ ըստ ձգման լարման:

Տրորման լարումը՝

$$\sigma_{\text{CM}} = \gamma M_{\text{emax}} / R_z \cdot F, \quad (53)$$

որտեղ M_{emax} -ը շարժիչի առավելագույն ոլորող մոմենտն է, γ -ն տանող սկավառակի վրա մոմենտի բաշխումը հաշվի առնող գործակիցը, մեկ սկավառակով կցորդիչի համար՝ $\gamma = 0,5$, R -ը՝ էլեմենտի շառավիղը, F -ը՝ կոնտակտի մակերեսը, Z -ը աշխատող էլեմենտների քանակը:

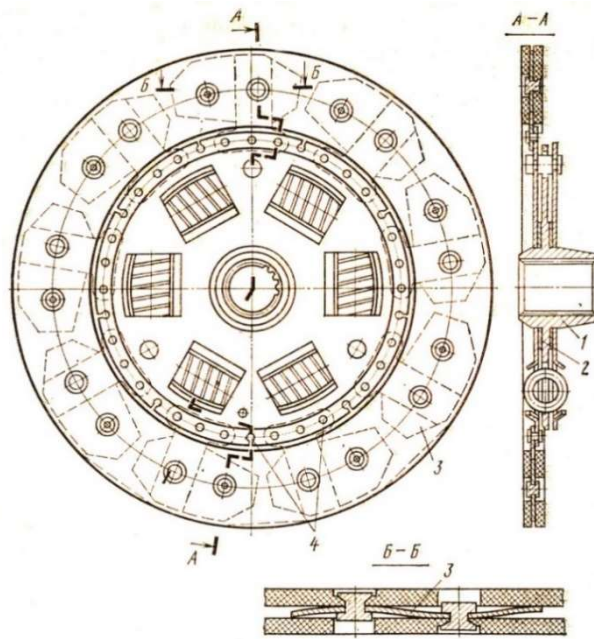
Փոխանցվող մոմենտի առավելագույն արժեքի համար՝

$$\sigma_{\text{CM}} = (10 - 15) \text{ ՄՊա:}$$

Տարվող սկավառակ. Կցորդիչի միացման և ավտոմոբիլի տրանսմիսիայում մոմենտի աճի սահունությունը կախված են տարվող սկավառակի և հաղորդակի դետալների առաձգականությունից: Կցորդիչներում կիրառվում են առաձգական և ոչ առաձգական տարվող սկավառակներ: Առաձգական սկավառակների կիրառումը պահանջում է մեծացնել սեղմող սկավառակի քայլը, որպեսզի ապահովվի կցորդիչի միացման սահունությունը, որն իր հերթին պահանջում է փոքրացնել հաղորդակի փոխանցման թիվը և մեծացնել ճիգը հաղորդակի ոտնակի վրա:

Տարվող սկավառակների էլաստիկությունը բարձրացնելու նպատակով դրանց տալիս են որոշակի ձև կամ սկավառակի և ֆրիկցիոն օղերի միջև տեղակայում են պլաստիկ զսպանակի տիպի հատուկ դետալներ: Այսպիսի սկավառակների թերությունը տարբեր սեկտորներում կոշտության անհամաչափությունն է:

Ալիքաձև բարակ սեգմենտներով ամրացված հիմնական պողպատյա սկավառակով տարվող սկավառակներն առավել կատարելագործված կառուցվածքներ են (նկ. 16): Դրանցում ֆրիկցիոն օղակները միացված են սեգմենտներին և գտնվում են ազատ վիճակում՝ մեկը մյուսի նկատմամբ որոշակի հեռավորության վրա: Առաձգական փոքր հաստությամբ սեգմենտների կիրառումը հնարավորություն է տալիս նվազեցնել սկավառակի զանգվածը, փոքրացնել իներցիայի մոմենտը և ստանալ անհրաժեշտ առաձգականությամբ տարվող սկավառակ:



Նկ. 16. Տարվող սկավառակ՝ ալիքաձև սեգմենտներով.

1 - անվակունդ, 2 - պողպատյա սկավառակ, 3 - սեգմենտ, 4 - բալանսային թերթիկների տեղակայման անցքեր:

Տարվող սկավառակը պատրաստվում է բարձր առաձգականությամբ պողպատից: Անվակունդը տեղակայվում է առանցքային լիսեռի շլիցավոր վերջավորության վրա լծորդումով, որն ապահովում է լիսեռի վրա անվակունդի ազատ տեղափոխություն: Անվակունդի երկարությունը սովորաբար հավասար է առաջնային լիսեռի շլիցերի արտաքին տրամագծին, իսկ ծանր պայմաններում աշխատող ավտոմոբիլների մոտ մոտավորապես 1,4 անգամ մեծ է արտաքին տրամագծից: Շլիցային միացության կտրման և տրորման լարումները որոշվում են հետևյալ արտահայտություններով.

$$\sigma_{cm} = \frac{8M_{emax}}{(D_w^2 - d_w^2)zl}, \quad (54)$$

$$\tau_{cp} = \frac{4M_{emax}}{(D_w + d_w)zlb}, \quad (55)$$

որտեղ D_{uu} և d_{uu} -ն շլիցի՝ համապատասխանաբար արտաքին և ներքին տրամագծերն են, z -ը՝ շլիցների քանակը, l և b -ն՝ համապատասխանաբար շլիցի երկարությունը և լայնությունը:

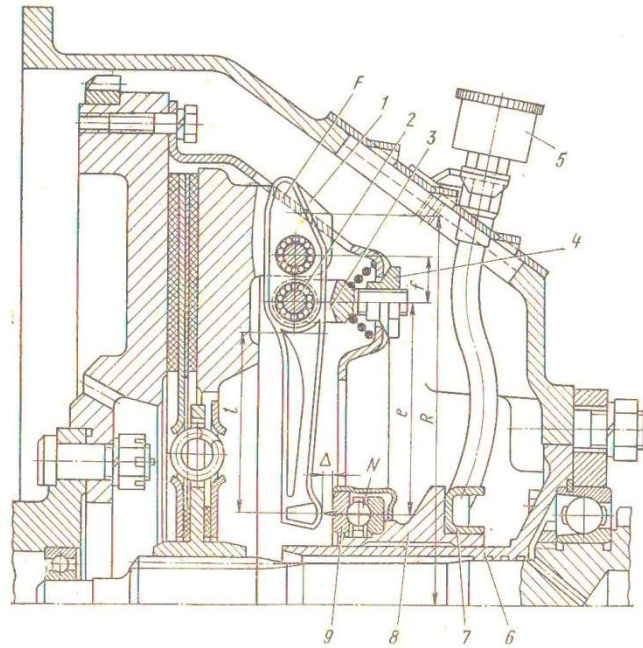
Չաշվի առնելով, որ շլիցներն ապահովում են կունդի ազատ տեղափոխություններ, տրորման լարումները պետք է լինեն՝ $\sigma_{cm} \leq 30$ ՄՊա, իսկ կտրման լարումները՝ $\tau_{cp} \leq 15$ ՄՊա: Կունդը պատրաստվում է 40 կամ 40X մակնիշի պողպատից: Ասբոֆրիկցիոն նյութը բաղկացած է ասբեստից, մետաղական կամ հանքային լցանյութից և կապակցող նյութից: Ասբեստն ունի լավ ջերմաքիմիական կայունություն: Որպես լցանյութ՝ հաճախ օգտագործում են պղինձ, ցինկ կամ գրաֆիտ:

Կցորդիչի անջատման լծակ: Կենտրոնական զսպանակով կցորդիչներում սեղմող սկավառակին ճիգ փոխանցող լծակները կոչվում են սեղմող (նկ. 17): Դրանք լինում են առաձգական կամ կոշտ: Առաձգական լծակներն ինչ-որ չափով բարձրացնում են կցորդիչի միացման սահունությունը և կիրառվում են այն ժամանակ, երբ հնարավոր չէ օգտագործել առաձգական տարվող սկավառակ: Առաձգական լծակները միջնամասում ունեն ծալաբացված թիեր՝ հովացում ապահովելու համար: Անջատման լծակները հաշվարկվում են ըստ ծոման՝

$$\sigma_{H3} = \frac{Nl}{W_{H3}} = \frac{P_{max}xl}{ezpW_{H3}}, \quad (56)$$

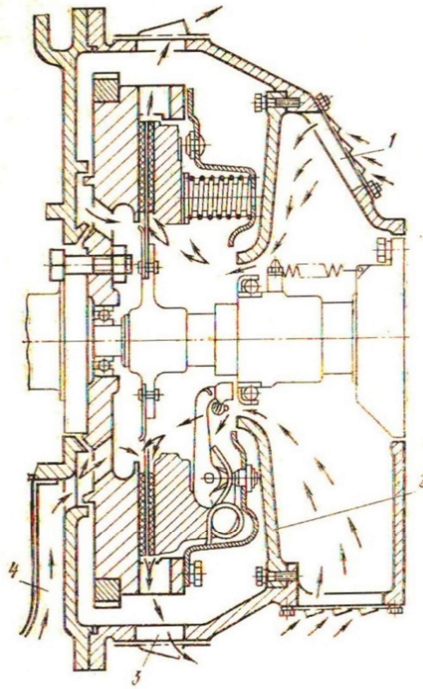
որտեղ N -ը անջատված կցորդիչի լծակի ներքին վերջավորության վրա ազդող ուժն է, l -ը և e -ն՝ հեռավորությունները համապատասխանաբար ուժի կիրառման կետից մինչև վտանգավոր կտրվածքը և հենարանի կենտրոնը, z_p -ն՝ անջատող լծակների քանակը, W_{H3} -ը՝ լծակի վտանգավոր կտրվածքի ծոման դիմադրության մոմենտը, P_{max} -ը՝ կցորդիչի անջատման համար զսպանակների սեղմող զուգարային ուժը:

Կցորդիչների կառուցվածքում կիրառվող անջատման լծակների վտանգավոր կտրվածքում ծոման թույլատրելի լարումները պետք է լինեն՝ $\sigma_{H3} = 300 - 400$ ՄՊա:



Նկ. 17. Մեղմող սկավառակի և անջատման լծակների հաշվարկման սխեման.
1 - ունկ, 2 - առանցք, 3 - հենարանային եղանիկ, 4 - կարգավորող հեղույս, 5 - յուղամանի
զվխիկ, 6 - փոխանցումների տուփի առջևի կափարիչ, 7 - անջատման լծակ, 8 - կցորդիչի
անջատման ագույց, 9 - հենարանային առանցքակալ:

Կցորդիչի իրանը պատրաստվում է սառը մամլմամբ՝ 2,5-4 մմ հաստությամբ թերթավոր 08 կամ 10 պողպատից: Կառուցվածքի առավել արդյունավետ մշակումը, ինչը էապես մեծացնում է կցորդիչի աշխատունակությունը, պտտվող դետալների ջերմության իջեցումն է հովացման համակարգի օգնությամբ: Այն կցորդիչի իրանի նկատմամբ ամենահիմնական պահանջներից մեկն է: Դրա համար էլ իրանի վրա պատրաստվում են կտրվածքներ և պատուհաններ՝ բնականաբար պահպանելով դրա անհրաժեշտ ամրությունը: Կցորդիչի՝ օդով հովացման համակարգի աշխատանքը կատարվում է իրանի ներսում՝ իրականացնելով օդի ինտենսիվ շրջանառությունը և ապահովելով դրա հոսքը դեպի շփվող դետալներ (նկ. 18):



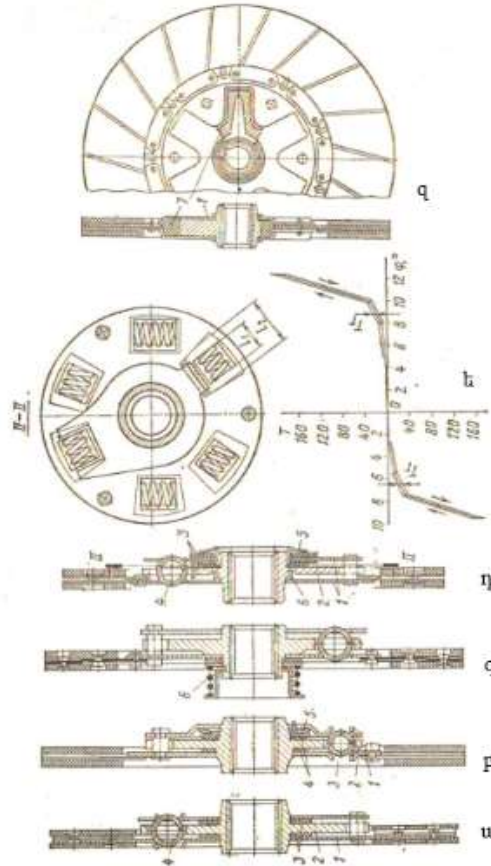
Նկ. 18. Կցորդիչի իրանի ներսում օդի շրջանառության սխեման.
1 և 3 - օդի ներծծման և հեռացման պատուհաններ, 2 - օդի հոսքի ուղղությունն
ապահովող սարք, 4 - օդի հոսք:

2.6. Կցորդիչի ոլորտի տատանումների մարիչներ

Ավտոմոբիլի տրանսմիսիայում տատանումների նվազեցման համար սովորաբար կիրառվում են հաջորդաբար միացված տատանումների մարիչներ, որոնք, որպես կանոն, տեղադրվում են կցորդիչի տարվող սկավառակում: Տատանումների մարիչները ագույցներ են, որոնց առաձգականությունը գումարվում է հիմնական ոլորտի համակարգի առաձգականությանը: Այն փոփոխում է սեփական տատանումների հաճախականությունը և առավել վտանգավոր ռեզոնանսային երևույթները դուրս բերում շահագործական արագությունների գոտուց: Տրանսմիսիայի իրական կառուցվածքում այս գործընթացը միշտ չի հաջողվում, այդ

պատճառով էլ ոլորող տատանումների մարիչի հիմնական ֆունկցիան ռեզոնանսային երևույթների առաջացման ժամանակ իներցիոն մոմենտի արժեքի իջեցումն է մինչև նվազագույնը:

Տատանումների մարիչների կառուցվածքների տարբերությունը պայմանավորված է կիրառվող առաձգական տարրերով և շփման մոմենտ ստեղծող սարքերով (նկ. 19):



Նկ. 19. Ոլորող տատանումների մարիչներ.

1 - տարվող սկավառակ, 2 - կունդ, 3 - ֆրիկցիոն օղակներ,
4, 5, 6 - զսպանակներ համապատասխանաբար՝ մարիչ,
ափսեաձև և զլանաձև, 7 - ռետինե առաձգական տարր:

Մեծ տարածում ունեն գլանաձև զսպանակներով և ֆրիկցիոն տարրով մարիչները, որոնցում անհրաժեշտ շփման մոմենտը ստեղծվում է կունդի և տարվող սկավառակի միջև տեղադրված ֆրիկցիոն էլեմենտներով (նկ. 19ա): Այս չկարգավորվող մոմենտով մարիչները կառուցվածքով ավելի պարզ են և չունեն շփման կայուն մոմենտ:

Սեղմող ուժի մեծ կայունություն ապահովելու համար մարիչի կառուցվածքում տեղադրում են ափսեաձև զսպանակներ, որոնք հնարավորություն են տալիս ֆրիկցիոն օղերի մաշի դեպքում ապահովել հաստատուն շփման մոմենտ (նկ. 19բ): Նկ. 19գ-ում պատկերված է տարվող սկավառակ՝ տատանումների այնպիսի մարիչով, որում սեղմող անհրաժեշտ ուժն ապահովում է կենտրոնական փոքր կոշտությամբ զսպանակը՝ հենված հենարանային տափօղակի կողածալում և ֆիքսված կունդի առկայությամբ:

Մեծ ներքին շփումով ռետինե առաձգական էլեմենտով տատանումների մարիչներում (նկ. 19դ) հատուկ ֆրիկցիոն էլեմենտի տեղադրման անհրաժեշտություն չկա: Սակայն, չնայած կառուցվածքի պարզությանը, այդ մարիչները լայն կիրառություն չունեն: Ներկայացված կառուցվածքների ընդհանուր թերությունն այն է, որ դրանք արդյունավետ աշխատում են միայն շարժիչի մեկ՝ առավելագույն մոմենտի ռեժիմում: Այսօր կիրառվում են առավել բարդ կառուցվածքով մարիչներ, որոնք աշխատում են շարժիչի բեռնվածության բոլոր ռեժիմներում: Այդ մարիչներն ունեն առաձգական և հիստերեզիսի փոփոխական բնութագրեր (նկ. 19ե): Դրանցում փոփոխական առաձգական հատկություններ ապահովվում է մարիչի զսպանակի աշխատանքի միացման հաջորդականության կիրառմամբ՝ ի հաշիվ կունդի և տարվող սկավառակի պատուհանների՝ l_1 և l_2 : Շփման մոմենտի փոփոխությունն իրականացվում է հատուկ թերթիկների ընտրության միջոցով տարբեր քանակով ֆրիկցիոն օղեր աշխատանքի մեջ ընդգրկելով:

Տատանումների մարիչի հիմնական պարամետրերն են միացման մոմենտը, շփման մակերեսի տեղափոխման հարաբերական անկյունը՝ որպես մարիչի կոշտության գնահատման չափանիշ, և մարիչի շփման

մոմենտը: Մարիչի զսպանակի առավելագույն դեֆորմացիայով պայմանավորված՝ միացման մոմենտն ընտրվում է այնպես, որ տարբեր ճանապարհային պայմաններում ավտոմոբիլի շարժման ժամանակ մարիչը չանջատվի:

Միացման մոմենտը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$M_3 = M_{emax} + \Delta M_i = (1,2 - 1,4)M_{emax}, \quad (57)$$

որտեղ ΔM_i -ն առավել վտանգավոր ռեզոնանսների դեպքում ոլորող տատանումների ամպլիտուդն է. $\Delta M_i = (0,2 - 0,4)M_{emax}$:

Մարիչի շփման M_T մոմենտը կարելի է որոշել շարժիչի մոմենտի W_B գրգռող բաղադրիչի և մարիչի W_P շփման մոմենտի աշխատանքների հավասարությունից.

$$W_B = \pi M_B \lambda_1,$$

$$W_P = 4 M_T \lambda_T,$$

որտեղից՝

$$M_T = \frac{\pi T_B \lambda_1}{4 \lambda_T}, \quad (58)$$

որտեղ λ_T -ն տատանումների մարիչում հարաբերական տեղափոխության ամպլիտուդն է, λ_1 -ը՝ տարվող զանգվածի ամպլիտուդը:

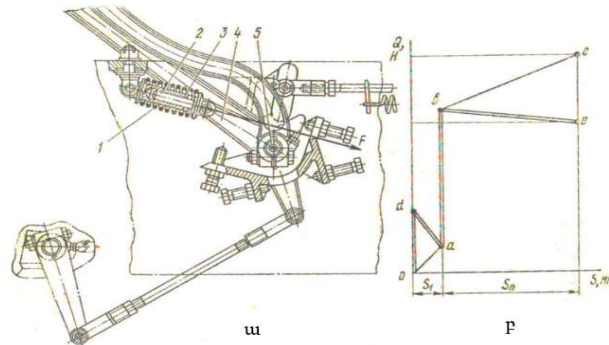
Հաշվարկները կատարելիս ընդունվել են, որ տատանումների ձևը և ամպլիտուդը կախված չեն մարիչի իներցիայի մոմենտից: Ավելի ճշգրիտ հաշվարկների համար անհրաժեշտ է հաշվի առնել շփումն առանց յուղման նյութի, ինչը լուրջ դժվարություններ է առաջացնում համակարգի ոչ գծայնության պատճառով: Փորձերը և հաշվարկները ցույց են տալիս, որ շփման մոմենտը, կախված շարժիչի առավելագույն մոմենտից, կարելի է որոշել հետևյալ էմպիրիկ արտահայտությամբ.

$$M_T = (0,10 - 0,15)M_{emax} : \quad (59)$$

2.7. Կցորդիչի կառավարման հաղորդակներ

Կցորդիչի կառավարման հաղորդակներին առաջադրվում են հետևյալ պահանջները՝ կառավարման հարմարավետություն և թեթևություն, բարձր օ.գ.գ., հետևող գործողության առկայություն, հուսալիություն, երկարակեցություն, շահագործման պարզություն: Կառավարման

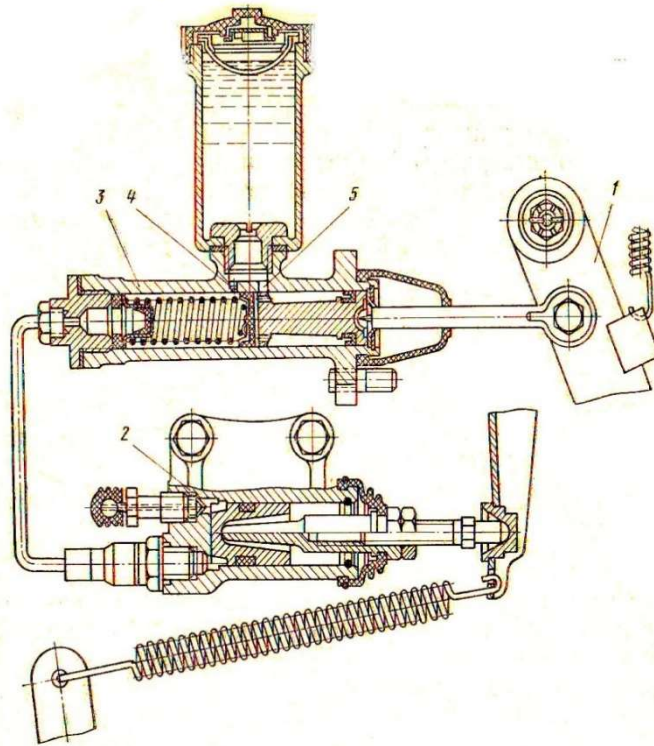
հարմարավետությունը որոշվում է ոտնակի ընթացքով և վարորդի կողմից ոտնակին սեղմող ուժով: Հաղորդակները լինում են մեխանիկական և հիդրավլիկական, իսկ մեծ տարողությամբ ավտոմոբիլների կցորդիչներում կիրառվում են ուժեղարարով կցորդիչներ: Մեխանիկական հաղորդակների կառուցվածքը պարզ է, շահագործումը՝ հուսալի (նկ. 20):



Նկ. 20. Կցորդիչի մեխանիկական հաղորդակ՝ կարգավորվող զսպանակով.
ա - հաղորդակի կառուցվածքը, բ - ոտնակի վրա ուժի փոփոխման բնութագիրը,
2 - սերվոզսպանակ (օժանդակ), 3 - կոր, 4 - պարկուճ, 5 - ոտնակի առանցք:

Որքան հեռու է կցորդիչը վարորդից, այնքան բարդ է հաղորդակի կառուցվածքը. փոքրանում է դրա կոշտությունը, և մեծանում է ոտնակի ազատ ընթացքը, ինչը պայմանավորված է հողակապային միացությունների առաձգական դեֆորմացիաներով և բացակներով:

Հիդրոհաղորդակը (նկ. 21) ունի բարձր օ.գ.գ. և մեծ կոշտություն, որը հանգեցնում է ոտնակի փոքր ազատ ընթացքի: Այս հաղորդակները լավ հարմարվող են հեռակառավարման, հարմար են շրջվող խցով ավտոմոբիլների համար: Հիդրոհաղորդակը հնարավորություն է տալիս կցորդիչի կտրուկ միացման ժամանակ սահմանափակել սեղմող սկավառակի տեղափոխման արագությունը, ինչը նվազեցնում է ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի դինամիկական բեռնվածքները: Միաժամանակ հիդրոհաղորդակներն ունեն բարդ կառուցվածք և շահագործում:



Նկ. 21. Կցորդիչի հիդրոհաղորդակ.

1 - ոտնակ, 2, 3 - համապատասխանաբար աշխատանքային և գլխավոր գլաններ,
4, 5 - համապատասխանաբար կոմպենսցնող և ելքի անցքեր:

Մեխանիկական և հիդրավլիկական հաղորդակների հաշվարկային սխեմաները պատկերված են նկար 22-ում:

Մեխանիկական հաղորդակի փոխանցման թիվը՝ i_{nm} , և ոտնակի լրիվ ընթացքը՝ S_{nm} , կլինեն՝

$$i_{nm} = (a/b) \cdot (c/d) \cdot (e/f): \quad (60)$$

Սովորաբար՝ $i_{nm} = 30 - 45$,

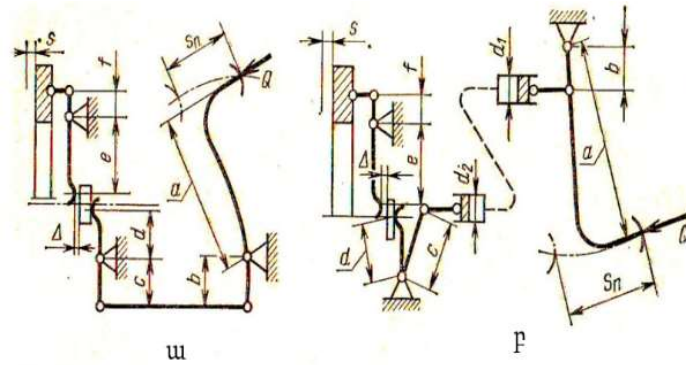
$$S_{nm} = S_{Mn} + \Delta \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}: \quad (61)$$

Հիդրավլիկական հաղորդակի համար՝

$$i_{nr} = (a/b) \cdot (c/d) \cdot (e/f) \cdot \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} \right), \quad (62)$$

$$S_{nr} = S_{rn} + \Delta(a/b) \cdot \left(\frac{c}{d}\right) \cdot \left(\frac{d_2^2}{d_1^2}\right), \quad (63)$$

որտեղ S_{nm} և S_{nr} -ը մեխանիկական և հիդրավլիկական հաղորդակների ոտնակի ազատ ընթացքն է, S_{Mn} և S_{rn} -ը՝ սեղմող սկավառակի քայլը, $S = i\delta + m$, Δ -ն՝ կցորդիչի անջատման ազույցի և թաթիկների միջև բացակը, $\Delta = 2 - 4$ մմ, δ -ն՝ անջատված կցորդիչի շփման մակերեսների միջև բացակը, t -ն՝ շփվող մակերեսների քանակը, m -ը՝ տարվող սկավառակի դեֆորմացիան միացված վիճակում:



Նկ. 22. Կցորդիչի անջատման հաղորդակի մեխանիզմի սխեմաները.
ա - մեխանիկական, բ - հիդրավլիկական:

Առաձգական սկավառակների համար $m = 1,0 - 1,5$ մմ, ոչ առաձգական սկավառակների համար՝ $m = 0,15 - 0,25$ մմ:

Միասկավառակ կցորդիչների համար երաշխավորվում է $\delta = 0,75 - 1,0$ մմ, իսկ երկսկավառակների համար՝ $\delta = 0,5 - 0,6$ մմ:

Ոտնակի ազատ ընթացքի առավելագույն մեծությունը կարող է լինել 150-180 մմ: Կցորդիչն անջատելու ճիգը՝

$$Q = \frac{P_{max}}{i_n \cdot \eta_n}, \quad (64)$$

որտեղ P_{max} -ը կցորդիչի անջատման ժամանակ սեղմող զսպանակների առավելագույն սեղմող ուժն է, η_n -ը՝ հաղորդակի օ.գ.գ-ն, մեխանիկական հաղորդակների համար՝ $\eta_n = 0,7 - 0,8$, իսկ հիդրավլիկականի համար՝ $\eta_n = 0,8 - 0,9$:

Ոտնակի վրա վարորդի ոտքի առավելագույն ճիգը չպետք է գերազանցի 250 Ն, իսկ ուժեղարարի առկայության դեպքում՝ 150 Ն:

Որոշ հաղորդակներում տեղադրվում են կարգավորիչ զսպանակներ (նկ. 22ա), որն ուժեղարար չէ, սակայն հնարավորություն է տալիս նվազեցնել կցորդիչի ոտնակի վրա վարորդի ոտքի առավելագույն ճիգը մինչև 30 %-ով: Ոտնակի ազատ ընթացքի չափով տեղափոխման ժամանակ առաջ է գալիս սերվոզսպանակի լրացուցիչ սեղմում և ոտնակի վրա ազդող ուժի որոշակի աճ, որը համապատասխանում է *od* գծին (նկ. 22բ): Ոտնակի հետագա տեղափոխման ժամանակ զսպանակի առանցքն անցնում է ոտնակի պտտման *F* առանցքով, և ուժն ավելանում է ոտքի ճիգին: Սերվոզսպանակի առկայության դեպքում ոտնակի վրա ճիգը փոխվում է $o - d - a - b - e$ բնութագրով, իսկ առանց դրա՝ $o - a - b - e$: *oc* հատվածը բնութագրում է ոտնակի վրա ազդող ուժի նվազումը, իսկ *OQ* հատվածը՝ հաղորդակի ձգիչ զսպանակի դեֆորմացիան:

Մեծ բեռնատարողությամբ ավտոմոբիլների կցորդիչներում տեղադրվում է ուժեղարար: Նկար 23-ում պատկերված է հիդրոհաղորդակ՝ պնևմատիկ ուժեղարարով, որտեղ կցորդիչի ոտնակին սեղմելիս աշխատանքային հեղուկը գլխավոր գլանից *A* խողովակով ճնշման տակ մտնում է անջատման գլանի խուց և հաղորդվում մխոցին, որը տեղափոխվելով սեղմում է դիաֆրագմայի զսպանակը, փակում օդի ելքի 4 փականը և բացում ելքի 5 փականը: Սեղմված օդը համակարգից մուտք է գործում մխոցի գլխիկ, որը հաղթահարում է զսպանակին և, տեղափոխելով մխոցը, անջատում է կցորդիչը:

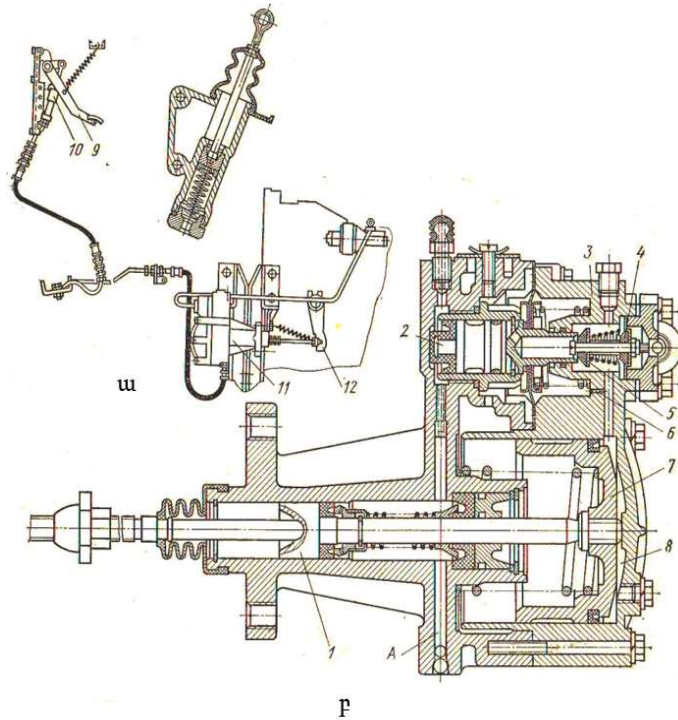
Միաժամանակ սեղմված օդի մի մասն անցքով մտնում է դիաֆրագմայի խուց, որը գտնվում է երկու ուժերի ազդեցության տակ. մի կողմից աշխատանքային հեղուկը ձգտում է տեղափոխել այն և բացել ներածման փականը, մյուս կողմից՝ զսպանակի և դիաֆրագմայի վրա ազդող սեղմված օդի ճնշումը: Ոտնակի վրա ճնշման աճը մեծացնում է աշխատանքային հեղուկի ճնշումը դիաֆրագմայի վրա, որը մեծացնում է մխոցատակ տարածքում օդի ճնշումը և ապահովում պնևմոուժեղարարի հետագա գործողությունը: Պնևմատիկ և հետևող մխոցների

դիաֆրագմայի և զսպանակի չափերն ընտրվում են այնպես, որ ուտնակի վրա ուժը չգերազանցի 150 Ն: Պննմոհամակարգի անսարքության դեպքում կցորդիչի կառավարումը չի խախտվում:

Ընդհանուր դեպքում կցորդիչի անջատման աշխատանքը կլինի՝

$$W = 0,5(P_{min} + P_{max})ZS/\eta_n, \quad (65)$$

որտեղ $0,5(P_{min} + P_{max})$ -ը կցորդիչի անջատման համար զսպանակի առաձգականության միջին ուժն է, S -ը՝ սեղմող սկավառակի քայլը, Z -ը՝ զսպանակների քանակը:

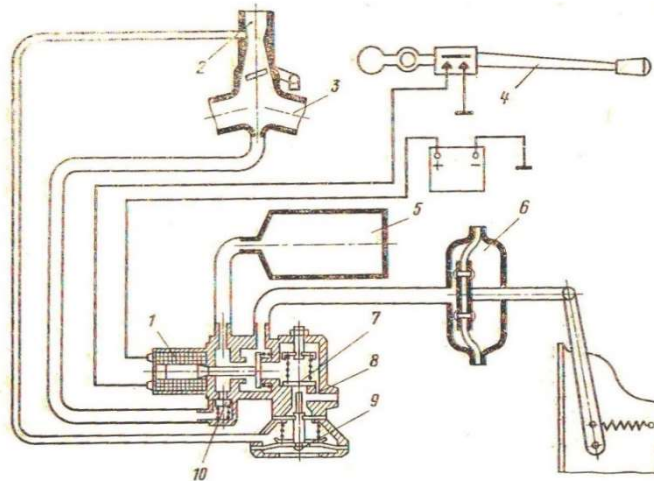


Նկ. 23. ԿամԱԶ ավտոմոբիլի կցորդիչի անջատման պննմոհիդրավլիկական ուժեղարարով հաղորդակ.

ա - հիդրավլիկական հաղորդակ, բ - պննմոհիդրավլիկական ուժեղարար, 1, 2 - համապատասխանաբար կցորդիչի և հետևող մեխանիզմի անջատման մխոցներ, 3 - դիաֆրագմայի զսպանակ, 4, 5 - համապատասխանաբար արտածման և ներածման փականներ, 6 - անցք, 7 - պննմոզլանի մխոց, 8 - մխոցատակ տարածք, 9 - կցորդիչի ուտնակ, 10 - գլխավոր գլան, 11 - ուժեղարար, 12 - կցորդիչի անջատման եղանիկի լծակ:

Կցորդիչի անջատման համար վարորդի կատարած աշխատանքը ոտնակի վրա թույլատրելի ուժի և անհրաժեշտ քայլի դեպքում չպետք է գերազանցի 30 Ջ: Կցորդիչի անջատման աշխատանքը կարելի է նվազեցնել հաղորդակի օ.գ.գ-ի ավելացմամբ:

Քաղաքային պայմաններում երթևեկելիս 100 կմ վազքի համար վարորդը մինչև 100 անգամ անջատում է կցորդիչը: Ավտոմատ կառավարումով կցորդիչների կիրառմամբ երթևեկելը վարորդին ազատում է կցորդիչի անջատման համար ֆիզիկական ուժի գործադրումից: Նկար 24-ում պատկերված է կենտրոնախույս կցորդիչի կառավարման համակարգի սխեման:



Նկ. 24. Էլեկտրամագնիսական կառավարումով կցորդիչի վակուումային հաղորդակ.

- 1 - էլեկտրամագնիսական փական, 2 - դիֆուզոր, 3 - շարժիչի ներածման խողովակաշար,
4 - փոխանցումների իրականացման ձգան, 5 - ռեսիվեր/օդամբար,
6 - աշխատանքային խուց, 7 - կցորդիչի միացման փական,
8 - ժիկլոր, 9 - օժանդակ խուց, 10 - ներծծման փական:

Այն պարունակում է փոխանցումների միացման 4 բռնակ՝ անջատման էլեկտրական կոնտակտներով: Ռեսիվերը կոնտակտների օգնությամբ հաղորդակցում է կցորդիչը կառավարող աշխատանքային խցի հետ: Փականը և ժիկլորը ապահովում են կցորդիչի անջատման

առաջադրված ռեժիմը: Կառավարման համակարգի աշխատանքի համար անհրաժեշտ նոսրացումն ապահովվում է օդամբարով, որը ներծծող փականի միջով՝ խողովակով, միացված է շարժիչի ներածման խողովակաշարին: Լրացուցիչ խուցը հնարավորություն է տալիս կցորդիչի միացման փոխանցումն իրականացնելուց հետո՝ կախված կարբյուրատորի դիֆուզորում նոսրացման չափից/խորությունից, որը պայմանավորված է դրոսելային փականի բացվածքով և շարժիչի ծնկաձև լիսեռի պտտման արագությամբ: Դրոսելային փականի լրիվ բացված վիճակում, փոխանցում իրականացնելուց հետո, կցորդիչը միանում է 0,10-0,15 վայրկյանում և, կախված ավտոմոբիլի աշխատանքի ռեժիմից, կարող է ավելանալ մինչև 2,0-3,0 վրկ:

ԳԼՈՒԽ 3. ՓՈԽԱՆՑՈՒՄՆԵՐԻ ՏՈՒՓ

3.1. Փոխանցումների տուփերի կառուցվածքային առանձնահատկությունները

Փոխանցումների տուփը փոփոխում է շարժիչի պտուտաթվերը և ոլորող մոմենտը տանող անիվների վրա տարբեր քարշիչ ուժեր ստանալու համար, ավտոմոբիլը տեղից պոկելու, թափառքի և տարբեր ճանապարհային դիմադրությունների հաղթահարման դեպքում: Փոխանցումների փոփոխման անհրաժեշտությունը պայմանավորված է շարժիչի ոլորող մոմենտի փոփոխման բնութագրով, որի առանձնահատկությունն արտաքին բեռնվածքների փոփոխմանը համեմատաբար վատ հարմարվելիությունն է: Շարժիչի հարմարվելիության գործակիցը որոշվում է առավելագույն պտտող մոմենտի՝ M_{emax} , և առավելագույն հզորությանը համապատասխան մոմենտի՝ M_{eN} , հարաբերությամբ, որը ժամանակակից ներքին այրման շարժիչների համար հավասար է 1,15-1,25:

Ըստ փոխանցման թվերի փոփոխման եղանակի՝ փոխանցման տուփերը լինում են աստիճանավոր, անաստիճան և համակցված: Աստիճանավոր փոխանցման տուփերն ըստ փոխանցման թվերի լինում են երեք, չորս, հինգ և բազմաստիճան, իսկ ըստ առանցքների դասավորության՝ լիսեռների անշարժ առանցքներով, լիսեռների պտտվող առանցքներով (պլանետար) և համակցված: Լիսեռների անշարժ առանցքներով տուփերը լինում են երկու, երեք և բազմալիսեռային, ըստ ղեկավարման եղանակի՝ փոխանցումների տուփերը լինում են ավտոմատ, կիսաավտոմատ և անմիջական կառավարումով:

Փոխանցումների տուփին ներկայացվում են հետևյալ պահանջները. շարժիչը տրանսմիսիայից երկար ժամանակով անջատում՝ նետրալ (չեզոք) վիճակով, ավտոմոբիլի անհրաժեշտ դինամիկական հատկանիշների ապահովում, ղեկավարման պարզություն և հեշտություն, անաղմուկ աշխատանք և բարձր օ.գ.գ.:

Փոխանցումների տուփի վրա տարածվում են նաև ավտոմոբիլի ագրեգատներին ներկայացվող հետևյալ ընդհանուր պահանջները՝

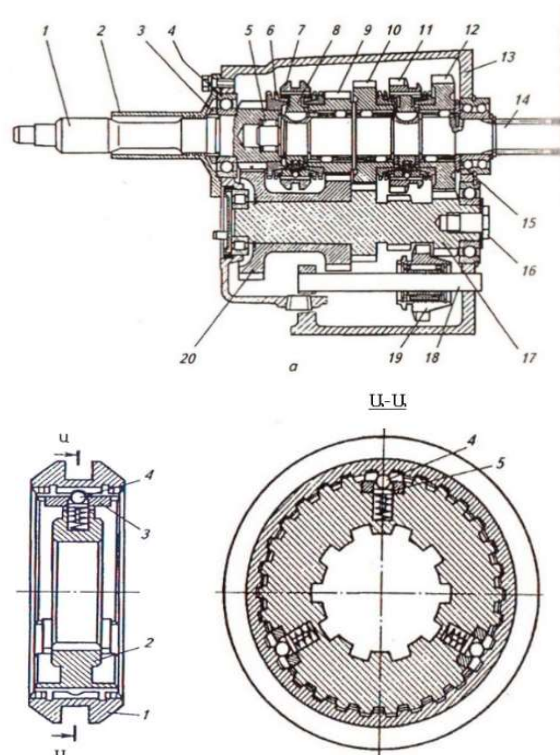
հուսալի աշխատանք, սպասարկման հեշտություն, փոքր զանգված և զարբարիտային չափեր: Աստիճանավոր փոխանցման տուփերն ունեն ոչ մեծ օ.գ.գ.՝ $\eta = 0,96 - 0,98$, և ի տարբերություն անաստիճան փոխանցման տուփերի՝ կառուցվածքով պարզ են ու էժան, այդ պատճառով ավելի լայն կիրառություն ունեն: Փոխանցման թվերի մեծացումը հանգեցնում է շարժիչի հզորության օգտագործման և վառելիքի շահավետության բարելավման, մեծացնում է ավտոմոբիլի շարժման միջին արագությունը և բարձրացնում արտադրողականությունը: Միևնույն ժամանակ, սակայն, դա բարդացնում է փոխանցումների տուփի կառուցվածքը, մեծացնում է քաշը և արժեքը, բարդացնում կառավարումը:

Մարդատար և բեռնատար ավտոմոբիլների փոխանցումների տուփերի մի մասում օգտագործվում են արագացնող փոխանցումներ՝ մեկից փոքր փոխանցման թվերով (0,8-0,9), որով դրանք շարժվում են որակյալ ճանապարհներով և դատարկ կամ քիչ բեռնված վիճակում: Արագացնող փոխանցումների կիրառումը հնարավորություն է տալիս լրիվ օգտագործել շարժիչի հզորությունը, նվազեցնել շարժիչի ծնկաձև լիսեռի գումարային պտուտաթվերը 1 կմ ճանապարհի համար: Սակայն կլինեմատիկ սխեմայի բարդացման պատճառով փոքրանում է տուփի օ.գ.գ-ն:

Եռալիսեռ սխեմայով փոխանցման տուփերի հիմնական առավելությունն ուղիղ փոխանցման առկայությունն է, որն իրականացվում է առաջնային և երկրորդային լիսեռների անմիջական միացումով (նկ. 25, 26): Այդ փոխանցման տուփերի առավելություններից է նաև լիսեռների փոքր միջանցքային հեռավորության դեպքում առաջին փոխանցման համեմատաբար մեծ փոխանցման թվի ստացումը, ինչպես նաև նվազագույն աղմուկը և մաշը:

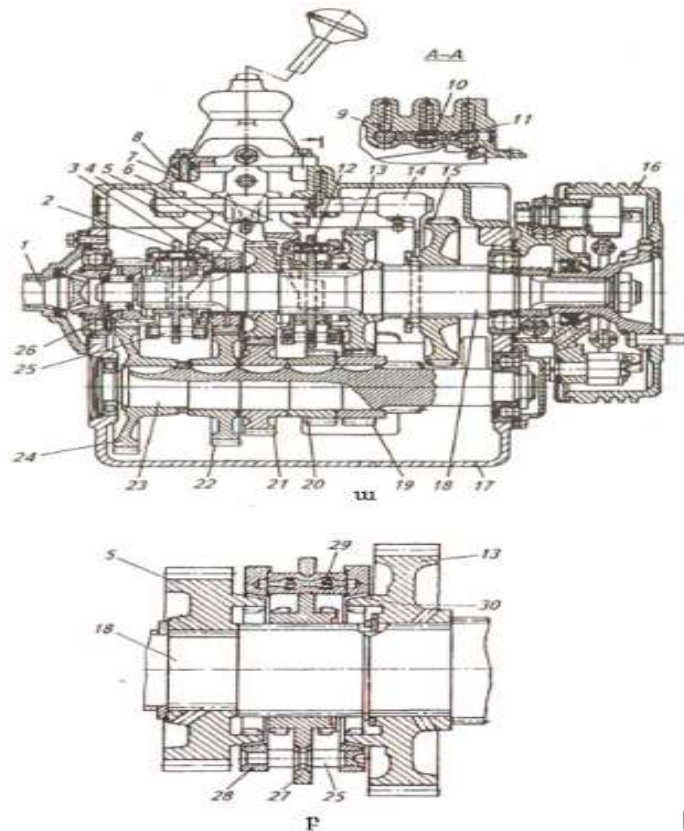
Աստիճանավոր փոխանցման տուփերի զարգացումը ենթադրում է մշտական կառչմամբ ատամնանիվների քանակի ավելացում, ինչը հնարավորություն է տալիս դրանք դարձնել շեղատամ, որոնք ուղիղ ատամներով անիվների համեմատ ավելի անաղմուկ են ու երկարակյաց: Աստիճանավոր փոխանցման տուփերի կիրառման տնտեսական պահանջներով բեռնատար ավտոմոբիլների համար դրանք կարող են

լինել առավելագույնը 16, իսկ մարդատարների համար՝ 5 աստիճանով:
Առավել մեծ թվով փոխանցումներով տուփերը կիրառվում են դիզելային
շարժիչների մոտ, քանի որ դրանց հարմարվելիության գործակիցն
ավելի փոքր է, քան կարբյուրատորային շարժիչներինը:



Նկ. 25. ՈՒԱԶ ավտոմոբիլի փոխանցումների տուփ.

- ա. երկայնական կտրվածք, 1 - առաջնային լիսեռ, 2 - խողովածն կալունակ սեղմող սկավառակի արտաուղղման համար, 3 - հատուկ մանեկ, 4 - առանցքակալ,
5 - երկրորդային լիսեռի առջևի որդյակավոր առանցքակալ, 6 - սինխրոնիզատորի բլոկավորող օղակ, 7 - III և IV փոխանցումների սինխրոնիզատորի ագույց, 8 - III և IV փոխանցումների սինխրոնիզատորի կունդ, 9, 10, 12 - I, II և III փոխանցումների մշտական կառչման ատամնանիվներ, 11 - I և II փոխանցումների սինխրոնիզատորներ, 13 - տուփի իրան, 14 - երկրորդային լիսեռ, 15 - կառանող օղակ, 16 - մանեկ, 17 - միջանկյալ լիսեռ, 18 - հետին ընթացքի ատամնանիվ լիսեռ, 19 - հետին ընթացքի ատամնանիվ, 20 - միջանկյալ լիսեռի և փոխանցման ատամնանիվների բլոկ,
բ. սինխրոնիզատորի սխեման, 1 - ագույց, 2 - կունդ, 3 - չորուկ, 4 - գնդիկ,
5 - ուղղատու գալանակ:



Նկ. 26. ԶԻԼ -433360 ավտոմոբիլի փոխանցումների տուփ (ա) և սինխրոնիզատոր (բ).

1 - առաջնային լիսեռ, 2 - IV և V փոխանցումների սինխրոնիզատորներ, 3 - IV փոխանցման ատամնանվի վրան, 4, 5 և 13 - երկրորդային լիսեռի մշտական կառչման ատամնանիվներ, 6 - IV և V փոխանցումների միացման եղանիկ, 7 - II և III փոխանցումների միացման եղանիկ, 8 - փոխանցումների տուփի կափարիչ, 9 - ալիզատորի գնդիկ, 10 - փոխանցումների փոփոխման փականքի բույթ շրիֆտ (շրիֆտ), 11 - փոխանցումների փոփոխման փականքի գնդիկ, 12 - II և III փոխանցումների սինխրոնիզատոր, 14 - առաջին և հետին փոխանցման եղանիկ, 15 - առաջին և հետին փոխանցման ատամնանիվ, 16 - կանգառային արգելակի թմբուկ, 17 - փոխանցումների տուփի իրան, 18 - երկրորդային լիսեռ, 19, 21, 22 և 24 - միջանկյալ լիսեռի մշտական կառչման ատամնանիվներ, 20 - հետին ընթացքի ատամնանիվ, 23 - միջանկյալ լիսեռ, 25 - սինխրոնիզատորի մատի շրջափակիչ, 26 - առաջնային և երկրորդային լիսեռների լծորդման հոլովակավոր առանցքակալ, 27 - սինխրոնիզատորի կունդ, 28 - սինխրոնիզատորի բլոկավորման օղակ, 29 - զսպանակ, 30 - ատամնանվի կոն:

3.2. Փոխանցումների տուփի հիմնական պարամետրերի որոշումը

Փոխանցումների տուփի հիմնական պարամետրերն են միջառանցքային հեռավորությունը, ատամնանվային փոխանցման մոդուլը, ատամնապսակի լայնությունը, ատամի թեքության անկյունը:

Եռալիսեռ փոխանցումների տուփի *միջառանցքային հեռավորությունը* որոշվում է մոտավորապես՝ գոյություն ունեցող փոխանցման տուփերի պարամետրերի վիճակագրական վերլուծության էմպիրիկ բանաձևով.

$$a_{\omega} = a^3 \sqrt{M_{emax}}, \quad (66)$$

որտեղ M_{emax} -ը շարժիչի առավելագույն պտտող մոմենտն է, ն.մ, մարդատար ավտոմոբիլների համար՝ $a = 14,5 - 16,0$, բեռնատարների համար՝ $a = 17,0 - 19,5$:

Միջառանցքային հեռավորության նվազագույն արժեքը որոշվում է ըստ ատամի անհրաժեշտ կոնտակտային ամրություն ապահովելու պայմանի: Հաշվարկման հիմքում ընկած է Հերց-Բրաձնի՝ երկու գլանների սեղմման ժամանակ կոնտակտային գոտում առաջացող նորմալ լարումների առավելագույն արժեքի որոշման կախվածությունը.

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{g_H}{2\pi(1-\mu^2)}} \cdot \frac{E}{\rho}, \quad (67)$$

որտեղ g_H -ը տեսակարար բեռնվածքն է պրոֆիլի նորմալով, μ -ն՝ Պուասոնի գործակիցը. պողպատյա ատամնանիվների համար՝ $\mu = 3$, E -ն՝ առաձգականության բերված մոդուլը՝ $E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$, E_1 և E_2 -ը՝ ատամնանիվների առաձգականության մոդուլը, ρ -ն՝ կորության բերված շառավիղը՝ $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$, ρ_1 և ρ_2 -ը՝ հաշվարկվող ատամնանիվների կորության շառավիղները, դրական նշանը արտաքին կոնտակտի համար, բացասականը՝ ներքին:

Պրոֆիլի նորմալով տեսակարար լարման արժեքը հաշվարկվում է հետևյալ բանաձևով.

$$g_H = \frac{F_{Hn}}{l_{min}}, \quad (68)$$

որտեղ l_{min} -ը կառչման ժամանակ կոնտակտի գծի գումարային նվազագույն արժեքն է, որը փոփոխվում է՝ կախված հիմնական գլանի վրա ատամի թեքման անկյունից՝ β_b .

$$l_{min} = \frac{K_{\Sigma} \cdot b_{\omega} \cdot \varepsilon_{\alpha}}{\cos \beta_b}, \quad (69)$$

որտեղ K_{Σ} -ն կոնտակտային գծի գումարային երկարության փոփոխման գործակիցը, ε_{α} -ն՝ ճակատային վերածածկման գործակիցը, b_{ω} -ն՝ ատամնապսակի աշխատանքային լայնությունը, β_b -ն՝ հիմնական գլանում ատամի թեքման անկյունը:

Շեղատամ փոխանցումների համար՝ $K_{\Sigma} = 0,9 - 1$, իսկ ճակատային վերածածկման գործակիցը՝ $\varepsilon_{\alpha} = 1,6$:

Ատամի վրա նորմալ ուժը կլինի՝

$$F_{Hn} = \frac{F_{Ht}}{\cos \alpha_{\omega} \cdot \cos \beta_b} = \frac{2M_p \cdot K_H}{d\omega_1 \cos \alpha_{\omega} \cos \beta_b}, \quad (70)$$

որտեղ α_{ω} -ն ճակատային կտրվածքով կառչման անկյունն է, M_p -ն՝ հաշվարկվող մոմենտը, $d\omega_1$ -ն՝ հաշվարկվող ատամնանիվների սկզբնական տրամագիծը, K_H -ը՝ բեռնվածության գործակիցը.

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\theta},$$

որտեղ $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$ և $K_{H\theta}$ -ն ատամնանիվների միջև բեռնվածքի բաշխումներն են, կոնտակտի գծով բաշխման անհավասարաչափությունը և դինամիկական բեռնվածքները հաշվի առնող գործակիցները:

Այսպիսով՝

$$g_H = \frac{2M_p \cdot K_H}{d\omega_1 \cdot b_{\omega 1} \cdot K_{\Sigma} \cdot \varepsilon_{\alpha} \cdot \cos \alpha_{\omega}}: \quad (71)$$

Շեղատամ ատամնանվի կորության շառավիղը՝

$$\rho_1 = \frac{d\omega_1}{2} \cdot \frac{\sin \alpha_{\omega}}{\cos \beta_b}: \quad (72)$$

Հետևաբար՝

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha_{\omega}} \left(\frac{1}{d\omega_1} \pm \frac{1}{d\omega_2} \right) = \frac{2 \cos \beta_b}{d\omega_1 \cdot \sin \alpha_{\omega}} \left(\frac{U \pm 1}{U} \right), \quad (73)$$

որտեղ $U = \frac{d\omega_2}{d\omega_1}$ -ն փոխանցման թիվն է:

Ստուգված պարամետրերը տեղադրելով (67) հավասարման մեջ՝ կստանանք՝

$$\sigma_H = \sqrt{\left(\frac{E}{n(1-\mu^2)}\right) \cdot \left(\frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha}\right) \cdot \left(\frac{\cos \beta_b}{\sin \alpha_\omega \cdot \cos \alpha_\omega}\right) \cdot \left(\frac{2M_p \cdot K_H}{\psi_d d_{\omega 1}}\right) \cdot \left(\frac{U \pm 1}{\omega}\right)}: \quad (74)$$

Ատամնանիվների պատրաստման նյութի պարամետրերը փոխարինելով Z_M -ով, $Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}}$, կոնտակտային գծի գործակիցը Z_ε -ով, $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha}}$, իսկ աշխատանքային մակերեսների ձևը հաշվի առնող գործակիցը Z_H -ով, $Z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\sin \alpha_\omega \cdot \cos \alpha_\omega}}$, կստանանք՝

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2M_p \cdot K_H}{\psi_d \cdot d_{\omega 1}^3} \cdot \left(\frac{U \pm 1}{U}\right)}, \quad (75)$$

որտեղ $\psi_d = \frac{b_\omega}{d_\omega}$ -ն ատամնապսակի լայնության գործակիցն է, $\psi_d = 0,15 - 0,35$, մեծ արժեքները երաշխավորվում է ընտրել մեծ ծանրաբեռնվածությամբ ատամնանիվների համար:

(75) հավասարումից հետևում է՝

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{(Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon)^2 \cdot \left(\frac{2M_p \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_d}\right) \cdot \left(\frac{U \pm 1}{U}\right)},$$

քանի որ $a_\omega = \frac{1}{2}(d_{\omega 1} + d_{\omega 2}) = \frac{1}{2}d_{\omega 1}(U + 1)$, ապա միջառանցքային հեռավորությունը կլինի՝

$$a_\omega = \frac{1}{2}(U + 1) \sqrt[3]{(Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon)^2 \cdot \left(\frac{2M_p \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_d}\right) \cdot \left(\frac{U \pm 1}{U}\right)}: \quad (76)$$

Որպես հաշվարկային մոմենտ՝ ընտրվում է շարժիչի առավելագույն մոմենտը՝ M_{emax} , կամ տանող անիվների վրա կցման մոմենտի մեծությունը՝ պատկերված ծնկաձև լիսեռի վրա: Այդ մոմենտների ընտրությունը, որոնք զգալի չափով գերազանցում են իրական շահագործման պայմանները, անհրաժեշտություն է առաջացնում որոշել ոչ թե իրական, այլ բեռնվածքների համարժեք ցիկլը: Ընդունված հաշվարկային մոմենտի համարժեք ցիկլերի քանակը կլինի՝

$$N_\varepsilon = 60 \cdot T_s \cdot n_p \cdot K_{nH}, \quad (77)$$

որտեղ T_s -ը համապատասխան փոխանցումով աշխատանքի ժամանակն է, ժամ, n_p -ն՝ հաշվարկային պտտման հաճախությունը՝ հավասար

շարժիչի առավելագույն հզորությանը համապատասխան պտուտաթվերի կեսին, K_{nH} -ը՝ վազքի գործակիցը, որը հաշվի է առնում ընտրված մոմենտով բեռնված դետալի երկարակեցությունը:

Տարբեր փոխանցումներով ավտոմոբիլի աշխատանքի տևողության գործակիցը ներկայացված է աղյուսակ 6-ում: Էկվիվալենտ ցիկլերի քանակը հաշվի է առնվում թույլատրելի լարումների որոշման ժամանակ:

$$[\sigma]_{H1} = [\sigma]_{H0} \sqrt[3]{\frac{N_o}{N_H}}, \quad (78)$$

որտեղ N_o -ն ցիկլերի բազային քանակն է, $H \geq HRC 56$ մակերևույթի կոշտությամբ ատամնանիվների համար՝ $N_o = 12 \cdot 10^7$ ցիկլ, $[\sigma]_{H0}$ -ն՝ թույլատրելի լարումը, CT 18 $\times$ IT, CT 20 $\times$ H3A, CT 30 $\times$ IT, CT15 $\times$ FH2TA ցեմենտացված պողպատի համար՝ $[\sigma]_{H0} = 23H_{HRC}$ ՄՊա, ընդ որում, արտաքին կոշտությունը՝ $HRC 57 - 63$, իսկ միջին մակերեսը՝ $HRC 32 - 45$:

Ստատիկ կոնտակտային ամրությունը՝ σ_k , ստացվում է ըստ առավելագույն բեռնվածքի՝

$$M_{emax}, \sigma_k = \sigma_H \sqrt{\frac{M_{emax}}{M_p}} \leq [\sigma]_{kcr}, \quad (79)$$

որտեղ σ_H -ը հաշվարկային մոմենտի M_p դեպքում կոնտակտային լարումն է, $[\sigma]_{kcr}$ -ը՝ ստատիկ ամրության թույլատրելի կոնտակտային լարումը:

Ատամնանվային փոխանցման մոդուլը որոշվում է առավելագույն մոմենտի ազդեցությամբ ստատիկ ամրության կամ ըստ հոգնածության ծռման ոլորման պայմանի: Մոդուլի ընտրության ժամանակ անհրաժեշտ է հաշվի առնել, որ դրա փոքրացումը և ատամնապսակի լայնության մեծացումը նվազեցնում են աղմուկը: Տեխնոլոգիական տեսանկյունից նպատակահարմար է բոլոր փոխանցումների համար ընտրել մեկ մոդուլ:

Տարբեր փոխանցումներով ավտոմոբիլի աշխատանքի տևողության
գործակիցները

Ավտոմոբիլի տիպը	Փոխան- ցումների թիվը	K_{nH}	Տվյալ փոխանցումով աշխատանքի հարաբերական ժամանակը, γ , %							
			I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Մարդատար՝ փոքր դասի	3	1	1	30	60					
	4	1	0,5	3	20	76,5				
	4	<1	1	8	23	68				
Մարդատար՝ միջին մեծ դասի	3	1	1	22	77					
	4	<1	0,5	2	10,5	87				
	4	1	0,5	3	20	76,5				
	5	1	0,5	2	4	18,5	75			
	5	<1	0,5	2	15	57,5	29			
Բեռնատար՝ ընդհանուր նշանակության	4	1	1	3	21	75				
	4	1	1	4	35	60				
	5	1	1	3	5	16	75			
	5	<1	1	3	12	64	20			
	6	1	1	2	4	8	15	70		
	6	<1	1	2	4	8	70	15		
	8	<1	0,5	1	3	55	10	15	45	20
Ինքնաթափեր, բարձր անցանելիությամբ ավտոմոբիլներ	4	<1	5	15	55	25				
	5	<1	3	12	30	40	15			
	6	<1	3	5	20	40	20	12		
Ավտոբուսներ՝ քաղաքային	4	1	1	5	25	60				
	4	1	1	8	40	51				
	5	1	1	4	10	20	65			
	5	1	1	4	15	60	20			
	6	1	1	3	6	15	15	60		
	6	1	1	3	6	15	60	15		
Ավտոբուսներ՝ միջքաղաքային	4	1	1	3	21	75				
	4	1	1	4	35	60				
	5	1	1	3	5	16	75			
	5	1	1	3	12	64	20			
	6	1	1	2	4	8	15	70		
	6	1	1	2	4	8	70	15		
	8	1	0,5	1	3	5,5	10	15	45	20

Ըստ հոգնաձային ամրության ատամները հաշվարկելիս լարումը կլինի՝

$$\sigma_F = \frac{F_t}{m \cdot b_\omega} K_F \cdot \gamma_F \cdot \gamma_\beta, \quad (80)$$

որտեղ F_t -ն ելակետային հաշվարկային շրջագծային ուժն է, $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma}$ -ը՝ բեռնվածքի գործակիցը, որը հաշվի է առնում ատամների միջև բեռնվածքի բաշխումը, կոնտակտի գծով բեռնվածքի բաշխման անհավասարաչափությունը, կառչման դինամիկական բեռնվածքների առաջացումը, γ_F -ը՝ ատամի ձևի գործակիցը, որը որոշվում է ատամների համարժեք թվով՝ $Z_{np} = \frac{Z}{\cos^2 \beta_\omega}$, γ_β -ն՝ շեղատամ անվի կոնտակտի երկարությամբ բեռնվածքի բազուկի փոփոխումը հաշվի առնող գործակից, $\gamma_\beta = \frac{1-\beta_0}{140}$, եթե $\beta \geq 42^\circ$, ապա՝ $\gamma_\beta = 0,7$:

$$(15) \text{ Բանաձևում տեղադրելով } F_t = \frac{2M_p}{d_{\omega_1}}, d_{\omega_1} = \frac{mz_1}{\cos \beta_\omega} \text{ և } b_\omega = \psi_m \cdot m,$$

կստանանք՝

$$\sigma_F = \frac{2M_p \cdot \gamma_\beta \cdot K_F \cos \beta_\omega}{m^2 \psi_m \cdot Z_1},$$

որտեղից մոդուլը կլինի՝

$$m = \sqrt[3]{\frac{2pM \cdot \gamma_\beta \cdot \gamma_F \cdot K_F \cos \beta_\omega}{[\sigma]_\rho \psi_m \cdot Z_1}}, \quad (81)$$

որտեղ Z_1 -ը հաշվարկվող անվի ատամների թիվն է, ψ_m -ը՝ լայնության գործակիցը, $\psi_m = 4,4 - 7,0$ ուղիղ ատամներով ատամնապսակի և $\psi_m = 7,0 - 8,6$ շեղ ատամներով ատամնապսակի համար, M_p -ն՝ հաշվարկային մոմենտը ընտրված է այնպես, ինչպես կոնտակտային ամրության հաշվարկման ժամանակ:

Ատամի թույլատրելի լարումը կլինի՝

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{rd} \sqrt{\frac{N_o}{N_\Sigma}}, \quad (82)$$

որտեղ $[\sigma]_{rd}$ -ն դետալի հոգնաձային ամրության հաշվարկման ծոման թույլատրելի լարումն է, N_Σ -ն՝ ցիկլերի բերված թիվը, $N_\Sigma = 60 \cdot M_p \cdot n_p \cdot K_{nF}$:

K_{nF} գործակիցները որոշվում են նկար 27-ի բնութագրից, որտեղ P_k և P_{cp} -ը համապատասխանաբար շոշափող քարշիչ ուժի հաշվարկային և միջին արժեքներն են: Հաշվարկվող փոխանցումը պետք է ստուգվի ըստ ստատիկ ամրության՝

$$[\sigma]_{Fctat} = [\sigma]_F \frac{M_{max}}{M_p}, \quad (83)$$

որտեղ N_o -ն ցիկլերի բազային թիվն է, $N_o = 1 \cdot 10^7$ ցիկլ:

Ատամնանիվների պատրաստման պողպատների համար՝

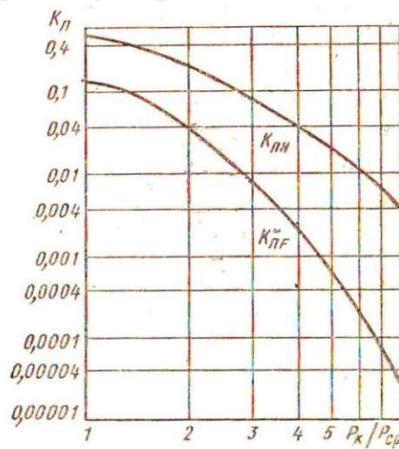
$$[\sigma]_{Fctat} \approx 0,6\sigma_B,$$

որտեղ σ_B -ն պողպատի ամրության սահմանն է:

Միջառանցքային հեռավորությունը կլինի՝

$$a_\omega = \frac{m \cdot z_1}{(2 \cos \beta_\omega)} : \quad (84)$$

Ընտրվում է կոնտակտային և ծոման ամրությունների համար հաշվարկված a_ω -ի մեծ արժեքը:



Նկ. 27. K_{nF} գործակցի կախվածությունը $\frac{P_k}{P_{cp}}$ -ից:

Միջանկյալ լիսեռի վրա տեղակայված առաջին փոխանցման ատամնանվի տրամագիծն ընտրվում է նվազագույնը, որը պայմանավորված է առաջնային լիսեռի վրա ավելի մեծ տրամագծով ատամնանիվ տեղակայելու անհրաժեշտությամբ, որպեսզի դրա մեջ տեղավորվի

երկրորդային լիսեռի տեղակայման առանցքակալ: Ատամների նվազագույն քանակը՝ $Z_{min} = 17$, ատամի բարելավված ձևով ատամնանիվների համար՝ $Z_{min} = 12 - 14$: Գերադասելի է ընտրել կենտ թվով ատամներով ատամնանիվներ, ինչն ապահովում է ատամների կոնտակտի հավասարաչափ մաշ:

Շեղ ատամներով փոխանցման ատամի β_ω թեքման անկյունը ընտրվում է հետևյալ պայմաններից.

1. Առանցքային կտրվածքում վերածածկման ε_α աստիճանը պետք է լինի մեկից ոչ փոքր, որպեսզի ապահովվի կառչման մեջ գտնվող ատամնանիվների սահուն աշխատանք.

$$\sin \beta_\omega = \frac{\pi \cdot \varepsilon_\alpha}{b_\omega} : \quad (85)$$

2. Շեղատամ անվից միջանկյալ լիսեռի վրա ազդող առանցքային ուժերը պետք է հավասարակշռվեն: Միջանկյալ լիսեռի բոլոր ատամնապսակների ատամների պտուտակային գծի ուղղությունները պետք է լինեն միևնույնը (սովորաբար աջ), իսկ յուրաքանչյուր փոխանցման շեղատամ ատամնապսակի անկյունները պետք է բավարարեն հետևյալ պայմանը.

$$\frac{\operatorname{tg} \omega}{\operatorname{tg} \beta_i} = \frac{r_\omega}{r_{\omega i}} : \quad (86)$$

(86) հավասարակշռության պայմանը ստացվել է $F_r = F_{ri}$ պայմանից, որտեղ՝

$$F_r = F_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_{\omega_1} = \frac{M_1}{r_\omega} \cdot \operatorname{tg} \beta_1,$$

$$F_{ri} = F_{ti} \cdot \operatorname{tg} \beta_{\omega i} = \frac{M_i}{r_{\omega i}} \cdot \operatorname{tg} \beta_{\omega i} :$$

Ներկայացված արտահայտություններում 1-ին ինդեքսով պարամետրերը վերաբերում են միջանկյալ լիսեռի ատամնանիվներին, որոնք շարժման մեջ են դրվում առանցքային լիսեռով, իսկ i-րդ ինդեքսով մնացած պարամետրերը՝ այդ լիսեռին: Ավտոմոբիլների մեծ մասի մոտ փոխանցման տուփի ատամնանիվների բնորոշ ատամների թեքման անկյունն ընտրվում է նույնը, որով պայմանավորված են որոշակի տեխնոլոգիական առավելություններ:

Փոխանցումների տուփերում ատամի թեքման անկյունը մարդատար ավտոմոբիլների մոտ կազմում է $\beta_\omega = 30 - 45^\circ$, իսկ բեռնատարների մոտ՝ $\beta_\omega = 20 - 30^\circ$:

3.3. Փոխանցումների տուփի լիսեռներ և առանցքակալներ

Փոխանցումների տուփի լիսեռները փոխանցում են ոլորող մոմենտ և կառչման մեջ գտնվող ատամնանիվների վրա գործող ուժերի ազդեցությամբ ենթարկվում են ծռման: Այդ ուժերը կարելի է ներկայացնել երեք բաղադրիչներով.

- շրջագծային ուժ՝

$$F_t = \frac{2M_e \cdot i}{d\omega}, \quad (87)$$

- շառավղային ուժ՝

$$F_F = \frac{2M_e \cdot i \cdot \operatorname{tg} \alpha_\omega}{d\omega \cdot \cos \beta_\omega}, \quad (88)$$

- առանցքային ուժ՝

$$F_\alpha = \frac{2M_e \cdot i \cdot \operatorname{tg} \beta_\omega}{d\omega}, \quad (89)$$

որտեղ i միջև $d\omega$ տրամագծով ատամնանիվը փոխանցման թիվն է, M_e -ն առաջնային լիսեռին փոխանցված ոլորող մոմենտը, այս դեպքում՝

$$M_e = M_{emax}:$$

Ավտոմոբիլների փոխանցման տուփերի լիսեռները պատրաստվում են նույն նյութից, ինչ որ ատամնանիվները և հաշվարկվում են ըստ ամրության և կոշտության: Լիսեռի առավելագույն տրամագիծը՝ d_n , կարելի է որոշել $\frac{d_n}{l_n}$ հարաբերությունից, l_n -ը լիսեռի երկարությունն է: Տանող լիսեռի համար՝ $\frac{d_B}{l_B} = 0,16 - 0,18$ և երկրորդային լիսեռի համար՝ $\frac{d_n}{l_n} = 0,18 - 0,21$:

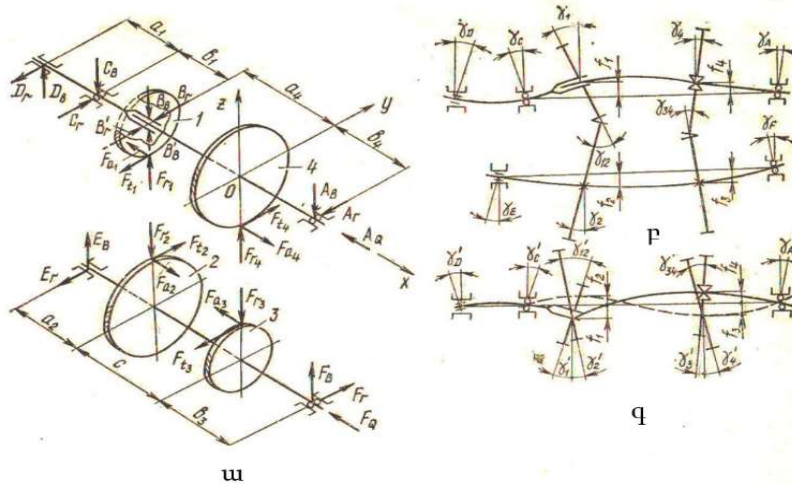
Փոխանցումների տուփի ամրությունը ստուգվում է ծռման և ոլորման համատեղ ազդեցության տակ: Որոշվում են հենարանների ռեակցիաների բաղադրիչները և դրանց համապատասխանող ծռող մոմենտները՝ ուղղահայաց M_B և հորիզոնական՝ M_r : Հաշվարկման ժամանակ լիսեռը դիտարկվում է որպես հոլովակային հենարանների վրա դրված հեծան: Ոլորման և ծռման գումարային լարումը կլինի՝

$$\sigma_{pe3} = \frac{M_{pe3}}{W_{u3}} = \frac{32M_{pe3}}{\pi d_B^3}, \quad (90)$$

որտեղ՝ $M_{pe3} = \sqrt{M_r^2 + M_B^2 + M_{kp}^2}$, իսկ $[\sigma]_{pe3} \leq 400$ ՄՊԱ:

Շլիցներով լիսեռների հաշվարկման ժամանակ, որպես հաշվարկային տրամագիծ՝ ընտրվում է շլիցի ներքին տրամագիծը:

Ատամնանվային փոխանցումների վրա առավել մեծ ազդեցություն ունի ուղղահայաց հարթությունում լիսեռի ճկվածքը և ճակատային կտրվածքի թեքման անկյունը հորիզոնական հարթությունում: Լիսեռի թեքման անկյունների հետևանքով ատամները թեքվում են անվի նկատմամբ, որը հանգեցնում է ատամի երկարությամբ ճնշման անհավասարաչափ բաշխման (նկ. 28):



Նկ. 28. Փոխանցումների տուփի լիսեռների հաշվարկման սխեման.
ա - լիսեռի և ատամնանիվների վրա ազդող ուժեր, բ և գ - ZOX և ZOY հարթություններում դեֆորմացիաների սխեմաները:

Առաջնային լիսեռի ճկվածքն ուղղահայաց հարթությունում կլինի՝

$$f_1 = (F_{21} + B^I_B) \cdot \frac{b_1^2(a_1+b_1)}{3EI_1} - F_{a1} \frac{r_{o1}-b_1(2a_1+3b_1)}{6EI_1}: \quad (91)$$

Առաջնային լիսեռի կտրվածքի թեքման անկյունը՝

$$\gamma_1 = (F_{r1} + B^I_B) \cdot \frac{b_1(2a_1+3b_1)}{6EI_1} - F_{a1} \frac{r_{o1}(a_1+3b_1)}{3EI_1}: \quad (92)$$

Երկրորդային լիսեռի ճկվածքն ուղղահայաց հարթությունում՝

$$f_4 = F_{14} \frac{a_4^2 \cdot b_4^2}{3(a_4+b_4) \cdot EI_4} - F_{a4} \frac{a_4-b_4(b_4-a_4)r_{04}}{3(a_4+b_4) \cdot EI_4} : \quad (93)$$

Երկրորդային լիսեռի կտրվածքի թեքման անկյունը՝

$$\gamma_4 = Fr_4 \frac{a_4 b_4 (b_4 - a_4)}{3(a_4 + b_4) \cdot EI_4} - Fa_4 \frac{(a_4^2 - a_4 - b_4 + b_4^2) r_{04}}{3(a_4 + b_4) \cdot EI_4} , \quad (94)$$

որտեղ r_{01} և r_{04} -ը ատամնանիվների շրջանագծի սկզբնական շառավիղներն են, I_1 և I_4 -ը՝ լիսեռի լայնական կտրվածքի իներցիայի մոմենտը:

Շլիցներով լիսեռների հաշվարկման ժամանակ հաշվարկային տրամագիծն ընդունվում է՝ $d_p = 1,1d_B$, իսկ d_B -ն՝ շլիցների ներքին տրամագիծը:

Լիսեռների կտրվածքի թեքման անկյունը չպետք է գերազանցի 0,002 ռադ.: Լիսեռների ճկման մեծությունը՝ առաջնայինի համար՝ $f_B = 0,05 - 0,10$ մմ, երկրորդայինի համար՝ $f_r = 0,10 - 0,15$ մմ: Գումարային ճկվածքը՝ $f = \sqrt{f_B^2 + f_r^2} \leq 0,2$ մմ: Մեծ երկարություն ունեցող լիսեռները ստուգվում են ըստ ոլորման բանաձևի.

$$\varphi = \frac{M_{kp} \cdot L}{G \cdot I_p} : \quad (95)$$

Ոլորման թույլատրելի անկյունը պետք է լինի՝ $\varphi = 0,25 - 0,35^\circ$:

Փոխանցումների տուփի մեծ մասում ատամնանիվները տեղակայվում են անմիջապես լիսեռների վրա, ինչը թույլ է տալիս մեծացնել լիսեռի տրամագիծը և որպես հետևանք՝ կոշտությունը: Սովորաբար երկրորդային լիսեռի տրամագիծն ընդունվում է՝ $d = (0,5 - 0,6)a_\omega$:

Առանցքակալների ընտրությունը: Փոխանցումների տուփի առանցքակալներն աշխատում են փոփոխական բեռնվածքային ռեժիմներում, այդ պատճառով դրանց հաշվարկման ժամանակ, որպես հաշվարկային մոմենտ, ընտրվում է առաջնային լիսեռին հաղորդվող շարժիչի առավելագույն մոմենտը: Շարժիչներն ընտրվում են ըստ դինամիկական բեռնվածության գործակցի: Այս դեպքում առանցքակալի նոմինալ երկարակեցությունը կլինի՝

$$L = \left(\frac{c}{p}\right)^m , \quad (96)$$

որտեղ c -ն դինամիկական բեռնվածությունն է, p -ն՝ դինամիկական բեռնվածքը առանցքակալի վրա, m -ը՝ աստիճանային ցուցիչ, գնդիկավոր առանցքակալների համար՝ $m = 3$, հոլովակային առանցքակալների համար՝ $m = 3,3$:

Ավտոմոբիլի երկարակեցությունը կարելի է որոշել ըստ կապիտալ նորոգման վազքի՝ S , V_{cp} միջին արագությամբ շարժվելիս, ինչը որոշվում է $V_{cp} = 0,6 \cdot V_{max}$ արտահայտությամբ:

$$L_h = \frac{S}{V_{cp}} : \quad (97)$$

Ժամային՝ L_h , և ցիկլային՝ L , երկարակեցությունների միջև կապն ունի հետևյալ տեսքը.

$$L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}, \quad (98)$$

որտեղ n -ը առանցքակալի պտուտաթվերն են:

Առանցքակալի պահանջվող դինամիկական բեռնվածքը կլինի՝

$$C = P_3 \cdot \frac{1}{m}, \quad (99)$$

որտեղ P_3 -ն առանցքակալի դինամիկական բեռնվածքն է:

Ըստ դինամիկական բեռնվածքի ընտրվում է առանցքակալ:

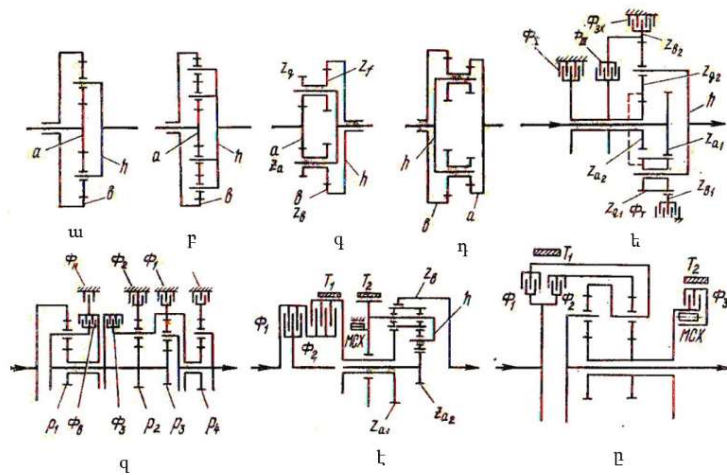
3.4. Պլանետար փոխանցումներ

Պլանետար փոխանցումներն ավտոմոբիլների տրանսմիսիայում օգտագործվում են որպես հիմնական փոխանցումների տուփ, հիդրոտրանսֆորմատորային փոխանցման լրացուցիչ տուփ կամ փոխանցումների տուփի լրացուցիչ ռեդուկտոր:

Պլանետար փոխանցումներն անշարժ առանցքներ ունեցող տուփերի նկատմամբ ունեն մի շարք առավելություններ, այդ թվում՝ պլանետար տուփերում փոխանցումներն իրականացվում են ֆրիկցիոններով և արգելակներով, ինչը հնարավորություն է տալիս փոխանցումներն իրականացնել ավտոմոբիլի ընթացքի ժամանակ՝ առանց տանող անիվների հզորության հոսքի ընդհատման և կառավարման ավտոմատացման հնարավորությամբ: Շահագործման նույն պայմաններում պլանետար փոխանցումների աղմուկը փոքր է, ծառայության ժամկետը՝ մեծ:

Ատամնանիվների ներքին կառուցումն ունի մեծ ամրություն, քանի որ ունի կառչման կորության մեծ շառավիղ: Համակարգի հավասարակշռության հետևանքով առանցքակալների մեծ մասը բեռնաթափված են ռադիալ բեռնվածքներից, որը հնարավորություն է տալիս դրանցում օգտագործել փոքրաչափ շփման առանցքակալներ: Պլանետար փոխանցումներն ունեն ավելի մեծ օ.գ.գ.: Սակայն դրանք բարդ են կառուցվածքով և պատրաստման տեխնոլոգիայով:

Պլանետար փոխանցումների հիմքը պլանետար շարքերն են, որոնք կարող են իրականացվել ատամնանիվների ներքին և խառը կառուցմով: Առավել լայն կիրառություն են ստացել խառը կառուցմով շարքերը 2K-ի տիպի, քանի որ դրանք հնարավորություն են տալիս ոչ մեծ կառուցվածքային չափերի դեպքում ստանալ մեծ փոխանցման թվեր: 2K-ի եռօղակ մեխանիզմներում միացված են երկու կենտրոնական անիվները՝ a-b, և տարիչը՝ h (նկ. 29):



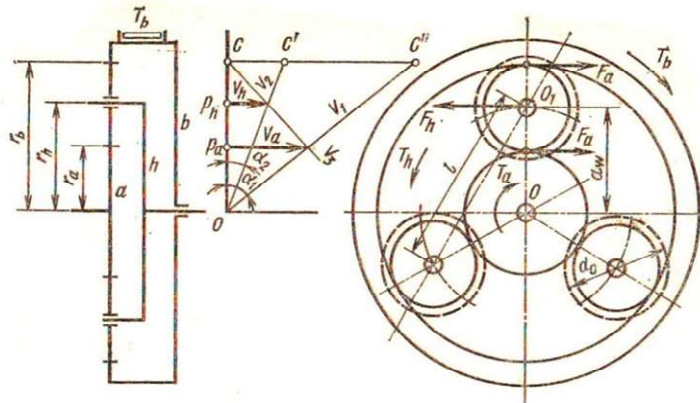
Նկ. 29. Պլանետար շարքերի և հիդրոմեխանիկական պլանետար փոխանցումների սխեմաները.

ա և բ - միաշարք՝ մեկ խումբ սատելիտներով, և միաշարք՝ սատելիտների խառը խմբերով մեխանիզմներ, գ և դ - երկշարք մեխանիզմներ բլոկավորված, խառը և ներքին կառուցմով երկպսակ սատելիտների խմբերով, ե - Մազ-53360 ավտոմոբիլի փոխանցման տուփ, զ - Аллисо-30 (ԱՄՆ) ֆիրմայի փոխանցումների տուփ, է - «Չայկա» ավտոմոբիլի փոխանցումների տուփ, լ - Ջիլ-114 ավտոմոբիլի փոխանցումների տուփ:

Նկար 29ե-ի փոխանցումների տուփը բաղկացած է երկու միաշարք եռօղակ չորս ֆրիկցիոններով մեխանիզմներից: Այն հնարավորություն է տալիս ստանալ երեք առաջընթաց և մեկ հետին փոխանցումներ: Նկար 29գ սխեմայով, որը բաղկացած է չորս միաշարք մեխանիզմներից, կարելի է ստանալ վեց առաջընթաց և երկու հետընթաց փոխանցումներ: Նկար 29ե սխեմայով փոխանցումների տուփը բաղկացած է երկու պայմանական եռօղակ 2k-ի տիպի մեխանիզմներից, որոնք ունեն ընդհանուր տանող և թագաձև ատամնանիվներ: Դրանք հնարավորություն են տալիս ստանալ երեք առաջընթաց և մեկ հետընթաց փոխանցումներ:

Պլանետար շարքի տարրերի միջև կինեմատիկ կապը կարելի է որոշել գրաֆիկական կամ անալիտիկ եղանակներով:

Գրաֆիկական եղանակը հիմնված է շարքի տարրերի արագությունների պլանի կառուցման վրա, հարմար է պլանետար փոխանցումների կառուցվածքային սխեմաների հետազոտման համար, սակայն համակարգի փոխանցման թվերն այս դեպքում ստացվում են մոտավոր արժեքներով (նկ. 30):



Նկ. 30. Պլանետար շարքի հաշվարկային սխեման:

Անշարժ տարիչի դեպքում կենտրոնական անիվները կապող անկյունային արագությունների փոխանցման թիվը անալիտիկ մեթոդով որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$i_{ab}^h = -\frac{(\omega_a - \omega_h)}{(\omega_b - \omega_h)}: \quad (100)$$

Բացասական նշանը ցույց է տալիս, որ արևային և թագաձև անիվները պտտվում են հակառակ ուղղություններով: i_{ab}^h փոխանցման թիվը որոշվում է անշարժ առանցքներով փոխանցումների համար ատամնանիվների սկզբնական շառավիղների կամ ատամնաթվերի հարաբերությամբ.

$$i_{ab}^h = \pm \frac{Z_b}{Z_a} = \pm \frac{Z_b}{Z_a} = P,$$

որտեղ P -ն հանրահաշվական մեծություն է և առնչություններում պետք է տեղադրել՝ հաշվի առնելով նշանը: Կանգնեցված տարիչով օղակների միևնույն ուղղությամբ պտտվելու դեպքում P պարամետրը դրական է, իսկ տարբեր ուղղությունների դեպքում՝ բացասական:

Տեղադրելով (100) հավասարման մեջ $i_{ab}^h = -P$, կստանանք եռօղակ մեխանիզմի հիմնական առնչությունը.

$$\omega_a - P\omega_b = (1 - P)\omega_h : \quad (101)$$

Այս արտահայտության օգնությամբ կարելի է որոշել հիմնական օղակներից մեկի անկյունային արագությունն ըստ մյուս երկու օղակների պտտման հաճախության և ներքին փոխանցման թվի:

Պլանետար շարքի տարրերի վրա ազդող ուժերը և մոմենտները հաշվարկվում են արտաքին մոմենտների հավասարակշռության պայմանից: Եթե երեք հիմնական օղակներով փոխանցման դեպքում կարելի է անտեսել շփման կորուստները, ապա կայունացված շարժման համար ճիշտ է հետևյալ առնչությունը.

$$M_a + M_b + M_h = 0, \quad (102)$$

որտեղ M_a, M_b և M_h -ն a, b և h օղակների վրա ազդող մոմենտներն են:

Արտաքին մոմենտների ուղղությունը հակառակ է արտաքին F_a, F_b և F_h ուժերին, որոնք ազդում են համապատասխան օղակների վրա: F_h ուժը միաշարք մեխանիզմում որոշվում է սատելիտների ատամնանիվների կառչման վրա ազդող ուժերի երկրաչափական գումարով:

$$F_h = F_a + F_b, F_a = F_b, F_a = \frac{M_a}{Z_a n_p},$$

որտեղ n_p -ն կառչման մեջ գտնվող սատելիտների թիվն է: Դիտարկենք սատելիտների հավասարակշռության պայմանն ըստ նկար 30-ի: Օղակների վրա մոմենտների կախվածությունը կլինի՝

$$M_b = -P \cdot M_a, M_h = (1 - P)T_a:$$

Պլանետար փոխանցումներում սատելիտների հենարանները բեռնված են նաև կենտրոնախույս ուժերով, որոնք ω_h -ի մեծ արժեքների դեպքում կարող են գերազանցել կառչման ուժի բեռնվածքը:

$$F_y = m_c \cdot \omega_h^2 \cdot r_h, \quad (103)$$

որտեղ m_c -ն տարիչի նկատմամբ պտտվող սատելիտի զանգվածն է:

Եռօղակ մեխանիզմի մոմենտների հավասարումը, հաշվի առնելով կորուստները, կլինի՝

$$M_b = -P \cdot M_a \cdot \eta_o \text{ և } M_a = -\frac{M_b}{P \cdot \eta_o},$$

որտեղ η_o -ն անշարժ տարիչի դեպքում մեխանիզմի օ.գ.գ-ն է: Տեղադրելով այս արտահայտությունները (37)-ում՝ կստանանք՝

$$M_a - M_h - P \cdot M_a \cdot \eta_o = 0,$$

որտեղից՝

$$M_a = M_h \frac{1}{(1-P \cdot \eta_o)} = -\frac{M_b}{(P \cdot \eta_o)}:$$

Արգելակված թագաձև ատամնանվի դեպքում ուժային փոխանցման թիվը կլինի՝

$$i_c = \frac{T_h}{T_a} = 1 - P \cdot \eta_o: \quad (104)$$

Կինեմատիկ փոխանցման թիվն ըստ (35)-ի, երբ $\omega_b = 0$, կլինի՝

$$\omega_a = (1-P) \omega_h,$$

$$i_k = \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 - P:$$

Պլանետար շարքի օ.գ.գ-ն կանգնեցված թագաձև ատամնանվի դեպքում կլինի՝

$$\eta = \frac{(1-P \cdot \eta_o)}{1-P}: \quad (105)$$

Պլանետար շարքի օ.գ.գ-ն անշարժ տարիչի դեպքում որոշելիս հաշվի է առնում կորուստներն ատամնանիվների կառչման բեռներում:

$$\eta_o = \eta_a \cdot \eta_b,$$

որտեղ η_a և η_b -ն արտաքին և ներքին կառչումով ատամնանիվների օ.գ.գ-ներն են, $\eta_a = 0,98$ և $\eta_b = 0,99$:

η_o -ն որոշելիս հաշվի են առնվել միայն օղակների հարաբերական շարժման դիմադրությունները, հաշվի չեն առնվել դիմադրություններն առանցքակալներում և հիդրավլիկական դիմադրություններում, փակ ֆրիկցիոններում:

Պլանետար փոխանցումների ամրության հաշվարկները կատարվում են այնպես, ինչպես հիմնական փոխանցումների տուփերի մոտ: Հիդրոտրանսֆորմատորի տեղակայման դեպքում, որպես հաշվարկային մոմենտ, ընտրվում է տուրբինի անվի վրա գործող մոմենտներից նվազագույնը՝ ըստ շարժիչի՝ M_{Tp} , կամ ճանապարհի հետ անիվների կցման մոմենտը՝ M_φ .

$$M_{Tp} = M_{emax} \cdot K_p,$$

$$M_\varphi = \frac{R_Z \cdot \varphi \cdot r_k}{i_T \cdot \eta_T},$$

որտեղ M_{emax} -ը շարժիչի առավելագույն մոմենտն է, i_T և η_T -ն՝ տանող անիվներից մինչև տուրբինը եղած հատվածի համար փոխանցման թիվը և օ.գ.գ-ն: K_p -ն տրանսֆորմացիայի գործակիցը, $K_p = 0,7 K_{max}$, K_{max} -ը՝ տրանսֆորմացիայի գործակցի առավելագույն արժեքը:

Եռօղակ մեխանիզմի օղակներում սատելիտների և ատամնանիվների ատամների քանակի ընտրության հիմքում ընկած է P մեծությունը, ըստ որի տեղակայվում է հանգույցը՝ սատելիտ կամ արևային ատամնանիվ, որոնք ունեն նվազագույն հարաբերական չափեր: Ատամների նվազագույն թույլատրելի քանակը արևային անվի համար կարող է լինել՝ $Z_{min} = 17$, բարելավված անվի համար՝ $Z = 14$, սատելիտներինը՝ $Z=10$: Ամենափոքր կառուցվածքային չափերով ատամնանվի ընտրված ատամնաթվերի, ինչպես նաև սատելիտների թվով և P պարամետրով որոշվում են մնացած ատամնանիվների ատամնաթվերը: Ատամների հաշվարկված թվերը կլորացվում են մինչև ամբողջ թիվ և ստուգվում համառանցքության, հավաքման և տեղավորման պայմաններով:

Համառանցքության պայմանն ապահովելու համար անհրաժեշտ է, որ $Z_b = Z_a + 2Z_g$, որտեղ Z_a և Z_b -ն արևային և թագաձև ատամնանիվների ատամնաթվերն են, Z_g -ն՝ սատելիտի ատամնաթվերը:

Հավաքման պայմանն ապահովում է սատելիտների ատամների բլոկի և կենտրոնական խոռոչի համընկումով և բնութագրվում է հետևյալ հավասարումով.

$$Z_a + Z_b = X n_p,$$

որտեղ n_p -ն սատելիտների թիվն է, X -ը՝ բազմապատիկության գործակիցը (ամբողջ թիվ):

Տեղավորման պայմանը որոշում է հարևան սատելիտների ատամների միջև բացակի մեծությունը: Այդ բացակը սատելիտների միջև ապահովելու համար հարևան սատելիտների արտաքին շրջանագծերի շառավիղների գումարը պետք է լինի փոքր դրանց առանցքներից՝ 1 (նկ. 30), այսինքն՝ $d_c \leq l$, ընդ որում՝

$$l = 2a_\omega \sin\left(\frac{\pi}{n_p}\right),$$

որտեղ d_c -ն սատելիտի արտաքին տրամագիծն է, a_ω -ն՝ սատելիտի և արևային ատամնանվի միջառանցքային հեռավորությունը:

$(l - d_c)$ տարբերության նվազագույն թույլատրելի արժեքը որոշվում է յուրի օդափոխանակության և պղպջակավորման կորուստներով և կարող է ընդունվել՝ $\approx 0,5m$ (m -ը ատամնանվի մոդուլն է):

3.5. Անաստիճան փոխանցման տարատեսակները

Անաստիճան փոխանցումն ապահովում է ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի սահուն և անընդհատ ուժային ու կինեմատիկ փոխանցում, որը հեշտացնում է ավտոմոբիլի կառավարումը, թույլ է տալիս ստանալ իդեալականին մոտ քարշաարագային հատկանիշներ, նվազեցնել տրանսմիսիայի դինամիկական բեռնվածքները և բարելավել ավտոմոբիլի անցանելիությունը, քանի որ տանող անիվների մոմենտի սահուն և անընդհատ հաղորդումը նվազեցնում է դրանց տեղապտույտի հավանականությունը:

Անաստիճան փոխանցումները լինում են՝

Ինքնակարգավորվող, որոնց աշխատանքի սկզբունքը հնարավորություն է տալիս ավտոմատ փոփոխել ուժային փոխանցման թիվը՝ կախված արտաքին գործոններից՝ շարժման դիմադրություններից և վառելիքի մատուցման ոտնակի դիրքից:

Ոչ ինքնակարգավորվող, որոնց ավտոմատացումը հնարավոր է միայն հատուկ կարգավորող սարքերի կիրառմամբ: Այս տիպի փոխանցումները հնարավորություն են տալիս շարժիչին աշխատել առավել արդյունավետ ռեժիմում:

Ավտոմոբիլների տրանսմիսիայում կիրառվող անաստիճան փոխանցումներն ըստ գործողության սկզբունքի լինում են հիդրոդինամիկական, ծավալային, ֆրիկցիոն և էլեկտրական: Դրանց ընդհանուր թեքությունը ատամնանվային փոխանցումների համեմատությամբ կառուցվածքի բարդությունն է, խոշոր կառուցվածքային չափերը, էներգետիկ մեծ կորուստները: Այդ պատճառով առավել կիրառելի են ինքնակարգավորվող հիդրոդինամիկական փոխանցումները, որոնց զանգվածը, չափերը և օ.գ.գ-ն քիչ են զիջում աստիճանավոր փոխանցումներին:

Անաստիճան փոխանցումները պետք է բավարարեն հետևյալ պահանջները.

- ապահովել ուժային փոխանցման թվերի անհրաժեշտ ընդգրկույթ,
- ունենալ մեծ օ.գ.գ. և աշխատանքի լավարկված ռեժիմների միջակայք,
- բավարար երկարակեցության դեպքում նվազագույն կառուցվածքային չափեր և զանգված,
- անհրաժեշտ տեխնոլոգիա և պատրաստման ցածր արժեք:

3.5.1. Հիդրոդինամիկական փոխանցումներ

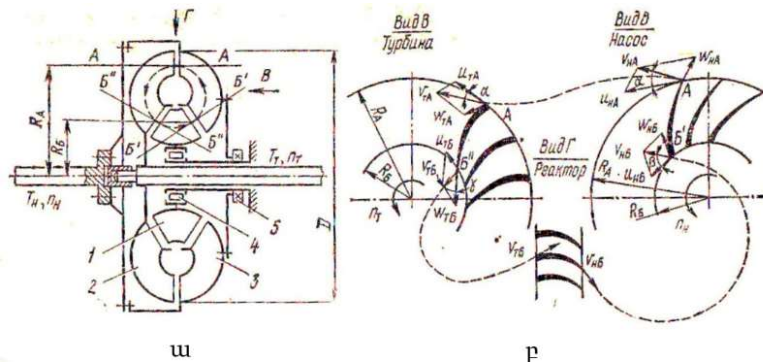
Հիդրոդինամիկական փոխանցումները (հիդրոտրանսֆորմատորներ) կազմված են երկու թիավոր հիդրոմեքենաներից՝ կենտրոնախույս մղիչ և կենտրոնամետ տուրբին: Մղիչի լիսեռը միացվում է շարժիչի ծնկաձև լիսեռին, իսկ տուրբինի լիսեռը՝ տրանսմիսիայի այն ագրեգատներին, որոնք տեղակայված են հիդրոտրանսֆորմատորից հետո: Այսպիսով՝ աշխատանքային հեղուկը մղիչից տուրբին անցնելիս իրականացվում է էներգիայի փոխանցում շարժիչից տրանսմիսիային:

Հիդրոտրանսֆորմատորի սխեման պատկերված է նկար 31-ում, որտեղ մղիչի և տուրբինի անիվները մոտեցված են իրար և ունեն հեղուկի ցիրկույացիայի փակ կոնտուր ապահովող տորսիդային ձև, դասավորված են հերմետիկ իրանի կիպացված սարքում: Շարժվող հեղուկի

ցիրկույացման ճանապարհին տեղադրված է եռակտոր անշարժ թիավոր անիվ՝ ուղղատու սարքի ֆունկցիայով, որն ապահովում է մղման անվից դուրս եկող հեղուկի հոսքի շարժման անհրաժեշտ ուղղությունը:

Հիդրոտրանսֆորմատոր մատուցված շարժիչի պտտող մոմենտի փոփոխումը պայմանավորված է նրանով, որ մղման անիվ մտնող հեղուկի շիթը, որը պատկերված է շտրիխավոր գծով, ունի բացարձակ V_{HB} արագություն, որը կարելի է ներկայացնել երկու բաղադրիչներով՝ շրջագծային (փոխադրման)՝ U_{HB} , և հարաբերական՝ W_{HB} : Դրա վեկտորները տեղակայված են B' - B' հարթությունում:

Մղման անվի թիերը հեղուկի հոսքը վերցնում են իրենց վրա, որի ազդեցությամբ պտտում են հեղուկը ցիրկույացիայի ուղղությամբ՝ անվի միջթիերի սկզբնամասից դեպի ելք: Արդյունքում մղիչի ելքում հոսքն ունենում է մեծացված արագություններ՝ U_{HA} , W_{HA} և V_{HA} , որոնց վեկտորներն ընկած են A - A հարթության վրա: B տեսքում A - A և B' - B' հարթությունները համընկնում են նկարի հարթության հետ:



Նկ 31. Հիդրոտրանսֆորմատոր.

ա - սխեմա, բ - հեղուկի հոսքի ուղղության փոփոխությունը,

1 - ռեակտոր, 2 - տուրբինային անիվ, 3 - մղման անիվ, 4 - ազատ ընթացքի ագույց,
5 - հերմետիկացնող սարք:

Հեղուկի պտտման դիտարկվող մասում հոսքի էներգիան մեծանում է շարժիչի ծնկաձև լիսեռից մղիչի լիսեռին փոխանցվող մոմենտի հաշվին, իսկ մղիչի անիվ մտնող և դուրս եկող հեղուկի շարժման մոմենտների տարբերությունը կլինի պտտմանը հակադարձ մոմենտը՝

$$M_H = m(R_A \cdot V_{HA} \cdot \cos \alpha - R_B \cdot V_{HB} \cdot \cos \beta), \quad (106)$$

որտեղ m -ը հիդրոտրանսֆորմատորի անիվով անցնող հեղուկի քանակությունն է մեկ վայրկյանում, α և β -ն՝ բացարձակ և շրջագծային արագությունների վեկտորների միջև կազմված անկյունը մղիչի մուտքում և ելքում, R_A և R_B -ն միջին շիթի հետագծի շառավիղները համապատասխանաբար մղիչի և տուրբինի ելքերում (մուտք դեպի մղիչ):

Մղիչի անվի ելքում և տուրբինային անվի մուտքում հեղուկի շարժման ուղղությունը, հոսքի բացարձակ արագությունները և դրանց միջև անկյունները նույնն են: Տուրբինային անվի միջիթիերի խոռոչ մտնող և դուրս եկող հեղուկի հոսքի բացարձակ արագությունները փոխվում են մեծությամբ և ուղղությամբ, ինչի հետևանքով այդ անվի վրա ազդում է մոմենտ՝

$$M_T = m(R_B V_{TB} \cos \alpha - R_A V_{HA} \cos \alpha), \quad (107)$$

որտեղ α -ն տուրբինի ելքում բացարձակ և շրջագծային արագությունների միջև կազմված անկյունն է:

Անշարժ ռեակտորով անցնող հեղուկը դրան բեռնում է մի մոմենտով, որը ուղղությամբ և մեծությամբ համընկնում է M_H մոմենտին.

$$M_p = m(R_B V_{HB} \cos \beta - R_B V_{TB} \cos \alpha): \quad (108)$$

(106)-ից (108) հավասարումների գումարումից հետևում է, որ հիդրոտրանսֆորմատորի վրա ազդող մոմենտների հանրահաշվական գումարը հավասար է զրոյի: Հետևաբար կունենանք՝

$$M_T = -(M_H + M_p): \quad (109)$$

Եթե ուղղորդող սարքը բացակայեր, տեղի կունենային նաև $V_{TB} = V_{HB}$ և $\alpha = \beta$ հավասարումները: Այս դեպքում գումարելով (106) և (107) հավասարումները՝ կստացվի $M_T = -M_H$: Նշանակում է՝ մղիչ և տուրբին ամբողջությունը կստեղծի հիդրոդինամիկական կցորդիչ (հիդրոկցորդիչ):

Անշարժ ուղղատու սարքը՝ ռեակտորը, շեղում է տուրբինից դուրս մղվող հեղուկի հոսքը մղիչի պտտման ուղղությամբ, որը նպաստում է դրա պտտմանը, արդյունքում մղման անվի պտտման համար պահանջվում է լրացուցիչ մոմենտ՝ $M_e < M_T$: Այսպիսով՝ տեղի է ունենում մոմենտի փոխակերպում: Հիդրոտրանսֆորմատորն իր կառուցվածքային

առանձնահատկությունների շնորհիվ ոչ միայն փոխում է մոմենտն անաստիճան բնութագրով, այլ նաև ավտոմատ՝ կախված էլքի լիսեռի բեռնվածքից:

Եթե մոլիչի լիսեռը պտտվում է հաստատուն պտուտաթվերով, տուրբինի լիսեռի բեռնվածքի մեծացումը առաջացնում է իր պտուտաթվերի նվազում: Դրա հետևանքով նախ փոքրանում է տուրբինի կողմից հակաճնշումը, որը հանգեցնում է շրջանառվող հեղուկի m ծախսի մեծացմանը: Մեծանում է տուրբինի V_{TB} արագությունը և փոքրանում α անկյունը: Արդյունքում, ինչպես երևում է (107) հավասարումից, M_T մոմենտը մեծանում է մինչև օգտակար բեռնվածքի հետ հավասարակշռումը: Եթե տուրբինի լիսեռի վրա բեռնվածքը նվազում է, ապա այն հանգեցնում է տուրբինի լիսեռի պտտման հաճախականության ավելացման և M_T մոմենտի նվազման՝ այնքան ժամանակ, մինչև նոր հավասարակշռության հաստատումը:

Հիդրոտրանսֆորմատորի գնահատման պարամետրերն են

տանող և տարվող լիսեռների մոմենտների գործակիցները՝ λ_H և λ_T , ուժային՝ K և կինեմատիկ՝ i փոխանցման թվերը, օ.գ.գ-ն՝ η :

Հիդրոտրանսֆորմատորների մոտ որպես կինեմատիկ փոխանցման թիվ՝ I , ընդունվում է տարվող լիսեռի (տուրբինի) և տանող լիսեռի (մոլիչի) անկյունային արագությունների հարաբերությունը՝ $i = \frac{n_T}{n_H}$: Տանող և տարվող լիսեռների մոմենտների գործակիցներն արտահայտում են այդ մոմենտների կախվածությունը ցիրկուլյացման շրջանի պարամետրերից, անիվների թիերի եզրի թեքման անկյունից և դրանց արագությունների ռեժիմից: Հիդրավլիկայի կուրսից հայտնի է, որ՝

$$\lambda_H = \frac{M_H}{\rho n^2_H \cdot D^5}, \quad (110)$$

$$\lambda_T = \frac{M_T}{\rho n^2_T \cdot D^5}, \quad (111)$$

որտեղ ρ -ն աշխատանքային հեղուկի խտությունն է, n_T -ն՝ համապատասխանաբար մոլիչի և տուրբինի պտուտաթվերը, D -ն՝ հիդրոտրանսֆորմատորի ակտիվ տրամագիծը:

Ուժային փոխանցման թիվը՝ K , կինեմատիկ փոխանցման թիվը՝ i , և օ.գ.գ-ն որոշվում են հետևյալ արտահայտություններով.

$$\begin{aligned} K &= \frac{M_T}{M_H}, \\ i &= \frac{n_T}{n_H}, \\ \eta &= \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T \cdot n_T}{M_H \cdot n_H} = K \cdot i, \end{aligned} \quad (112)$$

որտեղ N_H և N_T -ն մոլիչի և տուրբինի վրա բերված հզորություններն են:

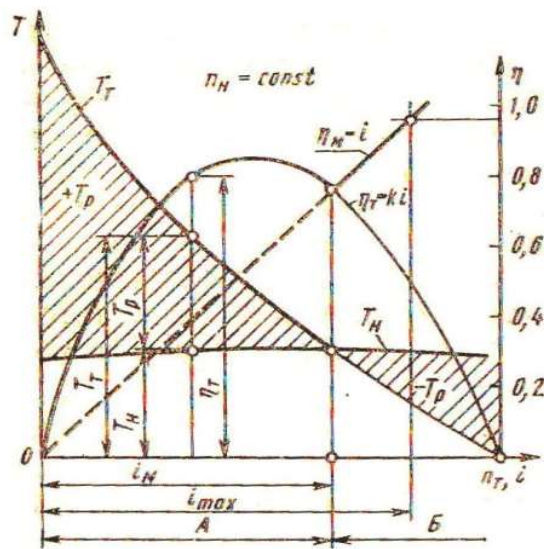
3.5.2. Հիդրոտրանսֆորմատորի բնութագրերը

Հիդրոտրանսֆորմատորի հատկությունների և հնարավորությունների մասին պատկերացում են տալիս դրանց արտաքին, չափագուրկ, բեռնվածքային և ելքի բնութագրերը:

Արտաքին բնութագիրը ստացվում է փորձնական եղանակով և ներկայացնում է M_H , M_T և M_p մոմենտների կախվածությունը կինեմատիկ փոխանցման թվից մոլիչի լիսեռի հաստատուն պտուտաթվերի դեպքում: Այդ բնութագրում ներկայացվում է նաև մեքենայի հիդրոդինամիկական օ.գ.գ-ի՝ η_T , փոփոխման կախվածությունը՝ որոշված (112) բանաձևով:

Արտաքին բնութագիրը (նկ. 32) բաղկացած է երկու գոտիներից՝

- բանվորական (A), որը համապատասխանում է հիդրոտրանսֆորմատորի մոմենտի անաստիճան վերափոխման ռեժիմով աշխատանքին: Այս գոտում տրանսֆորմացման գործակիցը փոխվում է K_{max} , երբ $i = 0$, մինչև $K = 1$, երբ $i = 0,6 - 0,8$,
- աշխատանքային (B), քանի որ տուրբինի պտուտաթվերի աճի հետևանքով առաջ է գալիս դրանից դուրս մղվող հեղուկի շարժման ուղղության այնպիսի փոփոխություն, որ M_p մոմենտն ընդունում է բացասական արժեքներ:



Նկ. 32. Հիդրոտրանսֆորմատորի արտաքին բնութագիրը:

Հիդրոտրանսֆորմատորի օ.գ.գ-ն փոփոխվում է քառակուսի պարաբոլին մոտ օրինաչափությամբ: Համեմատության համար արտաքին բնութագրում ներկայացված է նաև հիդրոկցորդիչի օ.գ.գ-ի՝ η_M , փոփոխության բնութագիրը: Քանի որ դրա համար $K = 1$, ապա (112)-ից հետևում է, որ $\eta_M = i$, որը բնութագրում ներկայացված է կորդինատների սկզբնակետից սկսվող ընդհատվող գծով: Համեմատությունից հետևում է՝ քանի դեռ $K > 1$, $\eta_T > \eta_M$: Հետևաբար՝ հիդրոտրանսֆորմատորը, ի տարբերություն հիդրոկցորդիչի, աշխատանքի ժամանակ ապահովում է ոչ միայն ավտոմոբիլի լավ քարշաքարագային հատկանիշներ, այլև վառելիքի տնտեսում:

Հիդրոտրանսֆորմատորի արտաքին բնութագրի աշխատանքային դիապազոնի ընդլայնման և օ.գ.գ-ի բարձրացման նպատակով իրականացվում են հետևյալ միջոցառումները.

1. Ռեակտորը տրանսֆորմատորի իրանին միացվում է ոչ թե անշարժ, այլ ազատ ընթացքի կցորդիչով (նկ. 31): Այս դեպքում B միջակայքի սկզբում, եթե Mp -ի նշանը փոխվում է, ռեակտորը ազատվում է և

պատվում ազատ՝ առանց հոսքի վրա ազդելու: Այդ պահից սկսած հիդրոտրանսֆորմատորն աշխատում է որպես հիդրոկցորդիչ: Այդպիսի հիդրոտրանսֆորմատորները կոչվում են համալիր (կոմպլեքսային):

2. Ռեակտորը պատրաստում են երկաստիճան, առանձին երկու թիավոր անիվներով, որոնցից յուրաքանչյուրը տեղակայված է առանձին ազատ ընթացքի կցորդիչի վրա (նկ. 33ա): Կինեմատիկ i փոխանցման թվի փոքր արժեքների դեպքում, երբ հեղուկը մտնում է ռեակտոր α -ին մոտ անկյունների ուղղություններով (նկ. 33բ), երկու թիավոր անիվներն անշարժ են: Մի անիվը լրացնում է մյուսին, ստեղծվում է հեղուկի հոսքն ուժեղ պտտող միասնական ռեակտոր: Արդյունքում i -ի փոքր արժեքների դեպքում են տրանսֆորմացման K գործակցի և օ.գ.գ-ի բարձր արժեքներ: Եթե $i > i_B$, երկու թիավոր անիվներն աշխատում են որպես մեկ ռեակտոր, ապա հիդրոկցորդիչի անցումն իրականացվում է i -ի ավելի փոքր արժեքների դեպքում ($i = i_{MB}$), օ.գ.գ-ի զգալի նվազմամբ:

Երբ i -ի փոքր արժեքների դեպքում հոսքի շարժումն իրականացվում է β անկյան սահմաններում, ռեակտորի առաջին աստիճանը հոսքի ազդեցությամբ ազատվում է և ազատ պտտվում A սլաքի ուղղությամբ՝ առանց հոսքի վրա ազդելու: Ռեակտորի երկրորդ աստիճանը շարունակում է փոխել հեղուկի շարժման ուղղությունը: Այս դեպքում փոքր կորուստների պատճառով մաքսիմում օ.գ.գ-ն տեղափոխվում է կինեմատիկ փոխանցման թվի միջին արժեքների գոտի (նկ. 33գ): i -ի հետագա մեծացումը մինչև i_{MB} երկրորդ աստիճանը անջատվում է, հիդրոտրանսֆորմատորն անցնում է հիդրոկցորդիչի ռեժիմի: Երկաստիճան հիդրոտրանսֆորմատորներն այժմ լայն կիրառություն չունեն:

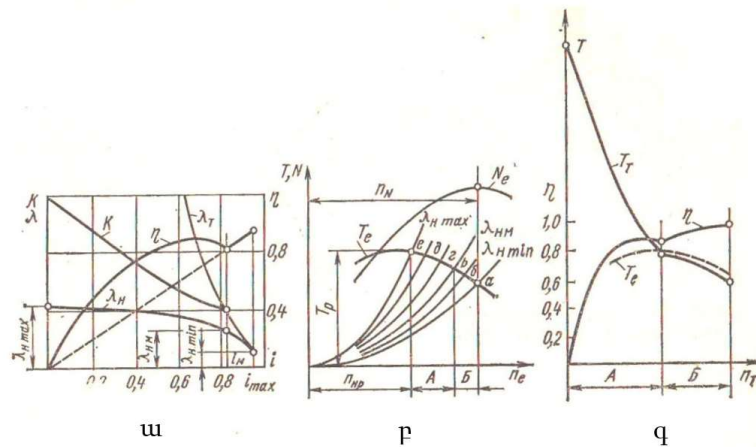
3. Կիրառում են հիդրոտրանսֆորմատորների բլոկավորում ֆրիկցիոն կցորդիչի օգնությամբ, որը կոշտ միացնում է մոդիչը և տուրբինը: Բլոկավորող կցորդիչը սովորաբար միացնում են, երբ $i = i_{max}$: Այս դեպքում օ.գ.գ-ն թռիչքով հասնում է մեկ արժեքի:

Չափագուրկ բնութագիրը ներկայացնում է մոմենտների, λ_H և λ_T գործակիցների կախվածությունը կինեմատիկ փոխանցման թվից՝ i : Կառուցվում է (110) և (111) կախվածությունների հիման վրա: Հիդրո-

տրանսֆորմատորների էներգետիկական կորուստների տրանսֆորմացնող կարողությունների գնահատման համար այդ բնութագիրը լրացվում է η օ.գ.գ-ի և տրանսֆորմացման K գործակցի փոփոխություններով: Հաշվի առնելով (110) և (111) արտահայտությունները՝ K գործակիցը կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով.

$$K = \frac{M_T}{M_H} = \frac{\lambda_T \cdot i}{\lambda_H}.$$

Նկար 33-ում պատկերված բնութագիրը կախված չէ հիդրոտրանսֆորմատորի ρ , n և D պարամետրերից և բնութագրում է ցանկացած չափեր ունեցող հիդրոտրանսֆորմատորը, որի անիվները երկրաչափորեն նման են փորձնական կառուցված հիդրոտրանսֆորմատորի բնութագրին:



Նկ. 33. Հիդրոտրանսֆորմատորի բնութագիրը.

ա - չափագուրկ, բ - բեռնվածքային, գ - ելքային,
A և B - տրանսֆորմատորների և հիդրոկցորդի աշխատանքային գործակցի
համապատասխան ռեժիմները:

Կառուցված λ_H (i) գրաֆիկը հնարավորություն է տալիս մոլիչային անվի լիսեռի ցանկացած պտտտաթվերի և համապատասխան M_H մոմենտի համար որոշել i -ն և K -ն, դրոսելային փականի լրիվ բաց վիճակում, ավտոմոբիլի շարժման արագության և քարշային ուժի հաշվարկների ժամանակ:

λ_T (i) գրաֆիկը հնարավորություն է տալիս տուրբինային լիսեռի ցանկացած n_T պտուտաթվերի և համապատասխան M_T մոմենտի դեպքում որոշել i -ն և K -ն հաստատուն արագությամբ շարժվող ավտոմոբիլի վառելիքի ծախսի հաշվարկման ժամանակ:

Բեռնվածքային բնութագիրը մղման անիվը պտտելու համար անհրաժեշտ ոլորող մոմենտն է՝ կախված այդ լիսեռի պտուտաթվերից՝ n_H :

(111) արտահայտությունից հետևում է, որ՝

$$M_H = \lambda_H \cdot \rho \cdot D^5 \cdot n_H^2:$$

Շարժիչը բեռնելու տեսանկյունից հիդրոտրանսֆորմատորը բնութագրվում է թափանցելիությամբ և գնահատվում է այդ գործակցով՝ n : Թափանցիկ են կոչվում այն հիդրոտրանսֆորմատորները, որոնց տուրբինի վրա բեռնվածության փոփոխումը փոխանցվում է շարժիչի լիսեռին: Անթափանց հիդրոտրանսֆորմատորներում տուրբինի պտուտաթվերի և բեռնվածության փոփոխությունը չի փոխանցվում շարժիչին: Թափանցելիության գործակիցը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$n = \frac{M_H(i=0)}{M_H(k=1)}: \quad (113)$$

Քանի որ հաստատուն n_H դեպքում M_H մոմենտը համեմատական է λ_H մոմենտի գործակցին, ապա թափանցելիության գործակիցը կարող է ներկայացվել նաև հետևյալ արտահայտությամբ.

$$H = \frac{\lambda_H(i=0)}{\lambda_H(k=1)}: \quad (114)$$

Տարբերում ենք հիդրոտրանսֆորմատորներ՝ ոչ թափանցելի ($n = 1$), ուղիղ ($n > 1$) և հակադարձ ($n < 1$) թափանցելիությամբ: Ոչ թափանցելի հիդրոտրանսֆորմատորներում i -ի բոլոր արժեքների համար՝ $\lambda_H = const$: Այս դեպքում շարժիչն աշխատում է հաստատուն պտուտաթվերով՝ անկախ տուրբինի լիսեռի վրա մոմենտի փոփոխությունից և դրոսելի ոտնակի դիրքից:

Թափանցելի հիդրոտրանսֆորմատորներում λ_H -ը կախված է i -ից, որի պատճառով էլ այն բեռնվածքային բնութագրում պատկերվում է պարաբոլների ընտանիքով: Նկար 33բ-ում պատկերված են ուղիղ թափանցելիությամբ հիդրոտրանսֆորմատորի և շարժիչի արտաքին արագության բնութագրերը: Այն ցույց է տալիս, որ թափանցելիությունն էապես մեծացնում է շարժիչի հետ հիդրոտրանսֆորմատորի աշխատանքի հնարավոր ռեժիմները:

Ուղիղ թափանցելիություն կարելի է ստանալ շարժիչի հարմարվելիության օգտագործմամբ: Ենթադրենք՝ առաջադրված պայմաններում շարժվող ավտոմոբիլի շարժիչի և հիդրոտրանսֆորմատորի համատեղ աշխատանքը բնութագրվում է a կետի կոորդինատներով: Շարժմանը դիմադրող ուժերի մեծացմանը զուգընթաց i -ն կսկսի նվազել, և շարժիչը, անկախ ոտնակի դիրքից, կսկսի աստիճանաբար անցնել և այլ կետերին համապատասխանող աշխատանքային ռեժիմներին՝ համապատասխանաբար մեծացնելով ոլորող մոմենտը: Հակադարձ թափանցելիությամբ հիդրոտրանսֆորմատորներն ավտոմոբիլաշինությունում գործնական կիրառություն չունեն:

Ելքի բնութագիրը M_T -ի և η -ի ամբողջական կախվածությունն է n_T -ից և անհրաժեշտ է ավտոմոբիլի քարշաարագային հատկանիշների գնահատման համար: Այն կառուցելիս անհրաժեշտ է հաշվի առնել, որ բեռնվածքային բնութագրերի կորերի և ոլորող մոմենտի կորի հատման կետերը համապատասխանում են շարժիչի և հիդրոտրանսֆորմատորի համատեղ աշխատանքի այն ռեժիմներին, որոնք λ_H , K և η մեծությունների արժեքներով փոխկապակցված են միմյանց հետ: Այդ պատճառով օգտագործելով բեռնվածքային և չափագուրկ բնութագրերը, այդ ռեժիմներից յուրաքանչյուրի համար որոշվում է K և i -ն հետևյալ կախվածություններից.

$$\begin{aligned} M_T &= M_e \cdot K, \\ n_T &= n_e \cdot i: \end{aligned}$$

Հաշվարկման արդյունքներով կառուցվում է ելքի բնութագիրը (նկ. 33գ), որտեղ $M_T(n_T)$ կորի նվազող բնույթն արտացոլում է հիդրոտրանսֆորմատորի հետևյալ դրական առանձնահատկությունը. կարելի է ստանալ իդեալականին մոտ քարշային բնութագիր և հիպերբոլային ֆունկցիային մոտ քարշի ուժ՝ կախված ավտոմոբիլի արագությունից:

Հիդրոտրանսֆորմատորի հիմնական կառուցվածքային մասերն են թիավոր անիվները և ազատ ընթացքի ագույցը: Բեռնատար ավտոմոբիլներում և ավտոբուսներում կիրառվող մեծ մոմենտով, համեմատաբար փոքր արագությամբ հիդրոտրանսֆորմատորների թիավոր անիվները պատրաստվում են AJ4 կամ AJ5 ալյումինի համաձուլվածքից: Մարդատար ավտոմոբիլներում կիրառվող մեծ արագությամբ հիդրոտրանսֆորմատորների ռեակտորը պատրաստվում է ձուլման եղանակով, իսկ մղման և տուրբինային անիվները՝ դրոշմման, թերթավոր 0.8 պողպատից, և հավաքվում են առանձին մասերից: Այս անիվների առավելությունն արտաքին մասի մեծ մաքրությունն է, փոքր զանգվածը և բարձր տեխնոլոգիականությունը:

Թիավոր անիվները պատրաստելուց հետո բալանսավորվում են, դիսբալանսը կարող է լինել 20 գ-սմ-ից ոչ ավելի:

Ազատ ընթացքի ագույցը սովորաբար հոլովակավոր տիպի է, բաղկացած չորս մասերից՝ ներքին և արտաքին օղերից, հոլովակներից և հոլովակների ու օղերի անընդհատ կոնտակտն ապահովող զսպանակներից: Օղերից մեկի մակերևույթը պատրաստվում է գնդաձև, մյուսը՝ պրոֆիլացված, որի արդյունքում դրանց միջև առաջանում է սեպաձև խոռոչ՝ հոլովակների համար: Նկար 34-ում պատկերված է հոլովակավոր, ազատ ընթացքի ագույցի սխեման:

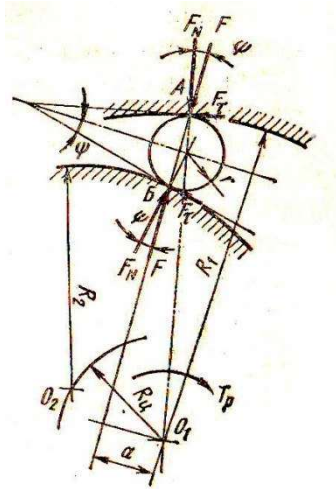
Օղերի հետ կոնտակտի A և B կետերում հոլովակի վրա ազդում են F_H և F_T ուժերը: Դրանք փոխանցվող հաշվարկային պտտող M_p մոմենտին համարժեք ուժերն են՝

$$F = \frac{M_p}{(Z \cdot a)} = \frac{M_p}{(Z \cdot R_1 \cdot \sin \psi)}, F_T = F \cdot \sin \psi \text{ և } F_H = F \cdot \cos \psi = \frac{T_p}{(Z \cdot R_1 \cdot \tan \psi)},$$

որտեղ Z-ը հոլովակների թիվն է, $a = Z_1 \cdot \sin \psi$ -ը՝ խողովակների քայլը:

Որպեսզի հոլովակները հուսալի պահվեն սեպված վիճակում, անհրաժեշտ է պահպանել հետևյալ պայմանը.

$$F \sin \psi < \mu F \cos \psi \text{ կամ } \operatorname{tg} \psi < \mu : \quad (115)$$



Նկ. 34. Ազատ ընթացքի հոլովակավոր ագույց:

Շփման գործակիցը՝ μ , կախված է յուրի մածուցիկությունից, $\mu = 0,11 - 0,13$, ուստի ընդունվում է՝ $\mu = 6^\circ$:

Ոլորտո մոմենտի արժեքով պայմանավորված՝ ազատ ընթացքի ագույցի հիմնական չափերի միջև առկա կախվածությունը պայմանավորված է ներքին օղակի աշխատանքային մակերեսի B կետում կոնտակտային լարումով.

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{\left[\frac{M_p}{(zR_1 \operatorname{tg} \psi)} \right] \cdot E}{1 \cdot \rho_B}}, \quad (116)$$

որտեղ E -ն առաձգականության մոդուլն է, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ ՄՊա}$, l -ը՝ հոլովակի երկարությունը, ρ_B -ն՝ B կետով անցնող հարթությունների բերված կորության շառավիղը.

$$\rho_B = \frac{R_2 \cdot r}{R_2 + r} :$$

Կոնտակտային թույլատրելի լարումն ընդունվում է՝
 $[\sigma_k] \leq 2000 \text{ ՄՊա}$:

Ազատ ընթացքի ազույցի նախագծման ժամանակ երաշխավորվում է՝

$$l = (1,5 - 3,0) r, R_1 = (8 - 10) \cdot r, R_2 = R_1 - 22, Z = 8 - 20:$$

Այն շրջանագծի շառավիղը՝ R_u , որի վրա գտնվում է O_2 կետը, որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$R_u = 2(R_1 - Z) \sin \psi :$$

Աշխատանքային հեղուկի հովացման համար, ինչպես և շարժիչի յուղման համակարգը, հիդրոտրանսֆորմատորները ևս ունեն ռադիատոր, որը հնարավորություն է տալիս հեղուկի ջերմաստիճանը պահել $70-110^\circ\text{C}$ սահմաններում:

ԳԼՈՒԽ 4. ԿԱՐԴԱՆԱՅԻՆ ՓՈԽԱՆՑՈՒՄ

4.1. Պահանջներ կարդանային փոխանցման նկատմամբ

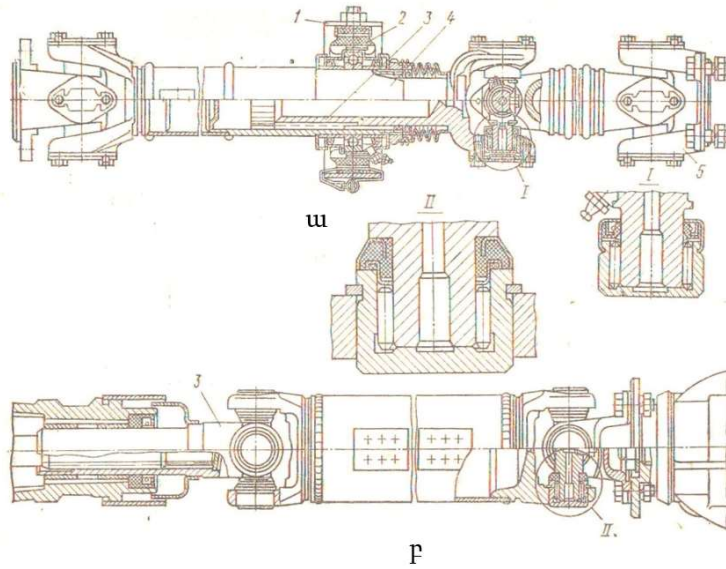
Կարդանային փոխանցումը ծառայում է ոլորող մոմենտը փոխանցումների տուփից գլխավոր փոխանցմանը հաղորդելու համար, որոնց լիսեռներն ավտոմոբիլի շարժման ժամանակ դասավորված չեն մեկ առանցքով: Այն բաղկացած է լիսեռներից, հողակապերից և միջանկյալ հենարաններից (նկ. 35): Կարդանային փոխանցման աշխատանքային պայմանները որոշվում են առաջին հերթին լիսեռների առանցքների թեքման անկյունից, և որքան այն մեծ է, այնքան ծանր են կարդանային փոխանցման աշխատանքի պայմանները: Այսպես, փոխանցման տուփի համար անհրաժեշտ է, որ կարդանային լիսեռի թեքման անկյունը չգերազանցի $3-5^\circ$, որը պայմանավորված է ագրեգատի հավաքման անճշտություններով կամ ավտոմոբիլի շարժման ժամանակ շրջանակի դեֆորմացիայով: Ծանր պայմաններում են աշխատում տանող և ղեկավարվող անիվների կարդանային փոխանցումները, որոնց լիսեռի թեքման անկյունը մեծությամբ և ուղղությամբ կարող է փոփոխվել մինչև 40° :

Կարդանային փոխանցման աշխատանքն ուղեկցվում է նաև ագրեգատների միջև եղած հեռավորության փոփոխությամբ, որը պետք է հաշվի առնել այն նախագծելիս:

Կարդանային փոխանցումներին ներկայացվում են հետևյալ հիմնական պահանջները՝

- ոլորող մոմենտի հուսալի փոխանցում և կարդանային փոխանցումով շարժման մեջ դրվող մեխանիզմի լիսեռների համաչափ պտտում,
- շահագործական արագությունների գոտում ռեզոնանսային երևույթների բացառում, նվազագույն վիբրացիոն բեռնվածքներ և աղմուկ,
- մեծ օ.գ.գ. և բոլոր միացություններում (այդ թվում՝ շլիցներում) փոքր շփում,
- հուսալի աշխատանք՝ տեխնիկական սպասարկումների մեծ պարբերականությամբ:

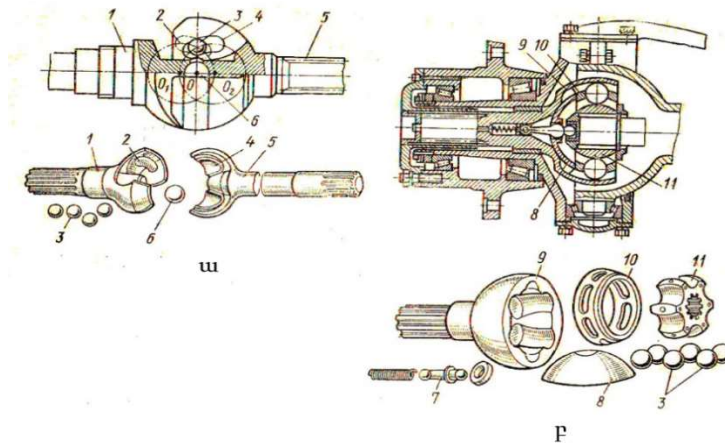
Կարդանային փոխանցման հիմնական մասը կարդանային հողակալն է: Ըստ այդմ լինում են ոչ հավասար և հավասար անկյունային արագությամբ կարդանային փոխանցումներ (նկ. 35, 36):



Նկ. 35. Կարդանային փոխանցում.
 a - երկու լիսեռներով և միջանկյալ լիսեռով, b - մեկ լիսեռով
 և փոխանցումների տուփի վրա երկարացումով:
 1 - միջանկյալ հենարան, 2 - ռետինե վրան, 3 - սահող եղան, 4 - խողովակի ծայրապանակ, 5 - կարդանային հողակալ:

Ոչ հավասարաչափ անկյունային արագություններով կարդանային փոխանցումների հողակալերը լիսեռների միջև թեքության անկյան առկայության դեպքում բնութագրվում են տանող և տարվող լիսեռների անկյունային արագությունների պարբերական անհավասարությունով: Այդպիսի հողակալեր են խաչուկային տիպի հողակալերը, որոնց լիսեռների առանցքների միջև առավելագույն անկյունը կարող է լինել՝ $\gamma_{max} = 6 - 7^\circ$: Հավասար անկյունային արագությամբ հողակալերով միացված լիսեռների անկյունային արագությունները հավասար են լիսեռների միջև ցանկացած անկյունային տեղափոխության դեպքում

(նկ. 36): Օրինակ՝ գնդիկավոր հողակապերը, որոնցով կահավորված են կարդանային փոխանցումները: Դրանք պտտող մոմենտը փոխանցում են լիսեռների միջև կազմված անկյան միջև՝ $\gamma_{max} = 40 - 45^\circ$ արժեքների դեպքում:



Նկ. 36. Հավասար անկյունային արագությամբ կարդանային հողակապեր.
 a - գնդիկավոր բաժանարար առվակներով, b - բաժանարար լծակով:
 1, 5 - եղաններ, 2, 4 - եղանների առվակներ, 3 - գնդիկներ, 6 - կենտրոնացնող գնդիկ,
 7 - բաժանարար լծակ, 8 - ուղղատու ափսե, 9 - գնդաձև իրան, 10 - սեպարատոր (զատիչ),
 11 - ներքին պահունակ:

Հավասար անկյունային արագությամբ կարդանային հողակապերում աշխատանքային գնդիկների կենտրոնները միշտ դասավորված են հողակապի կիսորդ հարթությունում, որով ապահովվում են տանող և տարվող լիսեռների հավասար անկյունային արագություններ:

4.2. Կարդանային հողակապերի կինեմատիկան

Կարդանային հողակապը բաղկացած է տանող և տարվող եղանակներից և խաչուկից: Եղանակների ծայրերը հողերով միացված են խաչուկին: Եղանակների լիսեռների պտտման առանցքները դասավորված են γ անկյան տակ (նկ. 37):

$$c_1 \text{ կետի շրջագծային արագությունը կլինի } V_c = \omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2, \quad (117)$$

որտեղ r_1 և r_2 -ը c_1 կետի հեռավորություններն են լիսեռների առանցքներից,

$$r_1 = Ac_1 \cdot \sin \alpha_1, r_2 = Bc_1 \cdot \sin \alpha_2,$$

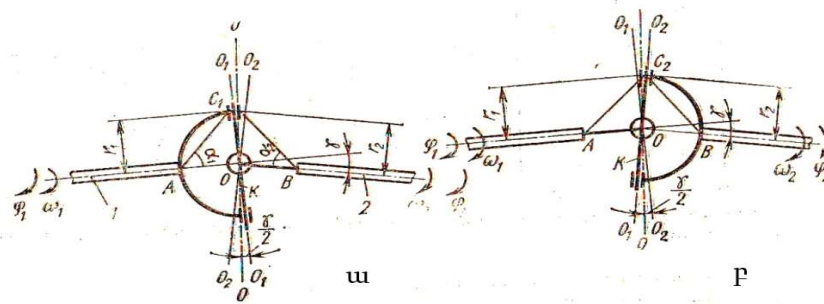
որտեղ α_1 և α_2 -ը Ac_1 և Bc_1 սանձիկների (поводки) և համապատասխան լիսեռների առանցքների միջև կազմված անկյուններն են, ω_1 և ω_2 -ը՝ համապատասխանաբար տանող և տարվող լիսեռների անկյունային արագություններն են:

(117) հավասարումից հետևում է, որ $\omega_1 = \omega_2$, եթե $r_1 = r_2$ կամ $Ac_1 \sin \alpha_1 = Bc_1 \cdot \sin \alpha_2$: Քանի որ $Ac_1 = Bc_1$, ապա որպեսզի $\omega_1 = \omega_2$, անհրաժեշտ է, որ c կետը գտնվի $< Ac_1B$ կիսորդի վրա, իսկ լիսեռների պտտման դեպքում c_1 կետը միշտ գտնվի այդ անկյան կիսորդով անցնող հարթության՝ զուգագծային հարթության մեջ:

Ոչ հավասար անկյունային արագությամբ ֆիքսված հողակապով կարդանային փոխանցման լիսեռի 90° պտտման դեպքում խաչուկը պտտվում է և թեքվում γ անկյունով: c_2 կետը չի գտնվում 00 կիսորդի վրա, այդ պատճառով էլ այդ հողակապերը չեն կարող ապահովել տանող և տարվող լիսեռների անկյունային արագությունների հավասարություն:

Մեքենաների և մեխանիզմների տեսությունից հայտնի է, որ պարզ կարդանային հողակապով եղանիկների պտտման անկյունների՝ φ_1 և φ_2 միջև կապը բնութագրվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$tg \varphi_1 = tg \varphi_2 \cdot \cos \gamma: \quad (118)$$



Նկ. 37. Կարդանային հոդակապի աշխատանքի սխեման.
ա. $\varphi_1 = 0^\circ$, բ. $\varphi_1 = 90^\circ$:

(118) հավասարման դիֆերենցումով կստանանք՝

$$\omega_1 = \frac{1}{\cos^2 \varphi_2} \omega_2 \cdot \cos \gamma,$$

որտեղից՝

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \varphi_2}{\cos^2 \varphi_1} \cdot \frac{1}{\cos \gamma} : \quad (119)$$

Օգտվելով $tg \varphi = \frac{\sin}{\cos \alpha}$ բանաձևից՝ (118) հավասարման երկու կողմերը բարձրացնենք քառակուսի և φ_2 -ն արտահայտենք φ_1 -ով, կստանանք՝

$$\cos^2 \varphi_2 = \frac{\cos^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 \gamma}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1}, \quad (120)$$

տեղադրելով (119)-ը (120)-ում՝ կստանանք՝

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 \gamma} : \quad (121)$$

(121) հավասարումից հետևում է, որ երբ $\varphi_1 = \pi K, K = 0, 1, 2 \dots$

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{max} = \frac{1}{\cos \gamma} \text{ և } \omega_{2max} = \frac{\omega_1}{\cos \gamma} : \quad (122)$$

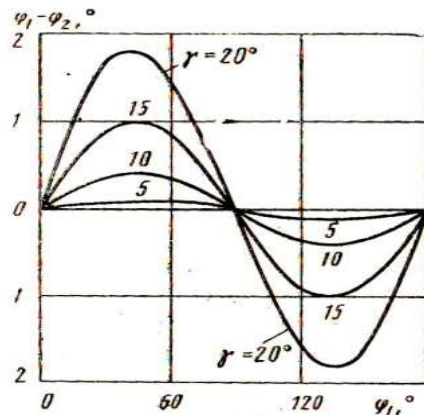
Երբ $\varphi_1 = \frac{\pi}{2} + \pi K, K = 0, 1, 2 \dots$

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{min} = \cos \gamma \text{ և } \omega_{2min} = \omega_1 \cdot \cos \gamma : \quad (123)$$

Այսպիսով՝ կարդանային լիսեռների անկյունային արագությունների համար ճիշտ է հետևյալ անհավասարությունը.

$$\omega_1 \cdot \cos \gamma \leq \omega_2 \leq \frac{\omega_1}{\cos \gamma} :$$

Եղանիկների $\varphi_1 - \varphi_2$ անկյունային տեղափոխության կախվածությունը γ -ից պատկերված է նկար 38-ում:



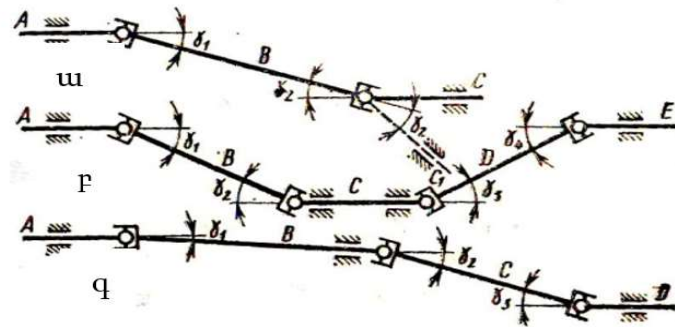
Նկ. 38. Կարդանային հողակապի եղանիկների պտտման անկյունների տարբերության կախվածությունը տանող եղանիկի պտտման անկյունից:

Կարդանային փոխանցման պտտման անհամաչափությունը գնահատվում է տարվող լիսեռի պտտման անհամաչափության գործակցով՝

$$K = \frac{(\omega_{2max} - \omega_{2min})}{\omega_1} = \frac{1 - \cos^2 \gamma}{\cos \gamma} : \quad (124)$$

Տարվող լիսեռի պտտման անհամաչափությունը կարելի է նվազեցնել՝ կիրառելով երկու և ավելի հողակապեր (նկ. 39): Օգտվելով (122) և (123) արտահայտություններից՝ որոշենք կարդանային լիսեռի պտտման անկյունային արագությունն առաջին հողակապից՝ $\omega_2 = \frac{\omega_1}{\cos \gamma_1}$, իսկ երկրորդ հողակապից հետո՝ $\omega_3 = \omega_2 \cdot \cos \gamma_2 = \omega_1 \left(\frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1} \right)$:

Վերջին արտահայտությունից հետևում է, որ երկու կարդանային հողակապով կարդանային փոխանցման տարվող լիսեռի համաչափ պտույտ կարելի է ստանալ γ_1 և γ_2 անկյունների հավասարության դեպքում:



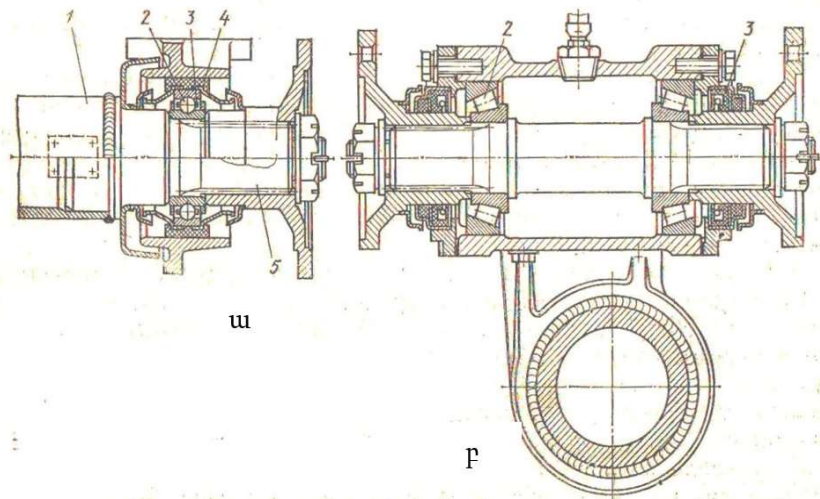
Նկ. 39. Կարդանային հոդակապերի եղանիկների անկյունային տեղափոխությունների բնութագրերը:

Նկար 39-ից հետևում է, որ կարդանի տանող և տարվող լիսեռները կարող են լինել ոչ զուգահեռ, սակայն պետք է պահպանել $\gamma_1 = \gamma_2$ հավասարությունը: Բացի դրանից՝ պետք է ապահովել կարդանային հոդակապի եղանիկների դասավորությունը մեկ հարթության վրա:

4.3. Կարդանային լիսեռների հաշվարկ

Կարդանային լիսեռը կարդանային փոխանցման հիմնական մեքենամասն է: Լիսեռի կենտրոնական մասը կարող է լինել հոծ կտրվածքով կամ սնամեջ խողովակաձև: Հոծ կտրվածքով լիսեռները կիրառվում են միայն հավասար անկյունային արագությամբ կարդանային փոխանցումներում, որտեղ դրանք կատարում են նաև կիսաստորոգներ: Իսկ սնամեջ լիսեռներն ունեն փոքր զանգված, կիրառվում են այն փոխանցումներում, որոնք ունեն համեմատաբար մեծ պտտող մոմենտ և համեմատաբար ավելի մեծ կրիտիկական պտուտաթվեր: Կարդանային լիսեռների սահմանային պտուտաթվերի մեծացման նպատակով տեղադրվում են միջանկյալ հենարաններ (նկ. 40):

Կարդանային լիսեռի L երկարությունը և լայնական սնամեջ կտրվածքի կառուցվածքային չափերը որոշվում են ըստ պտտման կրիտիկական պտուտաթվերի և փոխանցվող ոլորող մոմենտի:



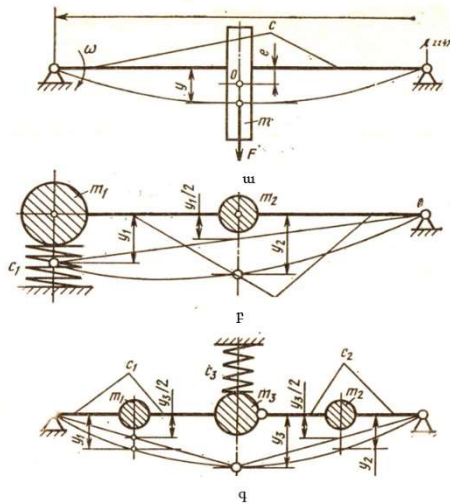
Նկ. 40. Կարդանային փոխանցման միջանկյալ
 հենարանների կառուցվածքային սխեման.
 ա - առաձգական հիմքով մեկ առանցքակալով,
 բ - կոշտ միջանկյալ հենարան՝ երկու առանցքակալով,
 1 - կարդանային լիսեռ, 2 - առանցքակալներ, 3 - խտարար,
 4 - ռետինե առաձգական վռան, 5 - շլիցային միացություն:

Կարդանային լիսեռի հաշվարկային սխեմայում (նկ. 41) լիսեռը դիտարկվում է որպես հողերի վրա ազատ նստած լիսեռ: Լիսեռի m զանգվածը կենտրոնացված է երկարության O միջնակետում և ունի երկայնական առանցքի նկատմամբ զանգվածի բաշխման արտակենտրոնություն՝ e չափով:

Լիսեռի պտտման ժամանակ O կետում առաջանում է կենտրոնախույս ուժ՝

$$P_u = m\omega^2(e + y), \quad (125)$$

որտեղ ω -ն լիսեռի պտտման անկյունային արագությունն է, y -ը՝ լիսեռի ճկվածքը P_u կենտրոնախույս ուժի ազդեցության տակ:



Նկ. 41. Կարդանային փոխանցման պտտման կրիտիկական անկյունային արագության որոշման սխեման.
 ա - կոշտ հենարաններով, բ - փոխանցումների տուփի խտարար,
 գ - միջանկյալ էլաստիկ հենարանով երկու կարդանային լիսեռներով:

Կենտրոնախույս ուժը հավասարակշռվում է լիսեռի առաձգականության ուժով՝

$$P_c = c \cdot y, \quad (126)$$

որտեղ c -ն լիսեռի լայնական կոշտությունն է՝ զանգվածի հավասարաչափ բաշխումով, հողերի վրա ազատ նստած լիսեռի համար որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$c = \frac{384}{5} \cdot \frac{E \cdot I}{L^3}, \quad (127)$$

որտեղ E -ն առաձգականության մոդուլն է, $E = 2.15 \cdot 10^5$ ՄՊա, I -ն՝ լիսեռի իներցիայի մոմենտը, $I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$:

Լիսեռի վրա ազդող կենտրոնախույս P_k և առաձգականության ուժերի հավասարությունից հետևում է՝

$$m\omega^2(e + y) = c \cdot y,$$

որտեղից՝

$$y = \frac{m\omega^2 e}{c - m\omega^2}: \quad (128)$$

Ընդունվում է, որ լիսեռի անկյունային արագության կրիտիկական արժեքի դեպքում $\omega = \omega_{kp}$, լիսեռը քայքայվում է՝ $\gamma \rightarrow \infty$: Հետևաբար՝

$$c - m\omega^2 = 0 \text{ կամ } \omega_{kp} = \sqrt{\frac{c}{m}}: \quad (129)$$

Լիսեռի զանգվածը կարելի է որոշել հետևյալ արտահայտությամբ.

$$m = \frac{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \cdot L \cdot \gamma}{g}, \quad (130)$$

որտեղ d և D -ն լիսեռի կտրվածքի արտաքին և ներքին տրամագծերն են, մ, L -ը՝ լիսեռի երկարությունը, մ, γ -ն՝ լիսեռի նյութի տեսակարար կշիռը, կգ/մ³:

Տեղադրելով (127) և (129)-ը (130) արտահայտության մեջ և հաշվի առնելով, որ $n_{kp} = \frac{\omega_{kp} \cdot 30}{\pi}$, սնամեջ կտրվածքով լիսեռի համար կստանանք՝

$$n_{kp} = 12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}: \quad (131)$$

Կարդանային փոխանցումների շահագործման փորձը ցույց է տալիս, որ դրա աշխատանքը բավարար է, եթե պահեստի K գործակիցն ըստ կրիտիկական պտուտաթվերի ունի հետևյալ արժեքները.

$$K = \frac{n_{kp}}{n_{max}} = 1,2 - 2,0,$$

որտեղ n_{max} -ը կարդանային լիսեռի առավելագույն պտուտաթվերն են:

Կարդանային լիսեռը ենթարկվում է դինամիկական հավասարակշռման: Ընդունվում է, որ փոքր և միջին բեռնատարողությամբ ավտոմոբիլների դեպքում թույլատրելի դիսբալանսը չպետք է գերազանցի $15-25 \cdot 10^{-4}$ ն.մ , իսկ 5 տ և ավելի բեռնատարողությամբ ավտոմոբիլների դեպքում՝ $10 \cdot 10^{-4}$ ն.մ: (131) արտահայտությունից կարելի է որոշել կարդանային լիսեռի թույլատրելի L երկարությունը: Եթե այն ավելի փոքր է, քան ստացվել է էսքիզային հարմարադասումից, ապա փոխանցումների տուփի և գլխավոր փոխանցման միջև տեղակայվում է կարդանային փոխանցում՝ բաղկացած շրջանակին ամրացված միջանկյալ հենարանով իրար միացած երկու լիսեռներից: Մի շարք մարդատար ավտոմոբիլների մոտ կարդանային լիսեռի երկարությունը կրճատելու նպատակով կիրառվում է փոխանցումների տուփ՝ երկարացուցիչով:

Սակայն, այս դեպքում մեծանում է ռեզոնանսային երևույթների առաջացման հավանականությունը, որը վտանգավոր է կարդանային լիսեռի և միջանկյալ հենարանների համար:

4.4. Կարդանային հողակապերի հաշվարկը

Խաչուկավոր կարդանային հողակապի փոխանցած մոմենտի M_2 մեծությունը կախված է տանող լիսեռի մոմենտի նվազագույն արժեքից, հետևաբար՝

$$M_2 = M_1 \frac{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 \gamma}{\cos \gamma}, \quad (132)$$

որտեղ φ_1 -ը տանող լիսեռի պտտման անկյունն է, γ -ն՝ տանող և տարվող լիսեռների միջև կազմված անկյունը:

Տանող լիսեռի պտտող մոմենտը կարդանի հողակապի վրա առաջացնում է տանգենցիալ (t) և առանցքային (Q) ուժեր՝

$$P_{t1} = \frac{M_1}{2 \cdot R}, \quad (133)$$

$$P_{t2} = \frac{M_1}{2 \cdot R} (\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 \gamma) \frac{1}{\cos \gamma}, \quad (134)$$

$$P_{Q1} = \frac{M_1}{2R} \cdot \sin \varphi_1 \cdot t g \gamma, \quad (135)$$

$$P_{Q2} = \frac{M_1}{2R} \cdot \cos \varphi_1 \sin \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \varphi_1 + t g^2 \gamma}: \quad (136)$$

Խաչուկի մատի առանցքում գործող Q_{max} ուժը կլինի՝

$$Q_{max} = P_{t2}, \text{ երբ } \varphi_1 = 0,$$

կամ՝

$$Q_{max} = \frac{M_1}{2R \cos \gamma}: \quad (138)$$

Կարդանային հողակապում հաշվարկվում են հիմնականում խաչուկը և եղանիկը, քանի որ անհավասար անկյունային արագությամբ հողակապերի կառուցվածքային չափերը որոշվում են խաչուկի և եղանիկի չափերով: Խաչուկի չափերը որոշվում են հետևյալ պայմանից. այն չափերն են, որոնցով մնացորդային դեֆորմացիաներ չարժիչից փոխանցումների տուփի առաջին փոխանցումով՝ կարդանային փոխանցմանը հաղորդվող առավելագույն մոմենտի ազդեցության տակ: Ընդ որում՝ առավելագույն ոլորող մոմենտը որոշվում է լրիվ բեռնված ավտոմոբիլի

համար, կցման գործակցի առավելագույն՝ $\varphi = 0,8$ արժեքի դեպքում: Այս դեպքում պահեցի գործակիցն ընդունվում է՝ $n = 2,0$: Խաչուկի բութակը (մատը) հաշվարկվում է ըստ ծոման և կտրման (նկ. 42): Ծոման լարումը A-A կտրվածքում կլինի՝

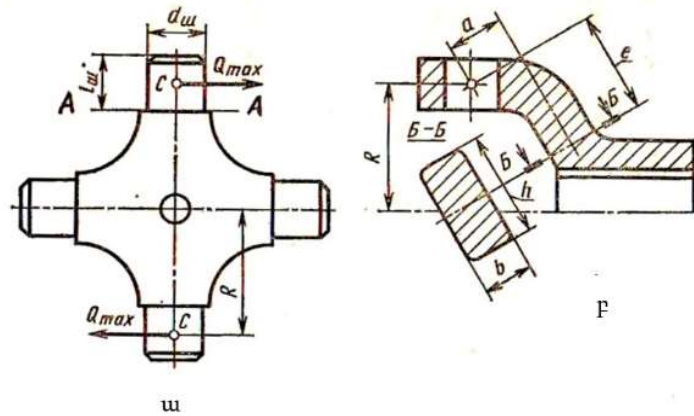
$$\sigma_{u3} = \frac{Q_{max} \cdot l_{\text{III}}}{2W_{u3}}, \quad (139)$$

որտեղ $W_{u3} = \frac{\pi d^3}{32}$ -ը ծոման դիմադրության մոմենտն է, l_{III} -ն՝ բութակի երկարությունը:

Կտրման լարումը՝

$$\tau_s = \frac{4Q_{max}}{\pi d \omega^2}: \quad (140)$$

Կարդանային հողակապերի նյութի համար ընդունվում է $250 \leq \sigma_{u3} \leq 300$ ՄՊա և $75 \leq \tau_s \leq 90$ ՄՊա:



Նկ. 42. Կարդանային հողակապի խաչուկի (a) և եղանիկի (b) հաշվարկային սխեմաները:

Հողակապի եղանիկը Q_{max} ուժի ազդեցությամբ ենթարկվում է ծոման և ոլորման B-B կտրվածքում.

$$\sigma_{u3} = \frac{Q_{max} \cdot l}{W_{u3}}, \quad \tau_{kp} = \frac{Q_{max} \cdot a}{W_{kp}}, \quad (141)$$

որտեղ W_{u3} և W_{kp} -ն ծոման և ոլորման դիմադրության մոմենտներն են, ուղղանկյուն կտրվածքների համար՝ $W_{u3} = \frac{bh^2}{6}$, $W_{kp} = khb^2$, k -ն՝ կտրվածքի չափերի $\frac{h}{b}$ հարաբերությունից կախված գործակից:

Աղյուսակ 7-ում ներկայացված են k -ի արժեքները՝ կախված $\frac{h}{b}$ հարաբերությունից:

Աղյուսակ 7

k -գործակցի արժեքները՝ կախված $\frac{h}{b}$ հարաբերությունից

$\frac{h}{b}$	1	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0
k	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267

Հողակապի եղանակի նյութի համար՝ $50 \leq \sigma_{u3} \leq 80$ ՄՊա և $80 \leq \tau_{kp} \leq 160$ ՄՊա:

Ասեղնավոր առանցքակալները ստուգվում են ըստ թույլատրելի բեռնվածքի՝

$$Q_{max} \leq 7900 \frac{Z_p \cdot d_1 \cdot l_p}{\sqrt[3]{n_m} \cdot t_{gy}}, \quad (142)$$

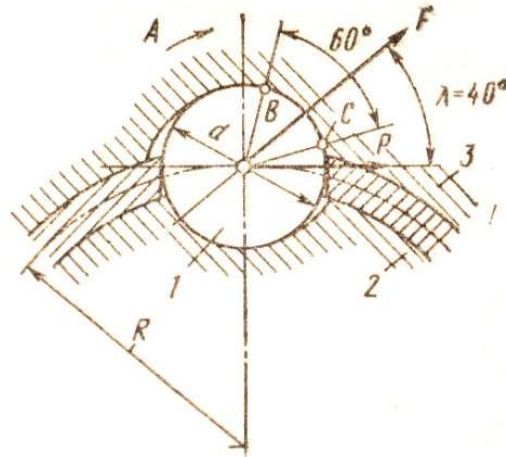
որտեղ Z_p -ն ասեղների քանակն է առանցքակալում, d_1 և l_p -ն՝ ասեղի աշխատանքային երկարությունը և տրամագիծը, n_1 -ը՝ շարժիչից հողակալին փոխանցման թիվը փոխանցումների տուփի ցածր փոխանցման դեպքում, n_m -ը՝ M_{emax} պտտող մոմենտին համապատասխան շարժիչի պտուտաթվերը:

Հավասար անկյունային արագությամբ կարդանային հողակալերը հիմնականում կիրառվում են տանող անիվների հաղորդակում: Կարդանային հողակալով փոխանցվող առավելագույն մոմենտը որոշվում է ըստ կցման զանգվածի՝ G_k , կցման գործակցի $\varphi = 1$ արժեքի համար.

$$M_{\varphi} = G_k \cdot \varphi \cdot r_k, \quad (143)$$

որտեղ r_k -ն տանող անիվի գլորման շառավիղն է:

Մահուն աշխատանք և բեռնվածքի հավասարաչափ բաշխում ապահովելու համար հողակապի շրջանագծով տեղակայվում են վեց գնդիկներ (նկ. 43):



Նկ. 43. Բաժանարար լծակով կարդանային հողակապի հաշվարկային սխեման.
1 - գնդիկ, 2, 3 - ներքին և արտաքին պահունակներ:

A ուղղությամբ պտտվելիս հողակապի վրա ազդող շրջանագծային P ուժն ազդում է գնդիկի վրա R շառավղով.

$$P = \frac{M_{\varphi}}{n \cdot R}, \quad (144)$$

որտեղ n -ը գնդիկների թիվն է:

Գնդիկի և պահունակի ակոսիկի մակերևույթների հպման հարթություններում ազդող N նորմալ ուժը կլինի՝

$$N = \frac{P}{\cos \lambda} = \frac{M_{\varphi}}{(n \cdot R \cdot \cos \lambda)}: \quad (145)$$

Ներքին պահունակի կառուցվածքային չափերը պետք է ապահովեն տանող լիսեռի հետ հուսալի կապ, որը և կանխորոշում է գնդիկների տեղակայման R շառավղի:

Գնդիկների տեղակայման R շառավղի և դրանց d տրամագծի հարաբերությունը կարելի է որոշել հետևյալ էմպիրիկ կախվածությունից.

$$\frac{R}{d} = 1,71:$$

Գնդիկների և ակոսիկների մաշակայունությունն ապահովելու համար երաշխավորվում է N նորմալ ուժի և գնդիկի տրամագծի միջև հետևյալ կապը՝ $N = 2660d^2$: Հաշվի առնելով, որ $\lambda = 40^\circ$, (145) հավասարումից կունենանք՝

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_\phi}{21000}}: \quad (146)$$

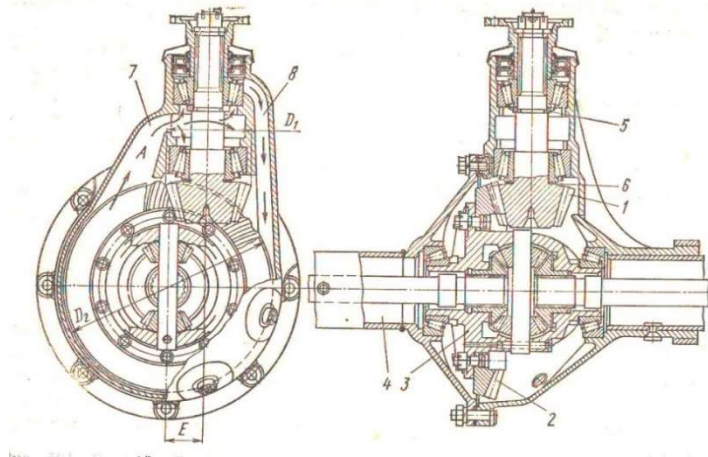
Գնդիկի d տրամագիծը՝ որոշված (146) բանաձևով, հնարավորություն կտա որոշել կարդանային հոդակապի մնացած կառուցվածքային չափերը:

ԳԼՈՒԽ 5. ԳԼԽԱՎՈՐ ՓՈԽԱՆՑՈՒՄ, ԴԻՖԵՐԵՆՑԻԱԼ

5.1. Գլխավոր փոխանցման դասակարգումը

Գլխավոր փոխանցումը ծառայում է ոլորող մոմենտը մեծացնելու և այն դիֆերենցիալի միջոցով տանող անիվներին հաղորդելու համար: Գլխավոր փոխանցման դասակարգման հիմնական չափանիշը դրանում տեղակայված ատամնանվային փոխանցման քանակն է, տիպը և փոխադարձ դասավորությունը: Ըստ այդմ՝ դրանք լինում են մեկ (միակի) կամ երկու կենտրոնական ռեդուկտորով, երկաստիճան բաժանված ռեդուկտորով և երկաստիճան:

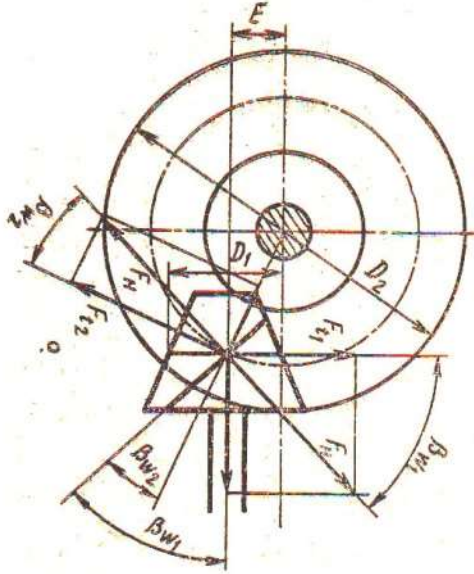
Միակի փոխանցումը (նկ. 44) սովորաբար կառուցված է կոնական կամ հիպոիդալ ատամնանիվներից, $i_0 \leq 7$ փոխանցման թվով: Այս փոխանցումներն ունեն փոքր չափեր, էժան են և շահագործման տեսակետից շահավետ: Փոխանցման թվի հետագա մեծացումը պահանջում է տարվող ատամնանվի տրամագծի մեծացում, որը կնվազեցնի ավտոմոբիլի ճանապարհային բացակը: Միակի գլխավոր փոխանցումները կիրառվում են հիմնականում և՛ փոքր, և՛ միջին բեռնատարողությամբ մարդատար ավտոմոբիլների համար:



Նկ. 44. Միակի հիպոիդային գլխավոր փոխանցում.

- 1 - տանող ատամնանիվ, 2 - տարվող ատամնանիվ, 3 - դիֆերենցիալ, 4 - կիսատնի,
5, 6 - կարգավորող օղ և միջադիր, 7, 8 - առանցքակալներին յուղի մատուցման և
խտաբլից յուղի հեռացման առվակներ, E - հիպոիդային տեղափոխություն:

Հիպոդիդային փոխանցումները կոնական սպիրալաձև ատամներով փոխանցումներից տարբերվում են լիսեռների առանցքների E չափով տեղափոխությամբ (նկ. 45), որի պատճառով տանող և տարվող ատամնանիվների ատամի թեքման $\beta_{\omega 1}$ և $\beta_{\omega 2}$ անկյունները տարբեր են: Այդ տարբերությունը ստեղծում է հիպոդիդային փոխանցման մի հիմնական առավելությունը՝ կոմպակտությունը:



Նկ. 45. Հիպոդիդային փոխանցման հաշվարկային սխեման:

Հաշվարկային սխեմայից հետևում է P_H նորմալ ուժերը, որոնք ազդում են կառչման մեջ, հավասար են, իսկ շոշափող ուժերը կապված են հետևյալ կախվածությամբ.

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \frac{\cos \beta_{\omega 1}}{\cos \beta_{\omega 2}} : \quad (147)$$

Հաշվի առնելով (147) կախվածությունը՝ հիպոդիդային փոխանցման թիվը կլինի՝

$$i_0 = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{\cos \beta_{\omega 1}}{\cos \beta_{\omega 2}} = i_{0k} \cdot K, \quad (148)$$

որտեղ i_{0k} -ն կոնական հաղորդակի փոխանցման թիվն է, $i_{0k} = \frac{r_2}{r_1}$:

Հիպոթիզալ տեղափոխությունը որոշվում է հետևյալ էմպիրիկ բանաձևով.

$$E = (0,125 - 0,20)D_2,$$

որտեղ D_2 -ը տարվող ատամնանվի տրամագիծն է:

Այսպիսով՝ տանող ատամնանվի հաստատուն D_1 տրամագծի դեպքում կարելի է տարվող ատամնանվի տրամագիծը նվազեցնել 1,25-1,50 անգամ: Ընդ որում՝ փոքր սահմանը վերաբերում է բեռնատար ավտոմոբիլներին, իսկ մեծ սահմանը՝ մարդատարներին: Հիպոթիզալ ատամնանիվների կառուցմանը, լայնական ուղղությամբ սահքից բացի, բնութագրական է երկայնական սահքը՝

$$V_s = V_u \cdot \frac{\sin(\beta_{\omega 1} - \beta_{\omega 2})}{\cos \beta_{\omega 2}}, \quad (149)$$

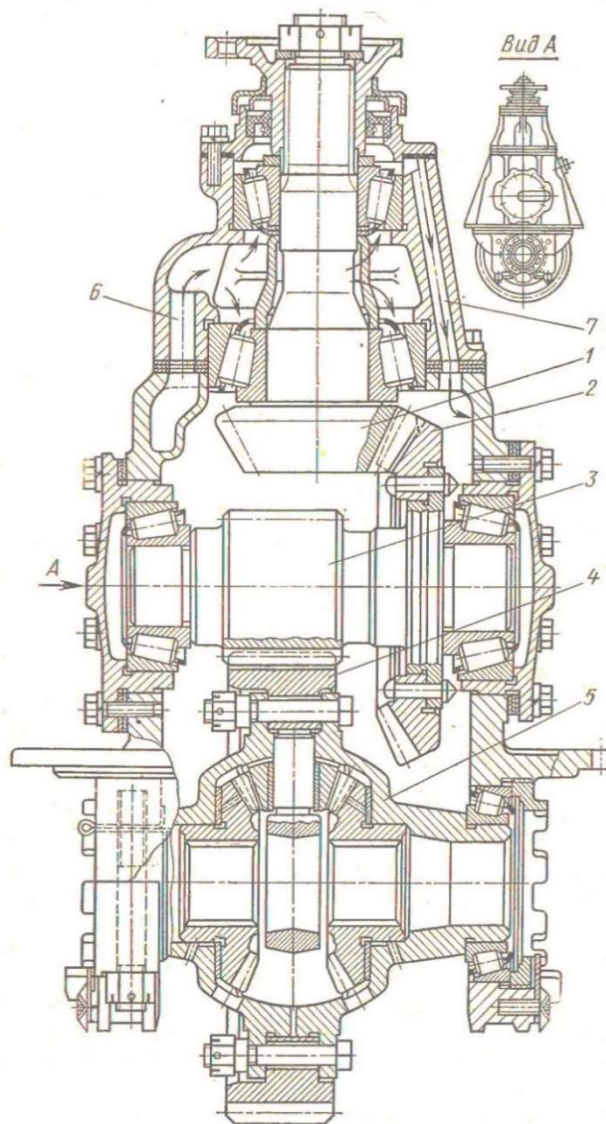
որտեղ V_u -ն ատամնանվային փոխանցման շրջագծային արագությունն է:

Ատամնանվային փոխանցման լայնական սահքը նպաստում է սկզբնական շրջանագծով սահքի կանխմանը, որը հիպոթիզալ փոխանցման անադմուկ աշխատանքի պատճառ է: Սակայն լայնական սահքը մեծացնում է կորուստները փոխանցումում և փոքրացնում օ.գ.գ-ն, որը լիսեռների առանցքների E տեղափոխման սահմանափակում է պահանջում:

Երկակի գլխավոր փոխանցումները (նկ. 46) կիրառվում են հիմնականում միջին ու մեծ բեռնատարողությամբ ավտոմոբիլների և ավտոբուսների տրանսմիսիաներում: Այն կառուցված է երկու զույգ ատամնանիվներից՝ կոնական (հիպոթիզալ) և գլանաձև:

Մրանք ունեն ավելի մեծ չափեր, զանգված և արժեք, սակայն հնարավորություն են տալիս ստեղծել մեծ ճանապարհային բացակ և փոխանցման թիվ՝ $i_0 = 7 - 12$:

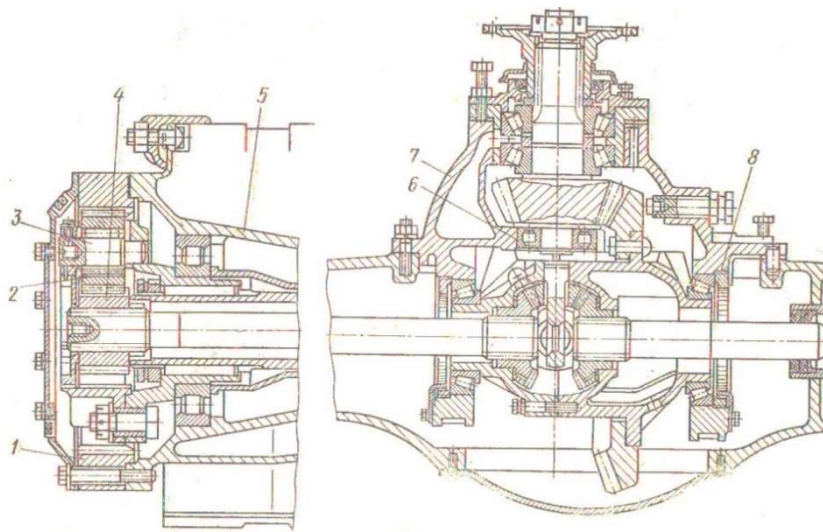
Երկակի գլխավոր փոխանցումները տեղադրվում են հորիզոնական կամ ուղղահայաց: Հորիզոնական տեղակայման դեպքում կարելի է իրացնել ցանկացած փոխանցման թիվ, սակայն դա մեծացնում է ագրեգատի երկարությունը և կարդանային լիսեռի թեքման անկյունը:



Նկ. 49. Երկակի գլխավոր փոխանցում.
 1, 2 - տանող և տարվող ատամնանիվներ, 3, 4 - գլանաձև ատամնանիվներ,
 5 - դիֆերենցիալ, 6, 7 - մուտքի և ելքի յուղման առվակներ:

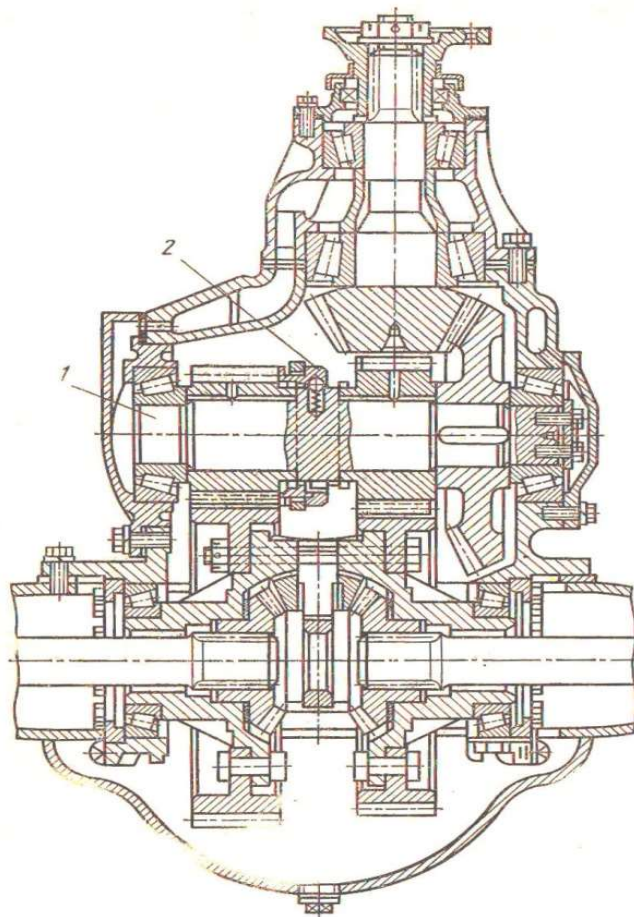
Ուղղահայաց դասավորությամբ հարմարադասման սխեման ավելի պարզ է հատկապես բազմահաղորդակ բեռնատար ավտոմոբիլներում: Որպես կանոն՝ ագրեգատի ընդհանուր փոխանցման թիվը բաժանվում է այնպես, որ գլանաձև ատամնագույգն ունենա ավելի մեծ փոխանցման թիվ, ինչը հնարավորություն է տալիս խոշորացնել կոնսկան ատամնանիվների չափերը՝ առանցքային ուժերի նվազման հաշվին մեծացնելով դրանց հուսալիությունը: Այս դեպքում կոնսկան ատամնագույգի փոխանցման թիվը կազմում է 1,7-2,7:

Բաժանված երկակի գլխավոր փոխանցման (նկ. 47) առավելություններն են դիֆերենցիալի վրա փոքր բեռնվածքը, կամրջակի կենտրոնական մասի փոքր չափերը, մեծ փոխանցման թիվը, ճանապարհային լուսածերպը մեծացնելու հնարավորությունը և զանգվածը: Բաժանված գլխավոր փոխանցման թերությունը կառուցվածքի բարդությունն է:



Նկ. 47. Բաժանված երկակի գլխավոր փոխանցում.

1 - արմատական անիվ, 2 - սատելիտ, 3 - սատելիտի լիսեռ, 4 - արևային ատամնանիվ, 5 - անվակունդ, 6 - լրացուցիչ հենարան, 7 - իրան, 8 - կարգավորող մանեկ:



Նկ. 48. Երկաստիճան գլխավոր փոխանցում.
1 - միջանկյալ լիսեռ, 2 - փոփոխման ատամնանվային ագույց:

Երկաստիճան գլխավոր փոխանցումների (նկ. 48) կիրառումը հնարավորություն է տալիս մեծացնել տրանսմիսիայի փոխանցման աստիճանները՝ առանց կիրառելու բարդ բազմաստիճան փոխանցման տուփ: Այդ փոխանցումները տեղադրվում են հիմնականում լեռնային պայմաններում աշխատող ավտոմոբիլների, քարշակների և մասնագիտացված ավտոմոբիլների տրանսմիսիաներում:

Այս փոխանցումը հնարավորություն է տալիս մեծացնել ինչպես առավելագույն փոխանցման թիվը, այնպես էլ փոխանցումների քանակը, որն անհրաժեշտ է ճանապարհային պարամետրերով և ավտոմոբիլի բեռնվածքով պայմանավորված փոփոխվող դիմադրությունները հաղթահարելու համար, սակայն դրանց կիրառությունը մեծացնում է տանող կամրջակի չափերը և զանգվածը:

5.2. Գլխավոր փոխանցման հիմնական պարամետրերի որոշումը

Կոնական փոխանցումը բնութագրող հիմնական կառուցվածքային չափերն են R_e կոնական հեռավորություն և փոխանցման m մոդուլը: Կոնական հեռավորությունը որոշվում է ատամի մակերեսի կոնտակտային ամրության պայմանից, որի հիմքում դրված է Հերց-Բեյլանի բանաձևը՝

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{g_H}{2\pi(1-\mu^2)}} \cdot \frac{E}{\rho}, \quad (150)$$

որտեղ g_H -ն պրոֆիլի վրա նորմալ ճնշումն է, $g_H = \frac{F_{Hn}}{l_{min}}$, μ -ն՝ Պուասոնի գործակիցը, պողպատյա ատամնանիվների համար՝ $\mu = 0,3$, E -ն ատամնագույգի բերված առաձգականության մոդուլն է, $E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2)}$, որտեղ E_1 և E_2 -ը ատամնանիվների առաձգականության մոդուլն է, ρ -ն կորության բերված շառավիղը, ընդ որում՝ $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$, ρ_1 և ρ_2 -ը հաշվարկվող ատամնանիվների կորության շառավիղներն են, «դրական» նշանով՝ արտաքին կառչման դեպքում, և «բացասական»՝ ներքին կառչման դեպքում:

Ատամնանիվների կառչման ժամանակ գումարային կոնտակտային երկարությունը փոփոխվում է, որի նվազագույն արժեքը կլինի՝

$$l_{min} = \frac{K_{\Sigma} \cdot b_{\omega} \cdot \varepsilon_a}{\cos \beta_b}, \quad (151)$$

որտեղ F_{Hn} -ն ատամի վրա նորմալ ուժն է, K_{Σ} -ը՝ կոնտակտի գումարային գծի երկարության փոփոխման գործակիցը, b_{ω} -ն՝ ատամնապսակի աշխատանքային լայնությունը, ε_a -ն՝ ճակատային վերածածկման գործակիցը, β_b -ն՝ հիմնական գլանի նկատմամբ ատամի թեքման անկյունը:

Շեղ ատամներով փոխանցման համար՝ $K_{\Sigma} = 0,9 - 1,0$, իսկ ճակատային վերածածկման գործակիցը՝ $\varepsilon_a = 1,6$:

Ատամի վրա նորմալ ուժը կլինի՝

$$F_{Hn} = \frac{F_{Ht}}{\cos \alpha_{\omega} \cdot \cos \beta_b} = \frac{2M_p \cdot K_H}{d_{\omega 1} \cdot \cos \alpha_{\omega} \cdot \cos \beta_b}, \quad (152)$$

$$F_{Ht} = \frac{2M_p}{d_{\omega}},$$

որտեղ M_p -ն փոխանցվող հաշվարկային մոմենտն է, F_{Ht} -ն՝ դրան համապատասխան ուժը, d_{ω} -ն՝ հաշվարկվող ատամնանվի սկզբնական շառավիղը, α_{ω} -ն՝ կառչման անկյունը ճակատային կտրվածքում, K_H -ը՝ բեռնվածքի գործակիցը, $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} K_{H\delta}$, $K_{H\beta}$ և $K_{H\gamma}$ -ն ատամնանիվների միջև բեռնվածքի բաշխման, կոնտակտի երկարությամբ բեռնվածքի բաշխման անհավասարաչափության և դինամիկական բեռնվածքների գործակիցներն են համապատասխանաբար:

Այսպիսով՝ հաշվարկային տեսակարար բեռնվածքը պրոֆիլի վրա կլինի՝

$$g_H = \frac{2M_p \cdot K_H}{d_{\omega 1} \cdot b_{\omega 1} \cdot K_{\Sigma} \cdot \varepsilon_a \cdot \cos \alpha_{\omega}}: \quad (153)$$

Շեղ ատամներով փոխանցման կորուստյան շառավիղները կլինեն՝

$$\rho_1 = \frac{d_{\omega 1}}{2} \cdot \frac{\sin \alpha_{\omega}}{\cos \beta_b}, \quad \rho_2 = \frac{d_{\omega 2}}{2} \cdot \frac{\sin \alpha_{\omega}}{\cos \beta_b},$$

հետևաբար՝

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha_{\omega}} \left(\frac{1}{d_{\omega 1}} \pm \frac{1}{d_{\omega 2}} \right) = \frac{2 \cos \beta_b}{d_{\omega 1} \cdot \sin \alpha_{\omega}} \left(\frac{i \pm 1}{i} \right), \quad (154)$$

որտեղ i -ն փոխանցման թիվն է, $i = \frac{d_{\omega 1}}{d_{\omega 2}}$:

Տեղադրելով (153) և (154) առնչությունները (84)-ում՝ կունենանք՝

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{1}{K_{\Sigma} \cdot \varepsilon_a} \cdot \frac{\cos \beta_b}{\sin \alpha_{\omega} \cdot \cos \alpha_{\omega}} \cdot \frac{2M_p \cdot K_H}{\psi_{\alpha} \cdot d_{\omega 1}} \cdot \frac{i \pm 1}{i}}:$$

Նշանակենք՝

$$Z_m = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}} \text{ նյութի գործակից,}$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{K_{\Sigma} \cdot \varepsilon_a}} \text{ կոնտակտային գծի գործակից,}$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\sin \alpha_{\omega} \cdot \cos \alpha_{\omega}}} \text{ աշխատանքային մակերեսների ձևի գործակից:}$$

Կունենանք՝

$$\sigma_H = Z_m \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \sqrt{\frac{2M_p \cdot K_H}{\psi_d \cdot d^3 \omega_1} \left(\frac{i \pm 1}{i} \right)}, \quad (155)$$

որտեղ $\psi_d = \frac{b_\omega}{d_\omega}$ -ն ատամնապսակի լայնության գործակիցն է, որն ընդունվում է՝ $\psi_d = 0,15 - 0,35$: Առաջարկվում է մեծ արժեքներն ընտրել մեծ բեռնվածությամբ ատամնանվային փոխանցումների դեպքում:

(89) հավասարումից հետևում է՝

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{(Z_m \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H)^2 \cdot \frac{2M_p \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_d} \cdot \left(\frac{i \pm 1}{i} \right)}: \quad (156)$$

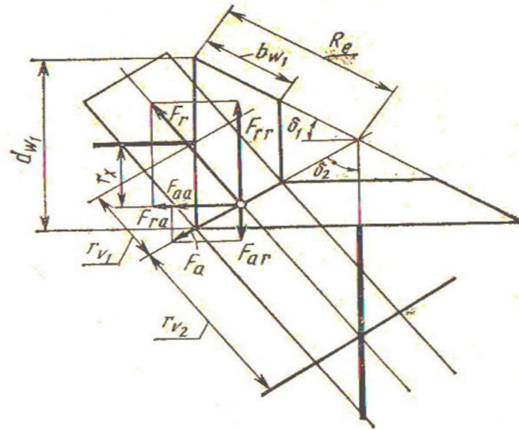
Քանի որ միջառանցքային հեռավորությունը՝

$$a_\omega = \frac{d_{\omega 1} + d_{\omega 2}}{2} = \frac{1}{2} d_{\omega 1} (i + 1),$$

հետևաբար՝

$$a_\omega = \frac{1}{2} (i + 1) \sqrt[3]{(Z_m \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H)^2 \cdot \frac{2M_p \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_d} \cdot \left(\frac{i \pm 1}{i} \right)}: \quad (157)$$

Գլանաձև ատամնագույգի կոնտակտային լարումը հաշվարկվում է (150) բանաձևով: Փոխարինենք կոնական փոխանցումը համարժեք թեք ատամներով՝ զլանայինով (նկ. 49), սկզբնական Z_{V_1} և Z_{V_2} շառավիղներով և կոնական ատամնանվի ատամների թեքման միջին արժեքին հավասար β_ω ատամի թեքման անկյունով:



Նկ. 49. Կոնական ատամնանվիվներով փոխանցմանը համարժեք կոնական փոխանցում:

Համարժեք փոխանցման համար կարելի է օգտվել (155) կախվածությունից՝ փոխանցման i թիվը փոխարինելով i_V -ով, իսկ d_ω տրամագիծը՝ d_{V_1} -ով: Ընդունվում է, որ կոնական ատամնագույգի բեռնվածքի կրողունակությունը կազմում է նույն չափերով զլանաձև փոխանցմանը համարժեք գույգի կրողունակության 0,85 մասը: Հետևաբար՝ (155) արտահայտությունը կընդունի հետևյալ տեսքը.

$$\sigma_H = Z_m \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \sqrt{\frac{F_t}{b_d \cdot d_{V_1}} \cdot \frac{i_V + 1}{0.85 i_V}}: \quad (158)$$

Համարժեք զլանային գույգի սկզբնական շառավիղները կլինեն՝

$$Z_{V_1} = (R_e - 0,5b_\omega) \cdot \operatorname{tg} \delta_1 = (R_e - 0,5b_\omega) \cdot \frac{1}{i}, \quad (159)$$

$$Z_{V_2} = (R_e - 0,5b_\omega) \cdot \operatorname{tg} \delta_2 = (R_e - 0,5b_\omega) \cdot \frac{1}{i}: \quad (160)$$

Օգտվելով (159) և (160) հավասարումներից՝ որոշենք համարժեք գույգի փոխանցման թիվը.

$$i_V = \frac{r_{V_2}}{r_{V_1}} = i^2:$$

Շոշափող F_t ուժը արտահայտենք հաշվարկային M_p մոմենտով՝

$$F_t = \frac{2 \cdot M_p \cdot K_H}{d_x}:$$

որտեղ K_H -ը բեռնվածքի գործակիցն է, d_x -ը՝ կոնական ատամնանվի բաժանարար միջին տրամագիծը.

$$d_x = 2(R_e - 0,5b_\omega) \cdot \sin \delta_1,$$

իսկ

$$\sin \delta_1 = \frac{\operatorname{tg} \delta_1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_1 + 1}} = \frac{1}{i^2 + 1}:$$

Տեղադրելով F_t -ի և d_x -ի արժեքները (92)-ում՝ կստանանք՝

$$\sigma_H = Z_m \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \sqrt{\frac{M_p \cdot K_H (1 + i^2)^{\frac{3}{2}}}{2 \cdot 0.85 R_e^3 (1 - 0.5 \psi_{R_e}) \cdot i \cdot \psi_{R_e}}}, \quad (160)$$

որտեղից կոնական հեռավորությունը կլինի՝

$$R_e = (1 + i)^{\frac{1}{2}} \cdot \sqrt[3]{\frac{(Z_m \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H)^2 \cdot M_p \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 (1 - 0.5 \psi_{R_e})^2 \cdot \psi_{R_e} \cdot 2 \cdot 0.85}}: \quad (162)$$

ψ_{R_e} գործակիցը ավտոմոբիլների զլխավոր փոխանցումների համար կազմում է 0,25-0,33, որտեղ մեծ արժեքներն ընտրվում են $i > 4,0$ փոխանցման թվերի դեպքում:

Ատամնանվի արտաքին բաժանարար տրամագիծը՝

$$d_{\omega 1} = \frac{2R_e}{\sqrt{1+i^2}} :$$

Հաշվարկային բեռնվածքը՝

$$M_p = \sqrt[mr]{M_1^{m_2} \left(\frac{N_1}{N_0}\right) + M_2^{m_2} \left(\frac{N_2}{N_0}\right) + \dots}, \quad (163)$$

որտեղ $M_1, M_2 \dots$ -ը I, II և հաջորդ բոլոր փոխանցումների դեպքում կարդանային լիսեռին փոխանցվող ոլորող մոմենտներն են շարժիչի առավելագույն պտտող մոմենտի դեպքում, m_2 -ը՝ պողպատյա ատամնանիվների կոնտակտային դիմացկանության կորի աստիճանային ցուցիչը, $m_2 = 6$, $N_1, N_2 \dots$ -ը՝ յուրաքանչյուր փոխանցումով ավտոմոբիլի աշխատանքի ցիկլը, որը որոշվում է ինչպես փոխանցումների տուփի ատամնանիվների մոտ.

$$N_i = 60T_s \cdot n_p \cdot K_{nH}, \quad (164)$$

K_{nH} գործակիցն ընտրվում է հաշվարկային քարշիչ ուժի և միջին քարշիչ ուժի հարաբերությունից՝ $\frac{p_k}{p_{cp}}$, ըստ աղյուսակ 8-ի:

Աղյուսակ 8

K_{nH} գործակցի արժեքները՝ կախված $\frac{p_k}{p_{cp}}$ հարաբերությունից

$\frac{p_k}{p_{cp}}$	1	2	3	4	5	6	7	8
K_{nH}	0,5	0,3	0,08	0,04	0,02	0,01	0,007	0,004

Գլխավոր փոխանցման ատամնանիվները պատրաստվում են ցեմենտացված պողպատից՝ 18×ГТ, 20×H3A, 20× 2HYA և 12×2YA, որոնց կոնտակտային դիմացկունությունը կազմում է՝

$$\sigma_{H0} = 23H_{HRC}:$$

Ատամի կարծրությունը՝ $HRC = 55 - 63$, իսկ երկարատև սահմանային կոնտակտային դիմացկունության թույլատրելի լարումը՝

$$[\sigma_H] = \left(\frac{\sigma_{H0}}{S_M}\right) \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot K_{en},$$

որտեղ Z_R , Z_v և K_{en} գործակիցները հաշվի են առնվում դիմացկունության վրա մակերևույթի խորդուբորդության, արագության և չափերի

ազդեցությանը համապատասխան: Նախագծման փուլում ընդունվում է՝
 $Z_R \cdot Z_v \cdot K_{en} = 1$:

Կոնական փոխանցման մոդելը որոշվում է ատամի ծռման հոգնա-
 ծության կամ ստատիկ ամրության պայմանից՝ հետևյալ բանաձևով.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{m_{tm} \cdot b_{\omega} \cdot K_p \cdot Y_F \cdot Y_{\beta}},$$

որտեղ m_{tm} -ը շրջագծային միջին մոդուլն է:

Արտաքին շրջագծային մոդուլի՝ m_{ti} -ի հետ m_{tm} մոդուլը կապված
 է հետևյալ կախվածությամբ.

$$m_{tm} = \frac{m_{tp}(R_e - 0,5b_{\omega})}{R_e} :$$

Ընդունելով՝ $F_{nt} = \frac{2T_p}{d_{\omega 1}}$, $b_{\omega} = \psi_d \cdot d_{\omega 1}$ և $d_{\omega 1} = \frac{m_{tm} \cdot Z_1}{\cos \beta_1}$, կստանանք՝

$$\sigma_F = \frac{2M_p \cdot \cos^2 \beta_1 \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_{\beta}}{0,85 m^3_{tm} \cdot Z_1^2 \cdot \psi_d},$$

որտեղ՝ $\psi_d = \frac{\psi_{Re} \sqrt{i^2 + 1}}{(2 - \psi_{Re})}$:

Հետևաբար՝

$$m_{tm} = \sqrt[3]{\frac{2M_p \cdot \cos^2 \beta_1 \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_{\beta}}{0,85 [\sigma] \cdot Z_1^2 \cdot \psi_d}} : \quad (165)$$

Հաշվարկային M_p մոմենտը որոշվում է (163) բանաձևով՝ կոնտակ-
 տային դիմացկունության կորի աստիճանացույցն ընդունելով՝ $m_Z = 9$:
 Իսկ թույլատրելի լարումը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_0}{S_F},$$

որտեղ S_F -ը անվտանգության գործակիցն է, $S_F = 1,55, \sigma_0$ -ն՝ դիմացկու-
 նության աստիճանը, $\sigma_0 = 820 - 920$ ՄՊա:

Ատամների բերված թիվը կլինի՝

$$Z_v = \frac{Z}{(\cos \delta \cdot \cos^2 \beta \omega)}:$$

Ատամների նվազագույն թիվը բեռնատար ավտոմոբիլների հա-
 մար ընդունվում է՝ $Z_m \geq 5$, իսկ մարդատարների համար՝ $Z_m \geq 9$: Ըստ
 առավելագույն ստատիկ բեռնվածքների հաշվարկման լարումը՝

$$\sigma_{max} = \sigma_F \left(\frac{M_{max}}{M_p} \right) \leq [\sigma]_{FCT},$$

$$[\sigma]_{FCT} = \frac{\sigma_{FCT}^n}{S_{FCT}},$$

որտեղ σ_{FCT}^n -ն ցեմենտացված պողպատի սահմանային լարումն է, 2100-2600 ՄՊա, S_{FCT} -ն՝ անվտանգության գործակիցը, $S_{FCT} = 1,75 - 2,2$:

5.3. Դիֆերենցիալ

Դիֆերենցիալը տրանսմիսիայի մեխանիզմ է, որը բաշխում է մատուցված պտտող մոմենտն ըստ ելքի լիսեռների և ապահովում դրանց պտույտը տարբեր անկյունային արագություններով: Դիֆերենցիալին ներկայացվում են հետևյալ պահանջները.

- անիվների կամ կամրջակների միջև մոմենտի համաչափ բաշխում՝ ըստ դրանց ուղղահայաց բեռնվածքների,
- տանող անիվների տարբեր պտուտաթվերով շարժվելու հնարավորության ապահովում,
- փոքր կառուցվածքային չափեր և զանգված:

Կախված տրանսմիսիայի հարմարադասումից՝ դիֆերենցիալները լինում են միջառանցքային և միջանվային:

Ըստ հիմնական էլեմենտների դիֆերենցիալները լինում են ատամնանվային, բռնցքային և որդնյակային: Ատամնանվային դիֆերենցիալները եռօղակ պլանետար մեխանիզմներ են՝ կինեմատիկ պարամետրերի բացասական արժեքով.

$$P = -\frac{Z_1}{Z_2},$$

Բռնցքավոր և որդնյակային դիֆերենցիալները միևնույն ժամանակ բարձր շփման դիֆերենցիալներ են:

Ըստ ելքի լիսեռների մոմենտի բաշխման՝ դիֆերենցիալները լինում են սիմետրիկ, որոնք պտտող մոմենտը բաշխում են հավասարաչափ՝ $P = -1$, կինեմատիկ պարամետրով, և ոչ սիմետրիկ, որոնք մոմենտը բաշխում են ոչ հավասարաչափ՝ $P \neq -1$: Ոչ սիմետրիկ դիֆերենցիալների P պարամետրի արժեքն ընտրվում է տանող անիվների բեռնվածքների հարաբերությանը մոտ:

Օգտվելով ատամնանվային պլանետար մեխանիզմների հաշվարկի մեթոդիկայից՝ որոշենք դրա հանգույցների միջև կինեմատիկ կապերը.

$$\omega_a - P\omega_b = (1 - P)\omega_h,$$

սիմետրիկ դիֆերենցիալների համար, որոնց $P = -1$,

$$\omega_a + \omega_b = 2 \cdot \omega_h,$$

որտեղ ω_a , ω_b և ω_h -ն համապատասխանաբար ելքի լիսեռների և դիֆերենցիալի իրանի պտտման անկյունային արագություններն են:

Դիֆերենցիալի վրա գործող արտաքին մոմենտների և հզորությունների հավասարությունից հետևում է՝

$$M_h = M_a + M_b, N_a + N_b = N_h - N_r$$

կամ՝

$$M_a\omega_a + M_b\omega_b = M\omega_h - M_r,$$

որտեղ M_a, M_b , N_a և N_b -ն համապատասխանաբար դիֆերենցիալով հաղորդված մոմենտներն ու հզորություններն են, M_h և N_h -ը՝ դիֆերենցիալին հաղորդվող մոմենտը և հզորությունը, N_r -ը՝ դիֆերենցիալի ներքին չափման վրա ծախսված հզորությունը.

$$N_r = M_r(\omega_b - \omega_a) = 0,5M_r(\omega_b - \omega_a):$$

Հետևաբար՝

$$M_a = \frac{(M_h \cdot P - M_r)}{(P-1)},$$

$$M_r = \frac{(M_h - M_r)}{(1-P)}:$$

Փոքր անկյունային արագությամբ պտտվող կիսասոսիններն անվանում են հետ ընկնող, իսկ մեծ անկյունային արագությամբ պտտվողները՝ առաջ ընկնող: Սիմետրիկ դիֆերենցիալների համար, երբ $P = -1$,

$$M_{oTc} = \frac{M_h}{2} \left(1 + \frac{M_r}{M_h} \right) = \frac{M_h}{2} (1 + K\delta), \quad (166)$$

$$M_{3a6} = \frac{M_h}{2} \left(1 - \frac{M_r}{M_h} \right) = \frac{M_h}{2} (1 - K\delta), \quad (167)$$

որտեղ $K\delta$ -ն դիֆերենցիալի բլոկավորման գործակիցն է.

$$K\delta = \frac{M_r}{M_h} = \frac{M_{OTC} - M_{3a6}}{M_{OTC} + M_{3a6}}, \quad (168)$$

M_{OTC} և M_{3a6} -ն հետ ընկնող և առաջ ընկնող կիսասոնիների ոլորող մոմենտներն են:

$$\text{Երբ } K\delta = \frac{M_{OTC}}{M_{3a6}}, \text{ ապա } K\delta = \frac{(K\delta - 1)}{(K\delta + 1)}:$$

Բլոկավորման գործակցի մեծացումը հանգեցնում է տանող անիվների կողմից կցման մասսայի օպտիմալ օգտագործման, սակայն այդ դեպքում վատանում է ավտոմոբիլի ղեկավարումը, մեծանում դողերի մաշը, փոքրանում մեխանիզմի օ.գ.գ-ն:

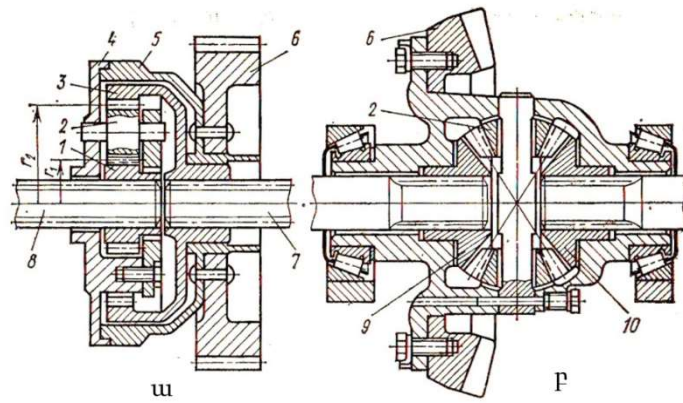
Ղիֆերենցիալի օ.գ.գ-ն կախված է բլոկավորման գործակցից՝

$$\eta_n = 1 - \frac{B}{2R} \cdot \left(\frac{M_{OTC} - M_{3a6}}{M_{OTC} + M_{3a6}} \right) = 1 - \frac{B}{2R} \cdot K\delta, \quad (169)$$

որտեղ B -ն տանող կամրջակի անվահետքերի հեռավորությունն է, L -ը՝ տանող կամրջակի կենտրոնի դարձի շառավիղը:

(169) արտահայտությունից հետևում է, որ օ.գ.գ-ն փոփոխական մեծություն է, և $K\delta$ -ի 0,1-0,5 արժեքներին համապատասխանում են $\eta_n = 0,99 - 0,95$ արժեքներ, երբ $\frac{B}{2R} = 0,1$: Ատամնանվային ղիֆերենցիալների բլոկավորման գործակցը հավասար է 0,05-0,15, բռնցքային ղիֆերենցիալներինը՝ 0,3-0,5, որդնյակավորներինը՝ 0,8: Տանող կամրջակներում կիրառվում են նաև ազատ ընթացքի կցորդիչներ, որոնց $K\delta = 1,0$:

Ընդհանուր նշանակության ավտոմոբիլների տրանսմիսիայում առավել մեծ տարածում ունեն կոնական ատամնանիվներով և փոքր ներքին շփումով ղիֆերենցիալները (նկ. 50):



Նկ. 50. Ատամնանվային դիֆերենցիալներ.

ա - գլանաձև, բ - կոնաձև, 1, 3 - ելքի լիսեռների անիվներ, 2 - սատելիտ,
4, 5 - դիֆերենցիալի իրաններ, 6 - ատամնանիվ, 7, 8 - ելքի լիսեռներ,
9, 10 - կիսաստիճանների ատամնանիվներ:

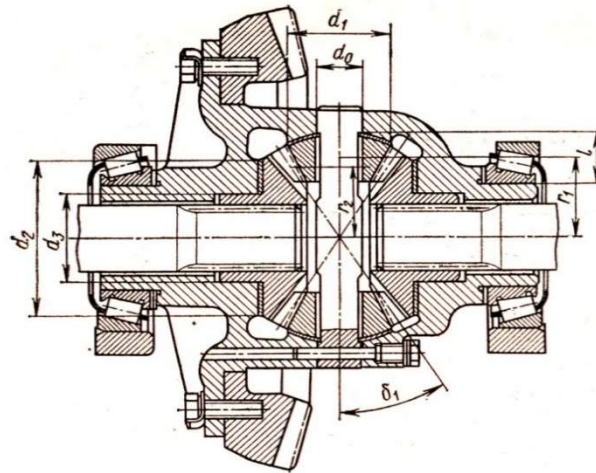
Գլանաձև ատամնանիվներով դիֆերենցիալները սովորաբար կիրառվում են որպես միջառանցքային, որոնցում նախատեսված է պտտող մոմենտի ոչ սիմետրիկ բաշխում (նկ. 50ա): Սրանց մոմենտը իրանների միջոցով ատամնանվից փոխանցվում է սատելիտին, այնուհետև ելքի լիսեռների ատամնանիվներին: Դրանով իսկ ոլորող մոմենտը բաշխվում է առջևի և հետևի կամրջակներին՝ անիվների գլորման r_1 և r_2 շառավիղներին համապատասխան:

Դիֆերենցիալի ատամնանիվների միջին մոդուլը որոշվում է (99) բանաձևի օգնությամբ: Ընդունվում է, որ ուղղատամ անվի $\cos \beta_\omega = 1$, $\gamma_\beta = 1,0$: Քանի որ յուրաքանչյուր սատելիտ բեռնվածքը փոխանցում է երկու ատամների միջոցով, ապա մոդուլը միջին կտրվածքում կլինի՝

$$m_{tm} = \sqrt[3]{\frac{M_{emax} i_{km} i_0 i_{pk} (1 + k_\delta) \gamma_F K_F K_g}{0.85 [\sigma]_{\Gamma_{CT}} q \psi_d Z_i^2}}, \quad (170)$$

որտեղ Z_i -ն սատելիտի ատամների թիվն է, $Z_i = 10 - 14$, իսկ կիսաստիճանների ատամնանվի մոտ՝ $Z_{n0} = 14 - 22$, երբ $i_0 = 1,4 - 2,0$, K_g -ն՝ դինամիկության գործակից, $[\sigma]_{F_{CT}}$ -ն՝ թույլատրելի լարումը, $[\sigma]_{F_{CT}} = \frac{\sigma_{\Gamma_{CT}}}{S_{\Gamma_{CT}}}$, q -ն՝ սատելիտների թիվը:

Որոշվում են լարումները սատելիտի սոնու՝ σ_1 , սատելիտի մակերեսի՝ σ_2 , և կիսասոնու՝ σ_3 , վրա (նկ. 51):



Նկ. 51. Կոնական սատելիտներով դիֆերենցիալի հաշվարկային սխեման:

$$\sigma_1 = \frac{M_{max} \cdot i_1 \cdot i_0}{r_2 q d_0 \cdot l}, \quad (171)$$

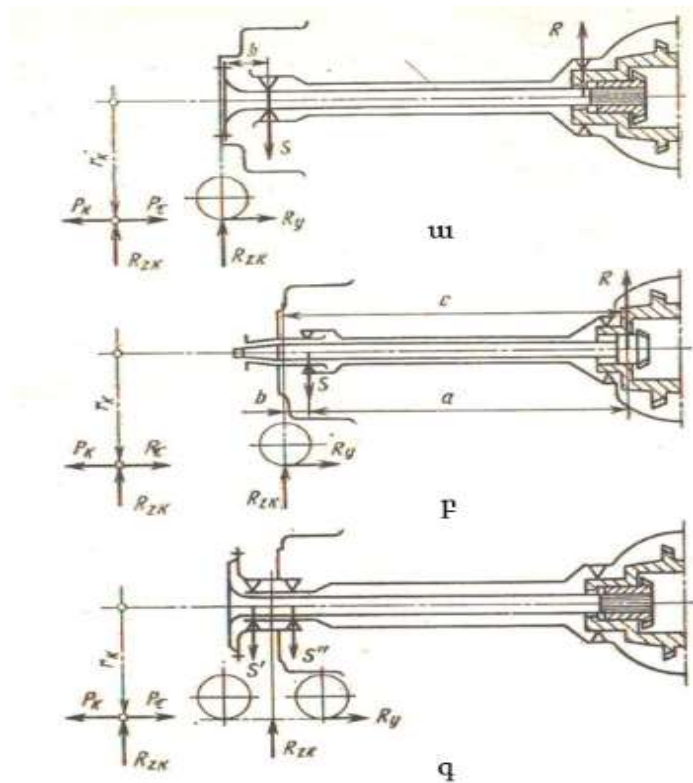
$$\sigma_2 = \frac{4 M_{max} \cdot i_1 \cdot i_0}{r_1 \cdot q \pi (d_1^2 - d_0^2)} t g_{\alpha} \sin \delta_1, \quad (172)$$

$$\sigma_3 = \frac{2 M_{max} \cdot i_1 \cdot i_0}{\pi (d_1^2 - d_3^2) z_1} t g_{\alpha} \cos \delta_1, \quad (173)$$

որտեղ d_0 -ն սատելիտի առանցքի տրամագիծն է, d_1 , d_2 , d_3 , z_1 և z_2 -ը՝ դիֆերենցիալի սատելիտի կառուցվածքային չափերը: σ_1 , σ_2 և σ_3 լարումները, շարժիչի առավելագույն պտտող մոմենտի դեպքում՝ M_{max} , երբ $K_g = 1,0$, չպետք է գերազանցեն 70 ՄՊա: Սատելիտի ատամների ծոման թույլատրելի լարումը՝ $\sigma_{FCT} = 700 - 900$ ՄՊա:

5.4. Տանող անիվների շարժաբեր

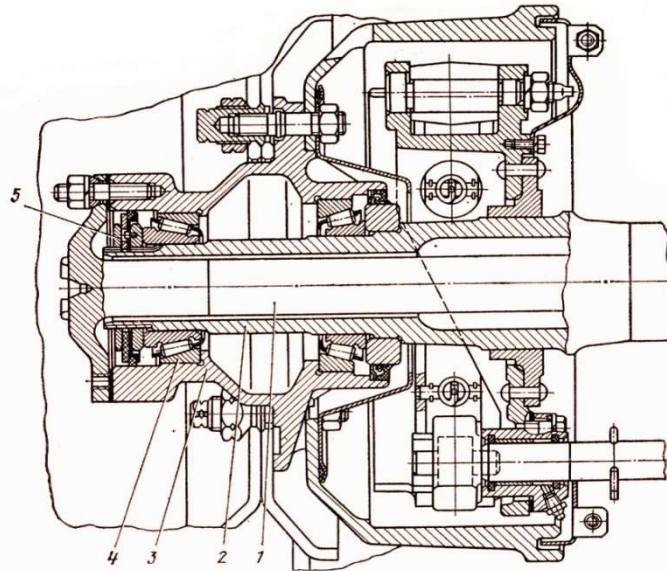
Ոլորող մոմենտը դիֆերենցիալից տանող անիվներին է հաղորդվում կիսասոնիների կամ կարդանային փոխանցման միջոցով:



Նկ. 52. Կիսաստնու բեռնվածքային հաշվարկային սխեմաները.
ա - կիսաբեռնված, բ - 75 % բեռնաթափված, գ - լրիվ բեռնաթափված:

Կիսաստնիները կիրառվում են տանող և չդեկավարվող անիվների շարժաբեռում, պարզ հողակապերով կարդանային փոխանցումները կիրառվում են չդեկավարվող, կախոցավորված գլխավոր փոխանցմամբ կամրջակներում, իսկ սինխրոն գնդիկավոր հողակապով կարդանները՝ դեկավարվող տանող անիվների շարժաբեռում:

Կոշտ հեծանով տանող կամրջակի կիսաստնիները, կախված բեռնվածքից, լինում են կիսաբեռնված (նկ. 52ա), 75 % բեռնաթափված (նկ. 52բ) և լրիվ բեռնաթափված (նկ. 52գ):



Նկ. 53. Բեռնաթափված կիսաստնու և անվակունդի միացման սխեման.
1 - կիսաստնի, 2 - տանող կամրջակի հեծան, 3 - անվակունդ, 4 - առանցքակալ,
5 - անվակունդի ամրացում:

Կիսաբեռնված կիսաստնիները կառուցվածքով պարզ են և կիրառվում են հիմնականում մարդատար ավտոմոբիլների մոտ: Երեք քառորդով բեռնաթափված կիսաստնիներն ունեն կամրջակի հեծանի և անվի միջև արտաքին հենարան, որի արդյունքում R_{zk} , $R_k(P_T)$ և R_y ռեակցիաներից ծոռղ մոմենտները միաժամանակ ընդունում են կիսաստնիները և կամրջակի հեծանն առանցքակալներով: Կիսաստնու բեռնվածքը կախված է առանցքակալի կառուցվածքից:

Լրիվ բեռնաթափված կիսաստնին անվակունդի հետ ունի արտաքին հենարան՝ տեղակայված բաժանված երկու հոլովակային կամ շառավղահենարանային գնդիկավոր առանցքակալների վրա (նկ. 53):

Կիսաստնու հաշվարկը. շարժման ընդհանուր դեպքում անվի վրա ազդում են ոլորող մոմենտը քարշիչ կամ արգելակային՝ P_k և P_t ուժերից, կողային ուժը՝ R_y , որն առաջանում է դարձերի կամ կողասահքի

դեպքում, և նորմալ հակազդումը՝ R_{zk} (նկ. 46բ): Երկայնական և լայնական առավելագույն ուժերի միաժամանակյա առաջացումն անհնար է, քանի որ դրանց միաժամանակյա ազդեցությունը սահմանափակվում է կցման ուժով՝

$$R_{zk\varphi} = \sqrt{P_k^2 + R_y^2}:$$

Կիսասոնիների և հեծանի բեռնվածքային ռեժիմները երեքն են.

1. Ուղղագիծ շարժում, երկայնական ուժը (P_k կամ P_r) հասնում է առավելագույն արժեքի՝ հավասար R_{zk} : Առավելագույն պտտող մոմենտը կլինի՝

$$M_K = 0,5Me_{max} \cdot i_1 i_0 K_g (1 + K_\delta): \quad (174)$$

$$\text{Ընդ որում՝ } R_{zk} = 0,5 \cdot m_a^I \cdot g \cdot M_{K(\tau)},$$

որտեղ m_a^I -ն տանող կամրջակին բաժին ընկնող ավտոմոբիլի կշիռն է, $M_{K(\tau)}$ -ն՝ արգելակման ուժից նորմալ ռեակցիայի վերաբաշխման գործակիցը.

$$M_{K(\tau)} = 1 \pm \frac{h_g \cdot \varphi}{a},$$

որտեղ K_δ -ն բլրկավորման գործակիցն է, K_g -ն՝ դինամիկության գործակիցը, a և h_g -ն՝ ծանրության կենտրոնի կոորդինատները, φ -ն՝ կցման գործակիցը, որը հաշվարկների ժամանակ ընդունվում է 0,8:

Այս դեպքում՝ $R_y = 0$:

2. Ավտոմոբիլի կողասահք. այս դեպքում ավտոմոբիլի վրա ազդում են կողային ուժը՝ R_y , և նորմալ հակազդումը՝ R_{zk} : Ընդունվում է, որ քարշիչ ուժը՝ $P_k = 0$: Կողային ուժի (կենտրոնախույս ուժի) առավելագույն արժեքը սահմանափակվում է անվի և ճանապարհի կցման ուժով.

$$R_y = R_{yB} + R_{yH} = \frac{m_a^I v_a^2}{R \cdot 3.6^2} = (R_{zB} + R_{zH}) \cdot \varphi:$$

Ներքին և արտաքին անիվների (B և H) ուղղահայաց հակազդումները և կողային ուժերը կլինեն՝

$$R_{zB(H)} = 0,5m_a^I g \left(1 \pm \frac{2hg \cdot \varphi^I}{B \cdot \varphi^I} \right),$$

որտեղ V_a -ն ավտոմոբիլի արագությունն է, կմ/ժամ, R -ը՝ դարձի շառավիղը, մ, R -ը՝ անվահետքերի հեռավորությունը, մ, φ' -ը՝ կցման գործակիցը կողաշրջման դեպքում, ընդունվում է՝ $\varphi' = 1$,

3. Տանող անիվների անցումն արգելքով, այս դեպքում հաշվի է առնվում միայն ուղղահայաց բեռնվածքը՝

$$R_{zkg} = \frac{m^I a \cdot g}{2} K_{g\rho},$$

որտեղ $K_{g\rho}$ -ն Ճանապարհից դինամիկության գործակիցն է, մարդատար ավտոմոբիլների համար՝ $K_{g\rho} = 1,75$, բեռնատար ավտոմոբիլների համար՝ $K_{g\rho} = 2,50$:

Կիսաստնիների չափերը որոշվում են ըստ առավել վտանգավոր բեռնվածքների: Վտանգավոր է կիսաբեռնաթափված կիսաստնու առանցքակալի տեղակայման գոտին: Բեռնվածության առաջին ռեժիմում ծռումից և ոլորումից համարժեք լարումը կլինի՝

$$\sigma_u = \sqrt{\frac{R_{zk}^2 \cdot b^2 + P_k^2 b^2 + M_K^2}{0,1d^3}}, \quad (175)$$

որտեղ d -ն վտանգավոր գոտում կիսաստնու տրամագիծն է:

Կողասահքի ժամանակ կիսաստնու վրա ազդող մոմենտը և լարումը կլինեն՝

$$M_B = R_{ZB} \cdot b - R_{YB} \cdot zk, \\ \sigma_{B(H)} = \frac{m^I a \cdot g}{20,1d^3} \left(1 \pm \frac{2 \cdot \varphi' hg}{B} \right) (b_H \mp \varphi' rk): \quad (176)$$

Դրական նշանը վերաբերում է ըստ կողասահքի ուղղության ներքին կիսաստնուն, բացասականը՝ արտաքինին:

Տանող անիվներով արգելքը հաղթահարելու դեպքում կիսաստնիում լարումը կլինի՝

$$\sigma_H = \frac{m^I a \cdot g \cdot K_{g\rho} \cdot b}{(20,1d^3)}: \quad (177)$$

Լրիվ բեռնաթափված կիսաստնին հաշվարկվում է ըստ ոլորման, առավելագույն քարշային ուժի ազդեցությամբ՝

$$\sigma = \frac{M_K}{0,2d^3}: \quad (178)$$

Հաշվարկվում է նաև կիսաստնու առավելագույն ոլորման անկյունը՝

$$\theta^{\circ} = \left(\frac{M_K \cdot L}{G \cdot I} \right) \cdot \frac{180^{\circ}}{\pi}, \quad (179)$$

որտեղ L -ը կիսաստնու երկարությունն է, G -ն՝ երկրորդ կարգի առաձգականության մոդուլը, I -ն՝ կիսաստնու լայնական կտրվածքի իներցիայի մոմենտը ուղղման դեպքում:

Ուղղման թույլատրելի անկյունը կիսաստնու մեկ մետր երկարության համար պետք է լինի ոչ մեծ, քան $\theta = 8^{\circ}$: Կիսաստնու վրա լարումների կոնցենտրացումը նվազեցնելու համար ձգտում են մեծացնել մի տրամագծից մյուսին անցնելու շառավիղները, նվազեցնել շլիցների խորությունը՝ ավելացնելով դրանց թիվը՝ 10-ից մարդատար ավտոմոբիլների, մինչև 18՝ բեռնատարների համար: Էկոլովինտային շլիցներին անցումը նույնպես էապես նվազեցնում է լարումների կոնցենտրացիան:

ԳԼՈՒԽ 6. ԱՐԳԵԼԱԿՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳ

6.1. Արգելական համակարգին ներկայացվող պահանջները

Ըստ ավտոմոբիլների արգելական համակարգի կառուցվածքին ներկայացվող պահանջների՝ այն պետք է ընդգրկի չորս ենթահամակարգեր՝ աշխատանքային, պահեստային (վթարային), կանգառային և օժանդակ:

Աշխատանքային արգելակը ծառայում է ավտոմոբիլի ընթացքի արագությունը նվազեցնելու կամ կանգառման համար՝ շահագործման բոլոր պայմաններում: Դրա գործողությունը պետք է տարածվի միաժամանակ բոլոր անիվների վրա և ըստ կամրջակների՝ արգելական մոմենտի ռացիոնալ բաշխմամբ: Տարբերում են երկու տիպի աշխատանքային արգելակումներ. վթարային, երբ արգելակումն իրականացվում է մեծ արդյունավետությամբ՝ ավտոմոբիլն արագ կանգնեցնելու համար, և ծառայողական, բավարար ինտենսիվությամբ արգելակում՝ ավտոմոբիլի ընթացքի արագությունը նվազեցնելու կամ կանգառ կատարելու նպատակով:

Աշխատանքային արգելական ժամանակ թույլատրելի են ավտոմոբիլի դանդաղեցման հետևյալ առավելագույն թույլատրելի արժեքները. մարդատար ավտոմոբիլների և դրանց հենքի վրա կառուցված բեռնատարների, ինչպես նաև մինչև 5 տ ընդհանուր կշռով ավտոբուսների համար՝ 7 մ/վրկ², բեռնատարների համար՝ 5,5 մ/վրկ²:

Պահեստային արգելակումները ծառայում են աշխատանքային արգելակների մերժի դեպքում ավտոմոբիլի արգելական համար: Եթե այդ գործողությունը կարող է իր վրա վերցնել աշխատանքային արգելական համակարգի ցանկացած կոնտուր կամ կանգառային արգելակը, ապա պահեստային արգելակների առկայությունը պարտադիր չէ: Սահմանված են պահեստային արգելակներով արգելակելիս դանդաղեցման հետևյալ սահմանային արժեքները՝ մարդատար ավտոմոբիլների համար՝ 3 մ/վրկ², բեռնատարների համար՝ 2,8 մ/վրկ²:

Կանգառային արգելակների նպատակն է լրիվ բեռնված ավտոմոբիլն անշարժ պահել մինչև 25 % թեքության վրա՝ առանց ժամանակի սահմանափակման:

Օժանդակ արգելակները ծառայում են երկարատև վայրէջքների վրա ավտոմոբիլի շարժման հաստատուն արագություն ապահովելու համար: Դրանց արդյունավետությունը պետք է լինի այնպիսին, որ 6 կմ երկարությամբ 7 % թեքությամբ վայրէջքի վրա ապահովվի 30 ± 2 կմ/ժամ հաստատուն արագություն: Դանդաղեցման միջին արժեքը պետք է կազմի 0,6-2,0 մ/վրկ²:

5 տ և ավելի կշիռ ունեցող ավտոբուսները և 12 տ և ավելի կշիռ ունեցող բեռնատարները կահավորված են օժանդակ արգելակներով (արգելակ-դանդաղեցուցիչներով):

Արգելակային համակարգին ներկայացվում են հետևյալ հիմնական պահանջները.

1. Ըստ ղեկավարման հարմարավետության՝ աշխատանքային արգելակային համակարգի ոտնակի վրա գործող ուժը չպետք է գերազանցի 400 Ն՝ մարդատար ավտոմոբիլների համար, իսկ մնացած բոլոր տիպի ավտոտրանսպորտային միջոցների համար՝ 700 Ն: Պահեստային արգելակների համար, եթե կառավարումն իրականացվում է ոտնակով, ապա նորմատիվային տվյալները նույնն են, ինչ աշխատանքային արգելակների համար, իսկ ձեռքի բռնակով կառավարման դեպքում գործադրվող ուժը մարդատար ավտոմոբիլների համար չպետք է գերազանցի՝ 400 Ն, մյուս տրանսպորտային միջոցների համար՝ 600 Ն: Կանգառային արգելակների բռնակի վրա գործող ուժը, անկախ ավտոմոբիլի տիպից, կարող է լինել մինչև 400 Ն:

Ղեկավարման օրգանների առավելագույն ընթացքի արժեքներն են. մարդատարների ոտնակինը՝ 150 մմ, մյուս տրանսպորտային միջոցներինը՝ 180 մմ, մարդատարների բռնակինը՝ 150-160 մմ, մյուս տրանսպորտային միջոցներինը՝ 290-220 մմ:

2. Ըստ արագագործության՝ ղեկավարման օրգանից ամենահեռու գտնվող արգելակային մեխանիզմներում արգելակման մոմենտը առաջադրված արժեքին պետք է հասնի ղեկավարման օրգանի վրա ազդման

պահից 0,6 վրկ ոչ ուշ: Այժմ կիրառվող արգելակային շարժաբերներն ունեն հետևյալ արագությունները. էլեկտրական շարժաբեր՝ 0,02-0,03 վրկ, հիդրավլիկական շարժաբեր՝ 0,13-0,3 վրկ, պնևմատիկ շարժաբեր՝ 0,6-0,8 վրկ, ավտոգնացքների պնևմատիկ շարժաբեր՝ մինչև 2 վրկ:

3. Հստ աշխատանքի համաչափության՝ արգելակային համակարգերը պետք է ապահովեն նույն կամրջակի անիվների արգելակային մոմենտների հավասարություն: Թույլատրվում է մինչև 15 % շեղում:

4. Հստ արգելակման ուժի բաշխման: Արգելակման ուժի բաշխումը կամրջակների միջև պետք է լինի կցման ուժերին օպտիմալ համեմատական:

5. Ջերմատարության հեռացումը արգելակման շփվող մակերեսներից պետք է լինի արդյունավետ, այսինքն՝ մեխանիզմի չափերը, զանգվածը և ջերմահեռացման պայմանները պետք է ապահովեն մեխանիզմի էներգատարությանը ներկայացվող պահանջները:

6. Ճնշման և ջերմաստիճանի թույլատրելի սահմաններում շփման գործակիցը պետք է լինի հաստատուն: Վերդիրները պետք է մաշվեն հավասարաչափ: Շփվող գույգը պետք է պաշտպանված լինի թրջվելուց և այլ արտաքին գործոններից:

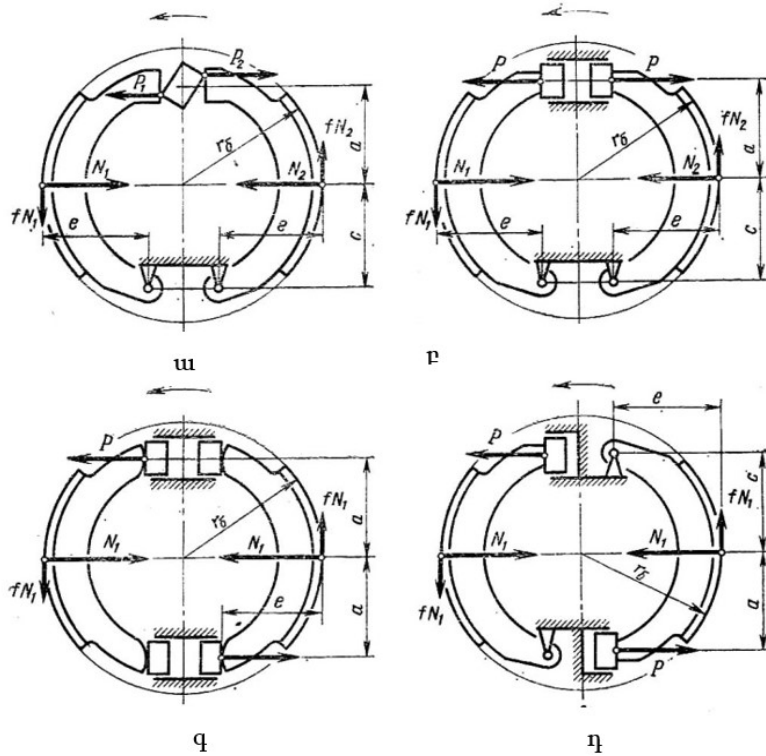
Արգելակման մեխանիզմները դասակարգվում են ըստ հետևյալ ցուցանիշների.

1. Հստ արգելակային մեխանիզմների քանակի և տեղաբաշխման: Որպես կանոն՝ արգելակման մեխանիզմները դրվում են բոլոր անիվների վրա: Որոշ դեպքերում արգելակային մեխանիզմը տեղադրվում է միայն հետևի (դանդաղընթաց բեռնատարներ) կամ առջևի անիվների վրա (մրցավազքային ավտոմոբիլներ):

2. Հստ կառուցվածքի: Լայն կիրառություն ունեն թմբուկի ներսում դասավորված կոճղակային արգելակային մեխանիզմները: Սկավառակային արգելակման մեխանիզմները կիրառվում են հիմնականում մարդատար ավտոմոբիլների և դրանց հենքի վրա կառուցված բեռնատարների առջևի անիվների վրա: Ժապավենային արգելակները կիրառվում են հազվադեպ՝ կանգառային արգելակներում:

6.2. Թմբուկավոր արգելակման մեխանիզմների սկզբունքային սխեմաները

Այժմ առավել մեծ տարածված են թմբուկավոր արգելակման մեխանիզմների հետևյալ չորս տարատեսակները (նկ. 54), որոնք տարբերվում են կոճղակի թուլացնող սարքերի միջև ուժային փոխազդեցության առանձնահատկություններով և թմբուկի կառուցվածքով: Սխեմաներում ֆրիկցիոն վերդիրները պայմանականորեն պատկերված են մեխանիզմի հորիզոնական տրամագծին համաչափ, իսկ N հավասարազոր ուժը և $f \cdot N$ շոշափող ուժը բերված են վերդիրի $r \cdot \delta$ շառավղով աղեղի կենտրոնի վրա:



Նկ. 54. Թմբուկավոր արգելակման մեխանիզմների սխեմաները.
ա - կոճղակների հավասար տեղափոխությամբ, բ - ռեվերսիվ չհավասարակշռված,
գ - ոչ ռեվերսիվ հավասարակշռված, դ - ռեվերսիվ լողացող կոճղակներով:

Ներկայացված մեխանիզմների սխեմաները համեմատվում են ըստ ռեվերսիվության, հավասարակշռվածության և արդյունավետության գործակցի:

Ռեվերսիվությունը որոշվում է արգելական մեխանիզմում առաջացած արգելական մոմենտի մեծությամբ՝ անկախ ավտոմոբիլի շարժման ուղղությունից:

Հավասարակշռվածությունը, կոճղակով թմբուկի վրա ազդող ուժերի այնպիսի գուգակցում է, որի դեպքում արգելական մեխանիզմն անվի հենարանային առանցքակալներին բեռնման չի ենթարկում:

Արդյունավետության գործակցից են անվանում արգելական մոմենտի հարաբերությունը բերված P ուժի և թմբուկի $r \cdot \delta$ շառավղի արտադրյալին: Կոճղակների և արգելական մեխանիզմի արդյունավետության գործակցին ըստ նկար 54-ում ներկայացված նշանակումների՝

$$- \text{ինքնասեղմվող կոճղակի՝ } K_{\Sigma_1} = \frac{M_{T_1}}{(P_1 \cdot r \cdot \delta)},$$

$$- \text{ինքնաթուլացնող կոճղակների՝ } K_{\Sigma_2} = \frac{M_{T_2}}{(P_2 \cdot r \cdot \delta)},$$

$$- \text{արգելական մեխանիզմի՝ } K_{\Sigma} = \frac{M_T}{(P_1 + P_2) \cdot r \cdot \delta},$$

որտեղ M_{T_1} , M_{T_2} և M_T -ն արգելական կոճղակների և մեխանիզմի կողմից առաջացած մոմենտներն են, P_1 և P_2 -ը՝ արգելական բերված ուժերը:

Արդյունավետության գործակցի արժեքը կախված է շփման f գործակցից:

Նկար 54ա-ում մեխանիզմն ունի բռունցքային սեղմող սարք, որն ապահովում է կոճղակների հավասար տեղափոխություն, ինչի հետևանքով էլ կոճղակների վրա ազդող ուժերը և արգելական մոմենտները նույնպես հավասար են: Այս մեխանիզմը ռեվերսիվ է, քանի որ $N_1 = N_2$ թմբուկի պտտման երկու ուղղություններում և գործնականում հավասարակշռված են: Մեխանիզմի գլխավոր թերությունը փոքր օ.գ.գ-ն է՝ 0,60-0,80: Այս մեխանիզմը կիրառվում է հիմնականում բեռնատար ավտոմոբիլներում, քանի որ բռունցքային սեղմող մեխանիզմները պահանջում են պնևմատիկ հաղորդակ:

Նկար 54բ-ի մեխանիզմն ունի հիդրավլիկական հաղորդակ, որը ապահովում է միևնույն սեղմող ուժ երկու ուղղություններով: Սակայն արգելակման մոմենտը սեղմվող կոճղակում ավելի մեծ է, քան թուլացվող կոճղակում: Այս մեխանիզմի արդյունավետության գործակիցը կազմում է $K_3 = 0,8$: Քանի որ $N_1 - N_2$ տարբերությունը կախված չէ թմբուկի պտտման ուղղությունից, մեխանիզմը ռեվերսիվ է, սակայն՝ ոչ հավասարակշռված: Այս մեխանիզմները հիմնականում կիրառվում են մարդատար ավտոմոբիլների հետին կամրջակի և բեռնատարների անիվներում:

Նկար 54գ-ի մեխանիզմը ոչ ռեվերսիվ է, որի կառուցվածքային առանձնահատկությունն այն է, որ կոճղակները տեղափոխվում են տարբեր ուղղություններով և ունեն առանձին սեղմող հիդրավլիկական սարքեր, որոնք առաջացնում են միևնույն սեղմող ուժը: Այդ պատճառով երկու կոճղակներն էլ ինքնասեղմվող են՝ ավտոմոբիլն առաջ շարժվելիս, կամ ինքնաթուլացվող՝ դեպի հետ շարժվելիս: Այս մեխանիզմի և նկար 54բ-ի մեխանիզմի համատեղ կիրառությունը հնարավորություն կտա առավել հեշտ հասնել արգելակման ուժերի ցանկալի բաշխման ($P_{\tau_1} > P_{\tau_2}$) և պահպանել առջևի ու հետևի արգելակման մեխանիզմների շատ դետալների միևնույն կառուցվածքային չափերը:

Նկար 57դ-ում պատկերված արգելակման մեխանիզմը ռեվերսիվ է, դրանում անկախ թմբուկի պտտման ուղղությունից՝ երկու կոճղակներն էլ ինքնասեղմվող են: Դա պայմանավորված է միևնույն թուլացնող սարքերի կիրառմամբ, որոնցից յուրաքանչյուրում, կախված թմբուկի պտտման ուղղությունից, մեկ պլունժերը մեկ կոճղակի հաղորդակ է, իսկ մյուսը՝ մյուս կոճղակի հենարան:

Հետին կամրջակներում, որոնցում տեղակայվում են կանգառային արգելակները, ոչ ռեվերսիվ մեխանիզմների կիրառումը չի երաշխավորվում, քանի որ կանգառային արգելակները և՛ վերելքներում, և՛ վայրէջքներում պետք է ունենան միևնույն արդյունավետությունը:

6.3. Կոճղակի վերդիրի երկարությամբ ճնշման բաշխումը

Արգելակման կոճղակի վերդիրի երկարությամբ ճնշման բաշխման օրինաչափության անալիտիկ որոշումը դժվար է, քանի որ դրա վրա, բացի վերդիրի դյուրաճգմելիությունից, ազդում են նաև կոճղակի, թմբուկի և հենարանների դյուրաճգմելիությունները: Սակայն մոտավոր հաշվարկներում ընդունվում է, որ վերդիրի վրա ճնշման բաշխման օրինաչափությունը համեմատական է վերդիրի շառավղային դեֆորմացիաների բնութագրին, քանի որ մյուս դետալների դեֆորմացիաները անհամեմատ փոքր են:

Որոշենք ազատության երկու աստիճան ունեցող ինքնասեղմվող կոճղակի վերդիրի շառավղային դեֆորմացիաները (նկ. 55): Դրա համար կոորդինատների առանցքները տեղադրենք այնպես, որ y -ն անցնի կոճղակի ակնթարթային A_1 կենտրոնով:

Արգելակման ժամանակ վերդիրի դեֆորմացման շնորհիվ կոճղակը միաժամանակ պտտվում է A_1 կենտրոնի շուրջը և հենարանային մակերեսով տեղափոխվում շփման ուժի ուղղությամբ: Արդյունքում կոճղակի կենտրոնը զբաղեցնում է O_1 դիրքը, իսկ չդեֆորմացվող վերդիրի մակերևույթի EE_1 կոնտուրը տեղափոխվում է թմբուկի վրա OO_1 ուղղությամբ (նկ. 55ա):

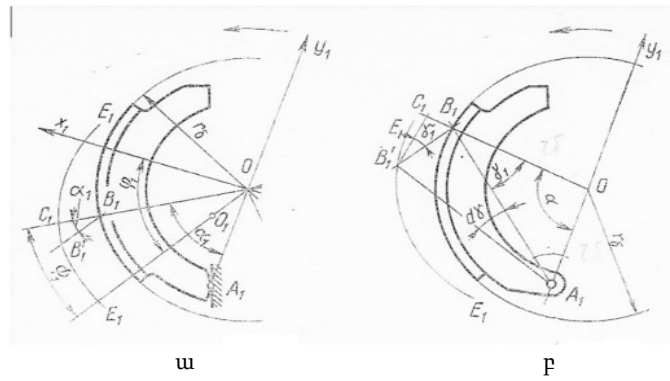
OB_1 շառավղի վրա գտնվող B_1 կետի դեֆորմացիան բնութագրվում է $B_1B'_1$ հատվածով: Հետևաբար այդ կետի ռադիալ դեֆորմացիան կլինի՝

$$\delta_1 = B_1C_1 = B_1B'_1 \cdot \cos \gamma_1$$

Քանի որ $\psi_1 = 90 - (\alpha_1 - \varphi_1)$ և $B_1B'_1 = 00_1 = \delta_{1max}$, ինքնասեղմվող կոճղակի համար կունենանք՝

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \delta_{1max} \cdot \sin(\alpha_1 + \varphi_1), \\ q_1 &= q_{max} \cdot \sin(\alpha_1 + \varphi_1), \end{aligned} \quad (180)$$

որտեղ α_1 , ψ_1 , φ_1 -ը համապատասխանաբար OB_1 շառավղի և Y_1 առանցքի, OB_1 շառավղի և OO_1 հատվածի, x_1 առանցքի և OO_1 հատվածի միջև կազմված անկյուններն են:



Նկ. 55. Վերդիի շառավղային դեֆորմացիաների որոշման սխեման.
ա - արագության երկու աստիճանով, բ - ինքնասեղմվող ազատության մեկ աստիճանով:

Որոշենք ազատության մեկ աստիճան ունեցող ինքնասեղմվող կոճղակի վերդիի շառավղային դեֆորմացիաները: Այս դեպքում կոճղակը բերված ուժի և շփման ուժի ազդեցությամբ պտտվում է A_1 կենտրոնի շուրջը՝ $d\gamma$ անկյամբ (նկ. 55բ): Վերդիի ցանկացած B_1 կետի դեֆորմացիան՝ կոճղակի պտտման ուղղությամբ համապատասխանում է BB_1 , իսկ շառավղային ուղղությամբ՝ B_1C_1 հատվածին: Քանի որ $d\gamma$ անկյունը շատ փոքր է, կարելի է ընդունել $\Delta A_1B_1B'_1 = 90^\circ$, հետևաբար վերդիի B_1 կետի շառավղային դեֆորմացիան կլինի՝

$$\delta_1 = B_1C_1 = B_1B'_1 \sin \gamma = A_1B_1 \sin \gamma \cdot d\gamma:$$

Ընդունում ենք, որ $OA_1 \approx OB_1 = r\delta$: Հավասարաբար A_1OB_1 եռանկյունից կունենանք՝

$$\frac{A_1B_1}{\sin \alpha} = \frac{r\delta}{\sin \gamma}:$$

Հետևաբար վերդիի δ_1 շառավղային դեֆորմացիան և q_1 ճնշումը դրա մակերեսին կլինեն՝

$$\begin{aligned} \delta_1 &= r\delta \cdot \sin \alpha \cdot d\gamma, \\ q_1 &= q_{\max} \cdot \sin \alpha: \end{aligned} \quad (181)$$

Վերդիի երկարությամբ ճնշման բաշխման անհավասարաչափությունը գնահատվում է անհավասարաչափության գործակցով.

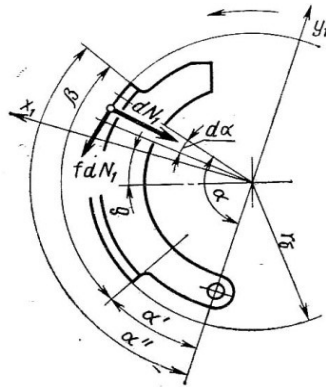
$$\Delta = \frac{q_{\max}}{q_p},$$

որտեղ q_p -ն պայմանականորեն հավասարաչափ բաշխված ճնշման մեծությունն է, որը կարող է առաջ բերել նույն մոմենտը, ինչ անհավասարաչափ բաշխված ճնշումը, q_{max} -ը ճնշման առավելագույն մեծությունն է:

6.4. Կոճղակի վրա արգելակման մոմենտի որոշումը

Արգելակման թմբուկային մեխանիզմները հաշվարկելիս անհրաժեշտ է որոշել արգելակման մոմենտները՝ կախված կոճղակը թմբուկին սեղմող ուժից:

Որոշենք արգելակման M_τ մոմենտը ազատության մեկ աստիճան ունեցող կոճղակի վերդիրի վրա՝ առանձնացնելով էլեմենտար լայնական գոտի՝ $br\delta \cdot d\alpha$ մակերեսով (նկ. 56), որտեղ b -ն վերդիրի լայնությունն է, α - γ -ը՝ առանցքի նկատմամբ գոտու տեղակայման անկյունը:



Նկ. 56. Արգելակման մոմենտի որոշման սխեման:

Թմբուկի կողմից գոտու վրա ազդում է dN էլեմենտար նորմալ ուժ.

$$dN = q \cdot br\delta \cdot d\alpha = q_{max} br\delta \sin \alpha \cdot d\alpha: \quad (182)$$

dN նորմալ ուժից $dN \cdot f$ շոշափող ուժը կոճղակի վրա առաջ կբերի արգելակման մոմենտ՝ dM_τ .

$$dM_\tau = dN \cdot f \cdot r\delta = q_{max} br^2 \delta f \sin \alpha \cdot d\alpha, \quad (183)$$

որտեղ f -ը վերդիրի և թմբուկի միջև շփման գործակիցն է:

Ինտեգրելով (183) հավասարումը՝ $\alpha' \alpha''$ միջակայքի համար կունենանք վերդիրի վրա գործող արգելակման մոմենտը:

$$M_{\tau} = q_{max} b r^2 \delta f (\cos \alpha^I - \cos \alpha^{II}): \quad (184)$$

Դժվար չէ համոզվել, որ վերդիրի երկարությամբ ճնշման հավասարաչափ բաշխման դեպքում կունենանք՝

$$dN = q_p \cdot b \cdot r \delta \cdot d\alpha, \\ M_{\tau} = q_p \cdot b \cdot r^2 \delta f (\alpha^I - \alpha^{II}): \quad (185)$$

Հետևաբար՝ ճնշման բաշխման անհավասարաչափության գործակիցը կլինի՝

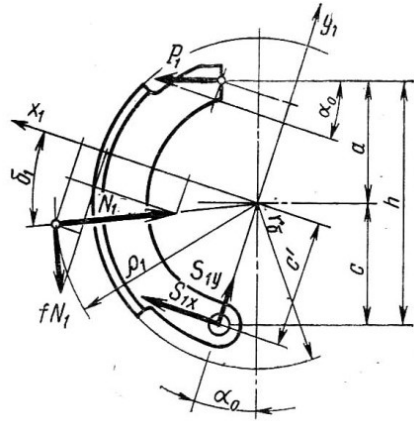
$$\Delta = \frac{(\alpha^I - \alpha^{II})}{(\cos \alpha^I - \cos \alpha^{II})}: \quad (186)$$

(184) և (185) հավասարումներով կարելի է որոշել արգելական մոմենտը կռճղակի վրա՝ կախված վերդիրի վրա ճնշման մեծությունից: Սակայն գործնական խնդիրներում անհրաժեշտ է որոշել արգելական մոմենտը՝ կախված P_1 սեղմող ուժից:

Արգելական $M_{\tau 1}$ մոմենտը ինքնասեղմվող կռճղակի վրա (նկ. 57) կորոշվի հետևյալ արտահայտությամբ.

$$M_{\tau 1} = N_1 \cdot f \cdot \rho, \quad (187)$$

որտեղ N_1 -ը վերդիրի վրա ազդող նորմալ էլեմենտար ուժերին համարժեք ուժն է, ρ -ն՝ շփման ուժի՝ Nf ազդման շառավիղը:



Նկ. 57. Արգելական մոմենտի որոշման սխեման ըստ սեղմող ուժի:

Նորմալ N_1 ուժի կախվածությունը սեղմող P_1 ուժից որոշելու համար կազմենք համակարգի վրա ազդող ուժերի հավասարակշռության պայմանը՝ հետևյալ տեսքով.

$$\Sigma F_\alpha = 0 \text{ և } \Sigma M_0 = 0:$$

Այստեղից կունենանք՝

$$\begin{cases} P_1 \cdot \cos \alpha_0 + S_{1x} - N_1(\cos \delta_1 + f \sin \delta_1) = 0 \\ P_1 a - S_{1x} \cdot C^1 + f \rho_1 \cdot N_1 = 0 \end{cases}, \quad (188)$$

որտեղ δ_1 -ը X առանցքի և N_1 ուժի միջև կազմված անկյունն է, S_{1x} -ը՝ կոճղակի հենարանային ռեակցիայի պրոյեկցիան:

Հավասարումների (188) համակարգը լուծելով N_1 -ի նկատմամբ՝ կստանանք՝

$$N_1 = \frac{P_1 \cdot h}{C^1(\cos \delta_1 + f \sin \delta_1) - f \rho_1}: \quad (189)$$

Ինքնասեղմվող մեկ կոճղակի վրա գործող մոմենտը կորոշվի հետևյալ բանաձևով.

$$M_{\tau 1} = \frac{P_1 \cdot f \cdot h \cdot \rho}{[C^1(\cos \delta_1 + f \sin \delta_1) - f \rho_1]}: \quad (190)$$

δ և ρ մեծությունների որոշման համար անհրաժեշտ է որոշել N հակազդման պրոյեկցիաները՝ N_x և N_y , ըստ նկար 60-ի:

$$N_x = \int_{\alpha^I}^{\alpha^{II}} d \cdot N \cdot \sin \alpha = \int_{\alpha^I}^{\alpha^{II}} q_{max} b r \delta \sin^2 \alpha \cdot d\alpha = \frac{q_{max} b r (2\beta - \sin 2\alpha^{II} + \sin 2\alpha^I)}{4}, \quad (191)$$

$$N_y = \int_{\alpha^I}^{\alpha^{II}} d \cdot N \cdot \sin \alpha = \int_{\alpha^I}^{\alpha^{II}} q_{max} b r \delta \sin \alpha \cos \alpha \cdot d\alpha = \frac{q_{max} b r (\cos 2\alpha^I - \cos 2\alpha^{II})}{4}, \quad (192)$$

որտեղից՝

$$\delta = \arctg\left(\frac{N_y}{N_x}\right) = \arctg\left[\frac{(\cos 2\alpha^I - \cos 2\alpha^{II})}{[2\beta - \sin 2\alpha^{II} + \sin 2\alpha^I]}\right], \quad (193)$$

որտեղ՝ $\beta = \alpha^{II} - \alpha^I$:

Ըստ (14) և (8) հավասարումների՝ հաշվի առնելով, որ՝

$$N_1 = \sqrt{N_x^2 + N_y^2}, \quad (194)$$

կունենանք՝

$$\rho = \left[\frac{4r\delta(\cos \alpha' - \cos \alpha'')}{\sqrt{(\cos 2\alpha' - \cos 2\alpha'')^2 + (2\beta - \sin 2\alpha'' + \sin 2\alpha')^2}} \right] \quad (195)$$

Ակնհայտ է, որ երկու կոճղակներով արգելական մեխանիզմի համար գումարային արգելական մոմենտը հավասար կլինի երկու կոճղակների արգելական մոմենտների գումարին՝ $M_{\tau} = M_{\tau 1} + M_{\tau 2}$: Հիդրավլիկական արգելական հաղորդակների համար ընդունվում է՝ $P_1 = P_2$:

Կոճղակային արգելակային մեխանիզմները հաշվարկելիս անհրաժեշտ է այն ստուգել ըստ ինքնասեպման: Ինքնասեպման պայմանը ստացվում է (190) հավասարումից, որտեղից հետևում է, որ ինքնասեպում չի կարող առաջանալ, եթե (190) հավասարման հայտարարը մեծ լինի զրոյից:

$$C^1(\cos \delta_1 + f \sin \delta_1) - f \rho_1 > 0$$

կամ

$$f < \frac{C^1 \cos \delta_1}{\delta_1 - C^1 \sin \delta_1} \quad (196)$$

Ստացված (196) անհավասարության պահպանման դեպքում կոճղակավոր արգելական մեխանիզմի ինքնասեպում տեղի չի ունենա:

Ստացված (184) և (190) հավասարումներից կարելի է որոշել վեր-դիրի վրա առավելագույն ճնշումը՝ q_{max} .

$$q_{max} = \frac{P_1 h \rho_1}{br\delta^2(\cos \alpha' - \cos \alpha'') \cdot [C^1(\cos \delta_1 + f \sin \delta_1) - f \rho_1]} \quad (197)$$

6.5. Թմբուկավոր արգելական մեխանիզմների տարրերի հաշվարկը

Արգելական մեխանիզմում առավելագույն արգելական ուժ կարելի է ստանալ, երբ ավտոմոբիլի կցման զանգվածը օգտագործվում է ամբողջությամբ: Ընդ որում՝ արգելական $P_{\tau n}$ և $P_{\tau 3}$ ուժերը պետք է լինեն համեմատական համապատասխան անիվների նկատմամբ նորմալ հակազդումներին՝ R_n և R_3 : Երկսոնի ավտոմոբիլների համար՝

$$\frac{P_{\tau n}}{P_{\tau 3}} = \frac{R_n}{R_3} = \frac{b + h_y \cdot \varphi_{max}}{a - h_y \cdot \varphi_{max}}, \quad (198)$$

որտեղ n և 3 ինդեքսով նշանակված են առջևի և հետևի անիվներին վերաբերող մեծությունները, h_y , a և b -ն՝ ավտոմոբիլի ծանրության

կենտրոնի կոորդինատները, φ_{max} -ը՝ կցման գործակցի առավելագույն արժեքը:

Սովորաբար արգելական ուժերի $\frac{P_{\tau n}}{P_{\tau 3}}$ հարաբերությունը մարդատար ավտոմոբիլների համար կազմում է 0,5-0,7 (կցման φ գործակցի 0,40-0,55 արժեքների դեպքում):

Ավտոմոբիլի առջևի և հետևի անիվներում արգելական մոմենտների արժեքները կլինեն՝

$$\begin{cases} M_{\tau n} = P_{\tau n} \cdot rg = R_n \cdot \varphi_{max} \cdot rg \\ M_{\tau 3} = P_{\tau 3} \cdot rg = R_3 \cdot \varphi_{max} \cdot rg \end{cases} \quad (199)$$

որտեղ rg -ն անվի դինամիկական շառավիղն է:

Թմբուկի շփման մակերեսի շառավիղն ընտրվում է այնպես, որ անվի հեցի և թմբուկի միջև բացակը 20-30 մմ-ից ոչ պակաս լինի: Ֆրիկցիոն վերդիրի ընդգրկման անկյունը կազմում է 90-120°, իսկ վերդիրի լայնությունն ընտրվում է այնպես, որ վթարային արգելական դեպքում ճնշումը լինի 2,5 ՄՊա-ից ոչ ավելի, իսկ պայմանական P ճնշումը կոճղակի վրա ընտրվում է հետևյալ պայմանից.

$$\frac{G_a \cdot q}{A_n + A_3} \leq [P], \quad (200)$$

որտեղ G_a -ն ավտոմոբիլի լրիվ կշիռն է, A_n և A_3 -ը՝ առջևի և հետևի կամրջակներում վերդիրների գումարային մակերեսները:

Միայն 11 Տուժ լրիվ կշիռ ունեցող ավտոմոբիլների համար $[P] = 0,25$ ՄՊա, իսկ 11 Տուժ-ից ավելիի դեպքում՝ $[P] = 0,3$ ՄՊա:

Կոճղակի վրա միջին ճնշումն ընտրվում է՝ կախված N_1 նորմալ ուժից և վերդիրի A_1 մակերեսից հետևյալ պայմանից.

$$q_{cp} = \frac{N_1}{A_1} < 2 \text{ ՄՊա:} \quad (201)$$

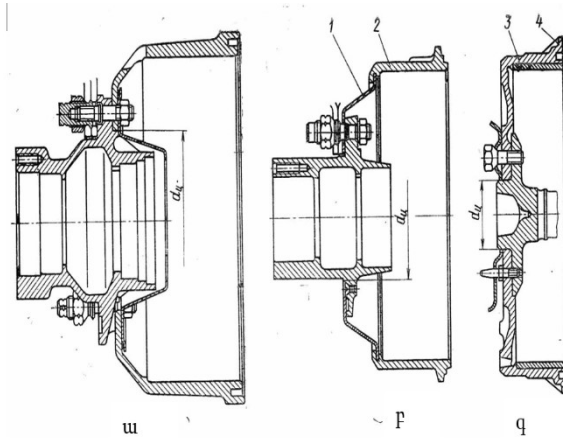
Վերդիրի A_2 գումարային մակերեսին բաժին ընկնող տեսակարար աշխատանքը, կախված ավտոմոբիլի V_{max} առավելագույն արագությունից, վթարային արգելական դեպքում պետք է բավարարի հետևյալ պայմանը.

$$\frac{m a V_{max}^2}{2 \cdot A_2} < [L_{TP}], \quad (202)$$

որտեղ $[L_{TP}]$ -ն տեսակարար աշխատանքի թույլատրելի արժեքն է.

- մարդատար ավտոմոբիլների համար՝ $[L_{TP}] = 1000 - 1500 \text{ Գ/սմ}^2$,
- բեռնատարների և ավտոբուսների համար՝ $[L_{TP}] = 600 - 800 \text{ Ջ/սմ}^2$:

Թմբուկները պետք է ունենան մեծ կոշտություն և ջերմունակություն: Թմբուկի նյութը պետք է ապահովի մեծ ֆրիկցիոն հատկանիշներ և հավասարաչափ մաշ: Այս պահանջներից ելնելով՝ միջին և մեծ բեռնատարողությամբ ավտոմոբիլներում կիրառվում են գորշ կամ լիգերավորված թուջից ձուլվածքներ (նկ. 58ա):



Նկ. 58. Արգելակային թմբուկներ.
ա - ձուլված, բ, գ - համակցված:

Մյուս ավտոմոբիլների մոտ մետաղատարությունը նվազեցնելու նպատակով կիրառվում են համակցված կառուցվածքներ (նկ. 58բ), որը բաղկացած է թերթավոր պողպատից պատրաստված 1 կցաշուրթից և 2 թուջից ձուլված օղից: Մարդատար ավտոմոբիլներում լայն կիրառություն են գտել ալյումինի համաձուլվածքով չուգունից օղակով թմբուկները (նկ. 58գ): Թմբուկի արտաքին եզրով տեղադրված է օղակաձև հաստացում կոշտությունը բարձրացնելու նպատակով:

Թմբուկի աշխատանքային մակերեսի վերջնական մեխանիկական մշակումը և դինամիկական հավասարակշռումն իրականացվում է անվակունդի հետ հավաքված վիճակում: Թույլատրելի դիսբալանսը

մարդատարների մոտ կազմում է 1500-2000 գ-մմ, բեռնատարների մոտ՝ 3000-4000 գ-մմ:

Թմբուկի ջերմունակությունը պետք է ապահովի հետևյալ պայմանը.

$$(m\delta \cdot c\delta + m_k c_k) \cdot \Delta t \geq L, \quad (203)$$

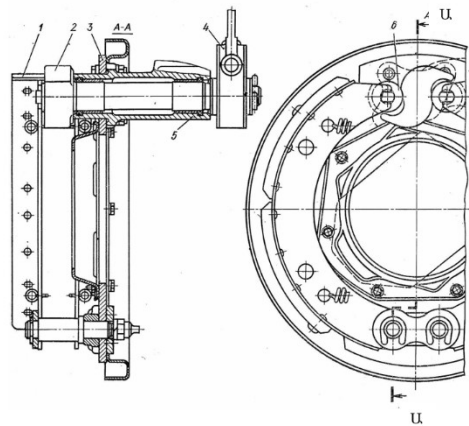
որտեղ $m\delta$ և m_k -ն կամրջակի թմբուկների և թուջի օղակների զուամրային զանգվածներն են, $c\delta$ և c_k -ն՝ թմբուկի և օղակի տեսակարար ջերմունակությունը: Թուջի համար՝ $C = 482$ Ջ/կգ·Կ, իսկ ալյումինի համաձուլվածքի համար՝ $C = 880$ Ջ/կգ·Կ, Δt -ն թմբուկի ջերմաստիճանի աճն է մեկ ինտենսիվ արգելակման ժամանակ, $V = 30$ կմ/ժամ սկզբնական արագության դեպքում արգելակելիս չպետք է գերազանցի է 15°C , L -ը լրիվ բեռնված ավտոմոբիլի կինետիկ էներգիայի այն մասն է, որը կամրջակի արգելակման մեխանիզմում վերածվում է ջերմային էներգիայի:

Մեծ բեռնատարողությամբ ավտոմոբիլների արգելակման կոճղակները պատրաստվում են գորշ թուջի ձուլումով կամ ալյումինի համաձուլվածքից, իսկ փոքր բեռնատարողությամբ ավտոմոբիլներինը և մարդատարներինը՝ դրոշմաեռակցումով: Դրոշմաեռակցումով կոճղակները փոքր ջերմունակության, բարձր տեխնոլոգիականության և դյուրակիրության շնորհիվ (դրանք նպաստում են ֆրիկցիոն վերդիրի երկարությամբ և լայնությամբ ճնշման բաշխման հավասարեցմանը) լայն կիրառություն են ստացել:

Ֆրիկցիոն վերդիրները պատրաստվում են ասբեստի մանրաթելից, կաուչուկից և բուսական ու սինթետիկ խեժերից՝ կապակցող նյութերի հետ կաղապարման եղանակով:

Կոճղակի սեղմման համար արգելակման մեխանիզմում տեղադրվում է մխոցային-սեղմող մեխանիզմ, որը սովորաբար անվանում են անվային արգելակման գլան: Այն ունի պարզ կառուցվածք և արգելակման մեխանիզմում հեշտ է հարմարադասվում: Անվային գլանը պատրաստվում է գորշ թուջից: Մխոցը պատրաստվում է ալյումինի համաձուլվածքից, որի վրա մամլված է պողպատյա ծայրապանակ, որի փորակ

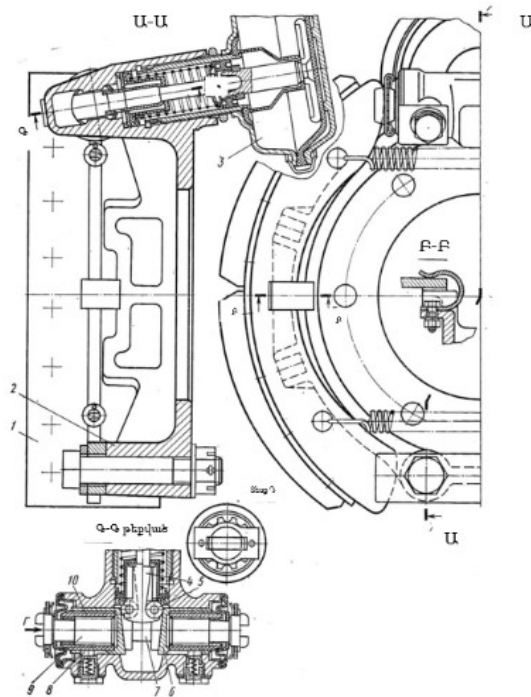
է մտնում կոճղակի կողը կամ ծայրապանակը: Գլանի խոռոչը հերմետիկացվում է ռետինե մանժետով կամ կիպացնող օղակով:



Նկ. 59. Կամազ ավտոմոբիլի արգելական մեխանիզմը.
1 - կոճղակ, 2 - սեղմող բռնցք լիսեռով, 3 - սուպորտ, 4 - կարգավորող լծակ,
5 - սեղմող բռնցք և արգելական խցի լիսեռի կալունակ, 6 - խողովակ:

Բռնցքավոր սեղմող մեխանիզմում (նկ. 59) բռնցքը պատրաստվում է պողպատից (СТ45), իսկ լիսեռի հետ ամբողջական մեխանիզմի օ.գ.գ-ն մեծացնելու նպատակով կոճղակների ծայրերին տեղադրվում են հոլովակներ, որոնք նույնպես պատրաստված են պողպատից և միաված են:

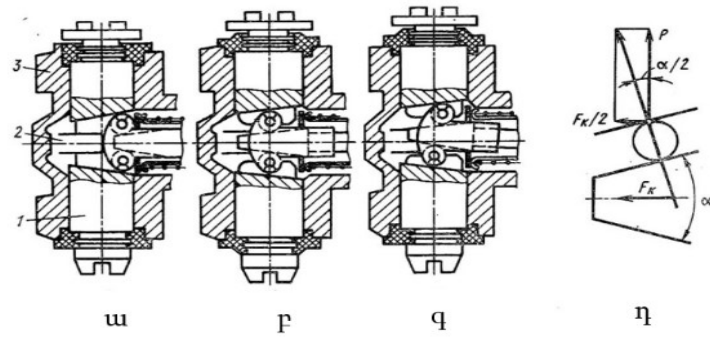
Մեպաձև սեղմող մեխանիզմները (նկ. 60) ունեն ավելի բարդ կառուցվածք և մի շարք առավելություններ, այդ թվում՝ կոմպակտ են, ունեն փոքր զանգված, մեծ օ.գ.գ. և գործողության փոքր ժամանակ: Մեպաձև սեղմող մեխանիզմն ունի ավելի բարդ կառուցվածք, քան բռնցքավոր մեխանիզմը: Այն նույնպես օժտված է մի շարք առավելություններով՝ փոքր մետաղատարություն, բարձր օ.գ.գ. և գործողության քիչ ժամանակ:



Նկ. 60. Մեպավոր սեղմող սարքով արգելական մեխանիզմ.

1 - իրան, 2 - սուպորտ, 3 - արգելական խուց, 4 - սեպ, 5 - գլանվակներ, 6 - պլունժեր, 7 - հենարանային մատ, 8 - շնիկ, 9 - կարգավորող պտուտակ, 10 - կարգավորող վռան:

Նկար 61-ում բացատրվում է սեպաձև մեխանիզմի աշխատանքը: Ելակետային, չարգելակված վիճակում (նկ. 61ա), պլունժերները կոճղակի սեղմված զսպանակի ազդեցությամբ սեղմվում են իրանի ելուստին: Արգելական մեխանիզմի գործողության սկզբում պլունժերը սինխրոն տեղափոխվում է մինչև թմբուկի և կոճղակների հպվելը, այնուհետև կոճղակի ազդեցության տակ պլունժերներից տեղափոխվում է հետ և հենվելով ելուստին՝ կոճղակի համար ծառայում է որպես հենարան: Մյուս պլունժերը շարժման մեջ է դնում երկրորդ կոճղակը (նկ. 61բ, գ):



Նկ. 61. Սեպաձև սեղմող մեխանիզմի կառուցվածքի սխեման.
ա - պլունժերի ելակետային դիրքը, բ - սինխրոնով տեղափոխության սկզբնական վիճակը, գ - աշխատանքային դիրքը (արգելակում), դ - հաշվարկային սխեման:

Բերված սեղմող մեխանիզմի հաշվարկը կատարվում է հետևյալ հերթականությամբ. հիմք ընդունելով բերված P ուժի արժեքը՝ ընտրվում է սեպի անկյունը՝ $\alpha = 12^\circ$, որի դեպքում ինքնասեղմում չի առաջանում, այնուհետև որոշում ենք սեպի առանցքով ազդող P_K ուժը (նկ. 61դ).

$$P_K = 2P \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}: \quad (204)$$

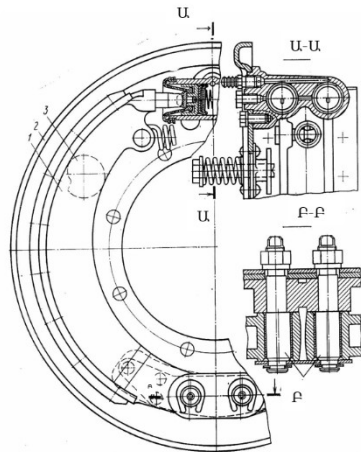
Ըստ P_K ուժի ընտրում ենք արգելակային խուց և ելնելով դրա մխոցակոթի վրա աշխատանքային բեռնվածքից՝ ճշտում α անկյան արժեքը: Սեպի S_k առանցքային տեղափոխությունը, կախված պլունժերի ընդունված S_n քայլից կլինի՝

$$S_k = S_n \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}: \quad (205)$$

Արգելակման մեխանիզմներում նախատեսված են նաև կարգավորող սարքեր: Չարգելակված վիճակում թմբուկի և կոճղակի վերդիրի միջև պետք է լինի աշխատանքային բացակ: Վերդիրի մաշվելու հետևանքով այդ բացակը մեծանում է, որը հանգեցնում է սեղմող մեխանիզմի դետալների քայլի մեծացման, ինչպես նաև աշխատանքային նյութի՝ հեղուկի կամ սեղմված օդի ավելցուկային ծավալի և արգելակման հաղորդակի գործողության ժամանակի ավելացման:

Մխոցային տիպի սեղմող մեխանիզմներում կիրառվում են թմբուկի և արգելակման կոճղակի վերդիրի միջև բացակի կարգավորման

տարբեր եղանակներ: Առաջին եղանակը կոճղակի սկզբնական դիրքի ֆիքսումն է ձեռքով, սուպորտում տեղակայված կարգավորող բռնցքով (նկ. 62):

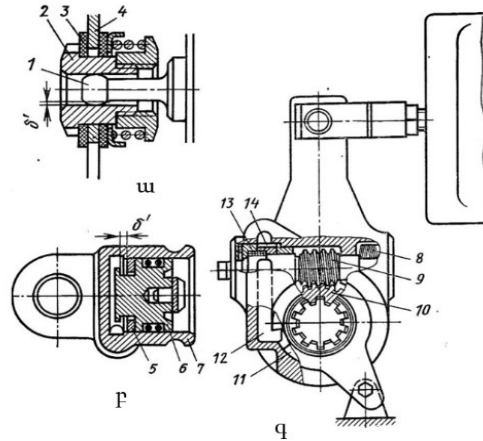


Նկ. 62. Արգելակման մեխանիզմ՝ թմբուկի և կոճղակի վերդիրի միջև բացակի ձեռքով կարգավորումով.
1 - կոճղակ, 2 - սուպորտ, 3 - կարգավորող բռնցք,
4 - հենարանային արտակենտրոն մատներ:

Կոճղակի շառավղի արտակենտրոնությունը գերազանցում է ֆրիկցիոն վերդիրի հաստությունը: Կոճղակի սկզբնական դիրքը կարգավորվում է նաև ավտոմատ եղանակով (նկ. 63): Ավտոմատ կարգավորիչի 3 տափօղակը (նկ. 63ա) տեղակայվում է կոճղակի կողի 4 անցքում ֆրիկցիոն վերդիրի հաստությունից մեծ բացակով, իսկ 1 կանգնակը միացված է սուպորտին աշխատանքային բացակին հավասար չափով՝ δ_1 : Ավտոմատ կարգավորիչի հուսալի աշխատանքի համար 3 ֆրիկցիոն տափօղակի կողմից կոճղակի կողի վրա ազդող շփման ուժերի գումարը պետք է լինի ավելի, քան կոճղակի վերին ձգող զսպանակի առաձգականության ուժը՝ բերված կարգավորիչի կենտրոնի վրա:

Նկար 66բ-ում պատկերված է աշխատանքային բացակի կարգավորումը, ըստ որի կատարվում է կոճղակի հետադարձ քայլի սահմա-

նափակում, առաձգական պողպատյա 5 օղակի օգնությամբ, որը տեղակայված է 6 մխոցի առվակում առաձգական բացակով, իսկ 7 իրանի նկատմամբ՝ շառավղային ձգվածքով: Առաձգական օղի և մխոցի առանցքային δ^1 բացակն ընդունվում է հավասար անվային գլանի առանցքի մակարդակի վրա աշխատանքային բացակին: Առանցքային օղի ձգվածության մեծությունը կարգավորվում է այնպես, որ գլանում այն պահելու շփման ուժը շատ ավելի մեծ լինի, քան սեղմված զսպանակի առաձգականության ուժը ու նշանակալից փոքր՝ բերված ուժից:



Նկ. 63. Թմբուկի և կոճղակի միջև բացակի ավտոմատ կարգավորման մեխանիզմ.
ա, բ - անաստիճան, գ - աստիճանավոր:

Նկար 63գ-ում պատկերված է լծակի կառուցվածքը, որում լծակի վերադարձը կատարվում է ավտոմատ շփվող մակերևույթների միջև թույլատրելի բացակին համեմատական: Արգելակման ժամանակ 12 ատամնաքանոնը, ատամով հենվելով 11 անշարժ սկավառակի կտրուկին, պտտում է 14 ատամնանիվը և արտաքին կոնական 13 կիսակցորդը: Այս դեպքում 8 ափսեաձև զսպանակը սեղմվում է, և արտաքին կոնական 13 կիսակցորդը չի կաշում արտաքին 9 որդնյակին:

6.6. Սկավառակային արգելակման մեխանիզմների կառուցվածքը և հաշվարկը

Սկավառակային արգելակման մեխանիզմները սովորաբար կիրառվում են հիմնականում մարդատար և դրանց բազայի վրա կառուցված բեռնատարների և ավտոբուսների վրա՝ գլխավորապես առջևի անիվներում:

Սկավառակային արգելակման մեխանիզմի հաշվարկային սխեման պատկերված է նկար 64-ում: Մեխանիզմի արգելակման մոմենտը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$M_{\tau} = 2Nf \cdot r_{cp}, \quad (206)$$

որտեղ f -ը արգելակային վերդիրի և սկավառակի միջև շփման գործակիցն է, N -ը՝ վերդիրը սկավառակին սեղմող գումարային ուժը, r_{cp} -ը՝ սկավառակի վրա ազդող շփման ուժի ազդման շառավիղը:

Վերդիրը սկավառակին սեղմող գումարային ուժը կլինի՝

$$N = \frac{1}{4} \pi P \sum_{i=1}^n d_{yi}^2, \quad (207)$$

որտեղ P -ն արգելակային հեղուկի ճնշումն է հաղորդակում, i -ն՝ շփվող մակերևույթների քանակը, d_{yi} -ը՝ արգելակման գլանի տրամագիծը:

Ընդունելով, որ վերդիրի վրա ճնշումը բաշխվում է հավասարաչափ, կարելի է համարել, որ շփման $N \cdot f$ ուժը ազդում է r_{cp} շառավղի վրա՝

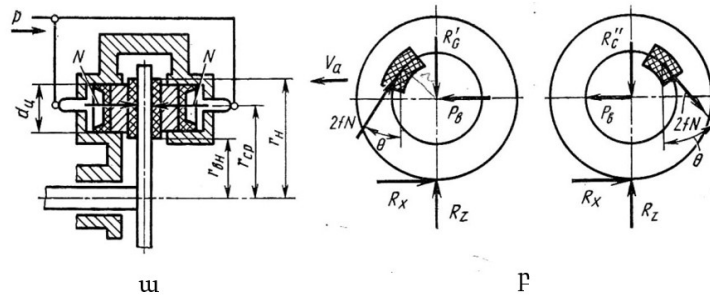
$$r_{cp} = \frac{(r_H + r_{BH})}{2}, \quad (208)$$

որտեղ r_H և r_{BH} -ը վերդիրի ներքին և արտաքին շառավիղներն են:

Արգելակման մոմենտի գծային կախվածությունը շփման f գործակցից և սեղմող N ուժից հնարավորություն է տալիս սկավառակային արգելակման մեխանիզմներում ապահովել ավելի մեծ կայունությամբ արգելակում, քան թմբուկավոր մեխանիզմներում: Վերդիրի մակերեսը կազմում է սկավառակի մակերեսի 12-16 %, որն ապահովում է դրա լավ հովացում:

Սկավառակային արգելակման մեխանիզմները միավոր զանգվածի հաշվով ցուցաբերում են ավելի մեծ էներգատարություն, փոքր

մետաղատարության և սպասարկման պարզություն: Բացակը վերդիրի և սկավառակի միջև կազմում է 0,05-0,15 մմ, որը թույլ է տալիս նվազեցնել հաղորդակի ուշացման ժամանակը և մեծացնել հաղորդակի ուժային փոխանցման թիվը:



Նկ. 64. Սկավառակային արգելակման մեխանիզմի հաշվարկային սխեման.
ա - հաշվարկային սխեմա, բ - շառավղային ուժերի սխեմա:

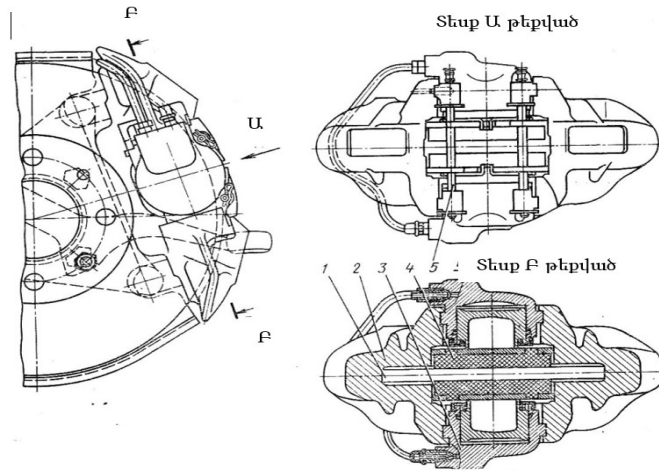
Սկավառակային արգելակման մեխանիզմները հնարավորություն են տալիս ստեղծել բազմակոնտուր արգելակման հաղորդակ, ապահովում են սահուն, հավասարաչափ արգելակում բոլոր անիվներում և ավտոմոբիլի ցանկացած սկզբնական արագությունից: Սակայն այս մեխանիզմների լայն կիրառմանը չեն նպաստում արտաքին ազդեցությունների նկատմամբ (փոշի, հող, ջուր) բարձր զգայունությունը և որպես կանգառային արգելակ օգտագործելու դժվարությունները:

Սկավառակային արգելակման մեխանիզմները լինում են անշարժ ճարմանդով և բռունցքային զլաններով, ինչպես նաև լողացող (սահող) ճարմանդով և միակողմանի դասավորությամբ մխոցներով:

Բռունցքային (օպոզիտիվ) մխոցներով սկավառակային արգելակման մեխանիզմի սխեման պատկերված է նկար 65-ում, որտեղ ճարմանդը պատրաստված է թուջից և կոշտ ամրացվում է կախոցի դարձի կանգնակին: Թուջից պատրաստված սկավառակը գրկված է ճարմանդով, ամրացված է առջևի անվի անվակունդի կցաշուրթին: Ճարմանդի հատուկ առվակներում տեղակայվում և ֆիքսվում են զլանները, որոնք ձուլված են ալյումինից, իսկ մաշակայունության մեծացման և շփման նվազեցման

համար գլանի արտաքին մակերեսը պատվում է քրոմով: Ֆրիկցիոն վրադիրները ֆիքսվում են պողպատյա մատների վրա:

Հաշվի առնելով գլանի հովացման դժվարությունները, եթե այն տեղակայված է անվի կողմից, անցում է կատարվում գլանների լողացող ճարմանդում միակողմանի դասավորության՝ կիրառելով ինքնահովացող սկավառակ, որի արդյունքում արգելակային հեղուկի ջերմաստիճանը նվազում է 30-40 °C-ով:



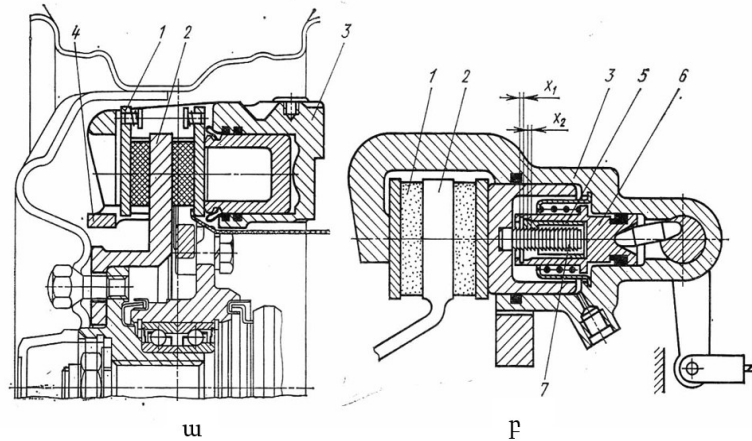
Նկ. 65. Սկավառակավոր արգելակման մեխանիզմ.

1 - սկավառակ, 2 - ճարմանդ, 3 - գլան, 4 - վրադիր, 5 - վերդիրի ֆիքսման մատներ:

Գլանների միակողմանի դասավորությամբ սկավառակավոր, լողացող ճարմանդով արգելակման մեխանիզմի սխեման պատկերված է նկար 66-ում, որտեղ չնայած գլանների միակողմանի դասավորությանը, վերդիրները սեղմում են սկավառակը միևնույն ուժով:

Երեք գլանների երկարությունը երկու անգամ մեծ է, քան օպոզիտիվ դասավորությամբ գլաններինը, և ավելի մեծ է հովացման մակերեսը: Լողացող ճարմանդը հնարավորություն է տալիս արգելակման մեխանիզմը տեղափոխել անվի խորքը և ստանալ զելման փոքր բազուկ:

Ավտոմատ կարգավորումը պահպանում է վերդիրի և սկավառակի միջև բացակը $y_1 = x_1 + x_2$ սահմաններում, որտեղ x_1 -ը զսպախցուկային ճակատի և լրացուցիչ մխոցի միջև բացակն է, x_2 – 7-ը՝ միջուկի քայլը:



Նկ. 66. Լողացող ճարմանդով սկավառակավոր արգելական մեխանիզմ.

ա - հարմարադասումը, բ - կանգառային արգելակի հաղորդակը և ավտոմատ կարգավորումը:

Անվի առանցքի նկատմամբ ճարմանդի դիրքը ազդում է առանցքակալի ուղղահայաց բեռնվածքի վրա: Նկար 64բ-ում երկրորդ դիրքով դիրքավորված ճարմանդի դեպքում առանցքակալի վրա բեռնվածքը կլինի՝

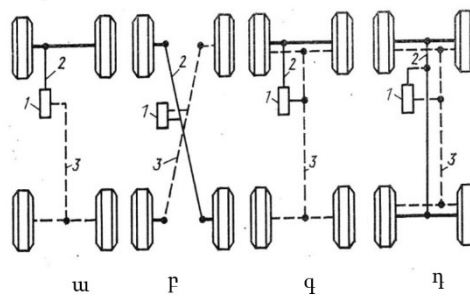
$$R^I_G = R_z + 2fN \cos \theta, \quad R^{II}_G = R_z - 2fN \cos \theta:$$

Ներկայացված արտահայտությունից հետևում է, որ անվի առանցքակալների վրա բեռնվածքը փոքրանում է, եթե ճարմանդը տեղակայված է անվի կենտրոնի հետևում:

6.7. Արգելական համակարգի հաղորդակ

Աշխատանքային արգելակային համակարգերում հիմնականում կիրառվում են հիդրավլիկական և պնևմատիկ հաղորդակներ: Հիդրավլիկական հաղորդակներն ունեն համեմատաբար պարզ կառուցվածք, արագ են գործում և էժան են, սակայն ունեն սահմանափակ ուժային փոխանցման թիվ, որով սահմանափակվում է դրանց կիրառումը: Պնևմատիկ հաղորդակները դանդաղընթաց են, ունեն բարդ կառուցվածք և թանկ են, սակայն ունեն մեծ ուժային փոխանցում, համապատասխանաբար ապահովում են մեծ բերված ուժ և հեշտությամբ են միացվում կցորդին:

Հիդրավլիկական հաղորդակների հուսալիությունը բարձրացնելու նպատակով այն պատրաստվում է երկու ինքնուրույն կոնտուրներով (նկ. 67):



Նկ. 67. Երկկոնտուր բաժանված հիդրավլիկական հաղորդակների սխեման.

ա - առջևի և հետևի արգելական մեխանիզմներով, բ - անկյունագծային,

գ - անկյունագծային հաղորդակով և առջևի արգելական մեխանիզմով,

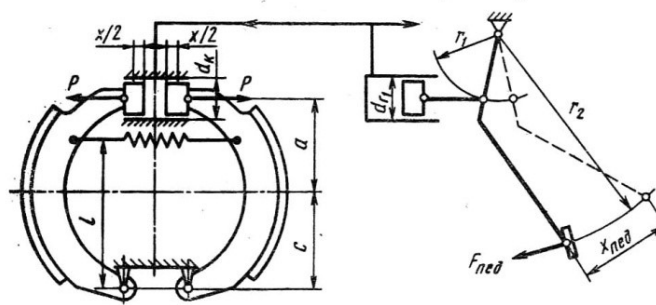
դ - բոլոր արգելական մեխանիզմների միաժամանակյա արգելակումով,

1 - երկկոնտուր գլխավոր արգելակային գլան, 2, 3 - արգելական մեխանիզմների մագիստրալ:

Ներկայացված սխեմաներում կոնտուրներից որևէ մեկի անսարքության դեպքում մյուսը պահպանում է ավտոմոբիլի արգելական արդյունավետությունը: Նկար 67ա-ի սխեման բնութագրական է նրանով, որ առջևի կոնտուրի անսարքությունը զգալիորեն նվազեցնում է արգելակ-

ման արդյունավետությունը, իսկ նկար 67բ և գ սխեմաները հնարավորություն են տալիս պահպանել արգելակման արդյունավետությունը ավելի քան 50 %-ով ցանկացած կոնտորի անսարքության դեպքում, սակայն այս սխեմաներում արգելակման ուժերը սիմետրիկ չեն, որը արգելակման ժամանակ կարող է բերել ավտոմոբիլի կայունության կորստի: Առավել արդյունավետ արգելակում է ապահովում նկար 67գ-ի սխեման, որն ունի համեմատաբար բարդ կառուցվածք:

Հիդրավլիկական հաղորդակի (նկ. 68) հաշվարկը կատարվում է գլխավոր և անվային գլանների տրամագծերը, ոտնակի ընթացքը և դրա վրա ազդող անհրաժեշտ ուժը և փոխանցման թիվը որոշելու, ինչպես նաև ուժեղարարի կիրառման անհրաժեշտությունը հիմնավորելու համար:



Նկ. 68. Հիդրավլիկական հաղորդակի հաշվարկային սխեման:

Անվային գլանի տրամագիծը d_k , կախված բերված P ուժից, որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

$$d_k = \sqrt{\frac{P}{(0,25\pi P_k)}}, \quad (209)$$

որտեղ P_k -ն արգելակային հեղուկի ճնշումն է՝ հաշվի առած արգելակման ուժի կարգավորիչի աշխատանքը.

$$P_k = 8 - 12 \text{ ՄՊա:}$$

Ոտնակի վրա ազդող ուժը՝

$$F_{neg} = \left(\frac{r_1}{r_2}\right) \left(\frac{\pi d^2 r}{4\eta}\right) P_k,$$

որտեղ r_1 և r_2 -ը ոտնակի բազուկներն են, η -ն՝ հաղորդակի օ.գ.գ-ն, $\lambda = 0,85 - 0,95$, d_r -ը՝ գլխավոր գլանի տրամագիծը:

Հիդրավլիկական հաղորդակի համար ընդունվում է $\frac{d_k}{d_r} = 0,9 - 1,2$: d_r արժեքների նվազեցումը մեծացնում է մխոցի քայլը և համապատասխանաբար ոտնակի քայլը:

Արգելակման ժամանակ ոտնակի քայլը կլինի՝

$$x_{neg} = \left(2 \cdot K \frac{d^2 k_1 x_1 + d^2 k_2 x_2 + \dots + d^2 k_n x_n}{d^2 r} + \Delta + \delta^I + \delta^{II} \right) \left(\frac{r_2}{r_1} \right), \quad (210)$$

որտեղ K -ն խողովակաշարի ծավալային դեֆորմացիան հաշվի առնող գործակիցն է, $K = 1,07$, Δ -ն՝ մխոցի և հրիչի միջև բացակը՝ $\Delta = 1,5 - 2,5$ մմ, δ^I և δ^{II} -ը՝ ոտնակի մխոցակոթի քայլը պարապ ընթացքում, $x_1, x_2, \dots, x_n$ -ը՝ աշխատանքային գլանների մխոցների քայլը, ընդ որում՝

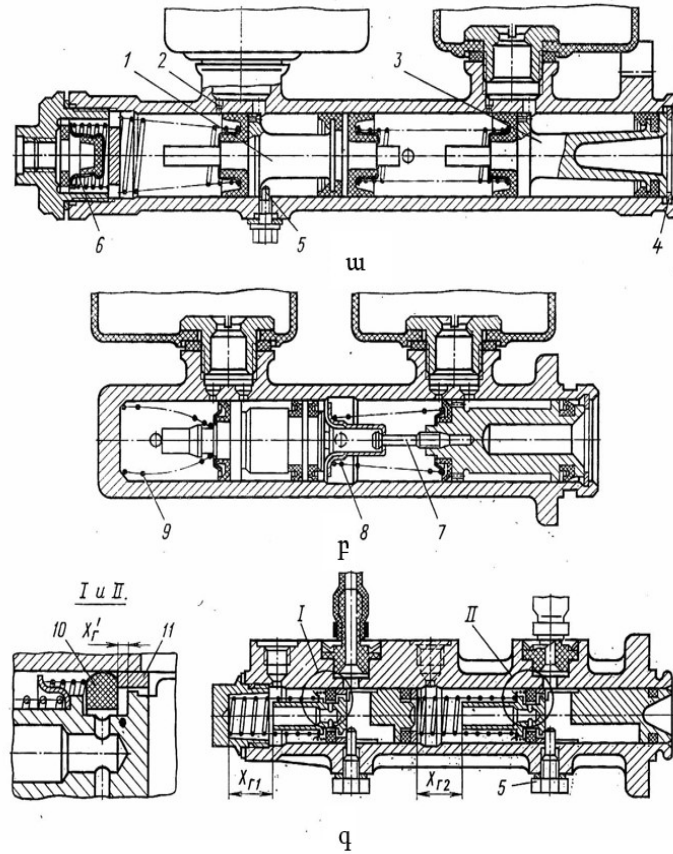
$$x_1 = \frac{2(\delta+a)(a+c)}{c}, \quad (211)$$

δ -ն վերդիրի և թմբուկի միջև եղած բացակը, a -ն՝ ֆրիկցիոն վերդիրի թուլատրելի շառավղային մաշը, c -ն՝ վերդիրի մնացորդային հաստությունը:

Գլխավոր գլանի ծավալը որոշելու համար անհրաժեշտ է հաշվի առնել արգելակման մեխանիզմի ջերմային ընդարձակումը, արգելակման հաղորդակում հեղուկի թուլատրելի մակարդակի ահագանգման համար անհրաժեշտ հեղուկի ծավալը: Այդ պատճառով ոտնակի լրիվ ընթացքը պետք է աշխատանքայինից 40-60 %-ով մեծ լինի, որպեսզի արգելակման մագիստրալում առաջանա անհրաժեշտ ճնշում: Ոտնակի վրա ճիգը չպետք է գերազանցի 500-700 Ն, իսկ լրիվ քայլը՝ 150-170 մմ, ընդ որում՝ փոքր արժեքները վերաբերում են մարդատար ավտոմոբիլներին:

Երկսեկցիոն գլխավոր գլանները նախագծվում են՝ հիմք ընդունելով կոմպենսացնող անցքերի առկայությունը կամ բացակայությունը, մխոցի ֆիքսման կամ (բաց թողած ոտնակի դեպքում) այն ելակետային վիճակում պահելու եղանակը, ինչպես նաև կոնտուրներում ավելցուկային ճնշման անհրաժեշտությունը կամ անթույլատրելիությունը:

Երկսեկցիոն գլխավոր գլանը (նկ. 69ա) մեկ սեկցիայով գլխավոր գլանի կատարելագործումն է. գլանը 1 մխոցով բաժանված է երկու մասի: Մխոցների խտացման մանժետների քերամաշումը, կոմպենսացնող 2 անցքերի կողերին շփվելիս, էապես նվազեցնում է խտացուցիչների հուսալի աշխատանքի ժամանակը: Այդ թերությունը բացակայում է նկար 69գ-ում պատկերված գլանի կառուցվածքում, քանի որ 3 խտացնող օղի 4 անցքն օգտագործվում է որպես վերթողման և կոմպենսացնող:



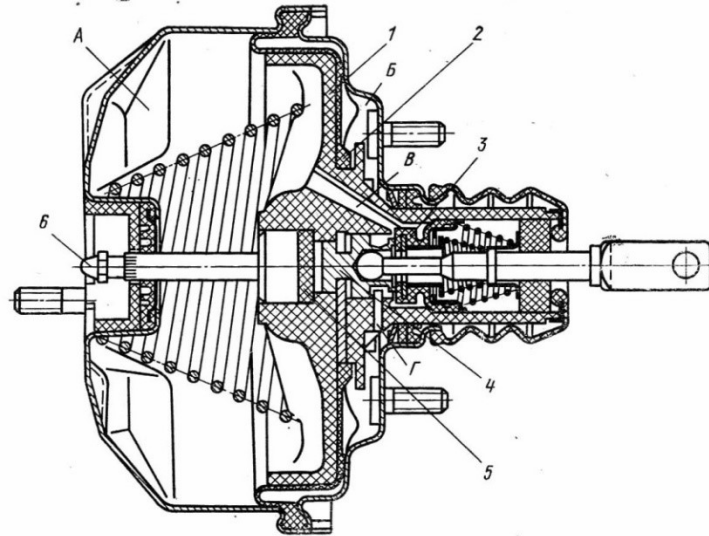
Նկ. 69. Երկսեկցիոն գլխավոր արգելակման գլան.
ա - կապված, բ - չկապված, գ - ՎԱԶ մակնիշի ավտոմոբիլների:

Միացների ֆիքսումը ելակետային դիրքում իրականացվում է տարբեր եղանակներով: Օրինակ՝ հիմնական 5 միացի ֆիքսումը 6 հենարանային տափօղակով, իսկ 1 բաժանարար միացը 7 հենարանային պտուտակով (նկ. 69բ), կամ հիմնական միացի հետ 8 միացնող միջուկով: Որպեսզի միացները ելակետային դիրք վերադառնան, անհրաժեշտ է, որ զսպանակների կոշտությունը լինի տարբեր: Այդ պատճառով նկար 69գ-ի սխեմայում 10 զսպանակի կոշտությունն ավելի մեծ է, քան 9 զսպանակինը: Չսպանակների առաձգականության ուժերի նման տարբերությունը կոնտուրներում առաջացնում է ճնշման տարբերություն, և խառը արգելակման մեխանիզմներում սկավառակային արգելակման մեխանիզմների գործողության սկիզբը համընկնում է ճնշման աճի սկզբին, ուստի այն պետք է միացնել թույլ զսպանակ ունեցող խցին: Այդ պատճառով սկավառակային արգելակման մեխանիզմի կոնտուրում չի թույլատրվում ավելցուկային ճնշում: Եթե թմբուկավոր արգելակներում անհրաժեշտ է ավելցուկային ճնշում, ապա գլխավոր գլանի համապատասխան խցի ելքի վրա տեղակայվում է 11 հակադարձ փականը:

Վակուումային ուժեղարարը (նկ. 70) ազդում է անմիջապես գլխավոր գլանի միացակոթի վրա և ապահովում ճնշման ուժեղացում միաժամանակ երկու կոնտուրներում: 1 միացը դիաֆրագմային 2 խտացուցիչով բաժանում է ուժային երկու խցերի: Ա խուցը տեղակայված է այն կողմից, որտեղ ուժեղարարին միացված է ներածման խողովակաշարի հետ, և դրանում պահպանվում է նոսրացում: Ճնշումը B խցում կարգավորվում է հետևող սարքով՝ փականավոր ռելեով, որն ունի միացի կենտրոնում տեղակայված 5 սկավառակ: Տեղակայված 3 փականավոր ռելեի փակողակը միացի կունդի ներտաշման մեջ թումբի հետ ստեղծում է վակուումային փական, իսկ 4 պլունժերի երեսակի վրա գտնվող թումբի հետ՝ մթնոլորտային փական:

Փականային ռելեի աշխատանքը պատկերված է նկար 71-ում: Երբ արգելակման ոտնակը բաց է թողնված, վերադարձի զսպանակի ազդեցության տակ 3 պլունժերը և 4 փականը գտնվում են աջ դիրքում: Այս դեպքում մթնոլորտային փականը փակ է, իսկ վակուումայինը՝ բաց, և

A խուցը մխոցում առկա B և Դ առվակներով հաղորդակցվում է Ե խցին, որտեղ նույնպես պահպանվում է նուսրացում: Ոտնակը սեղմելիս վերանում է δ^I բացակը, և փակվում է վակուումային փականը, այնուհետև 2 ռետինե սկավառակի դեֆորմացման արդյունքում ատմոսֆերային փականը բացվում է δ^{II} չափով:



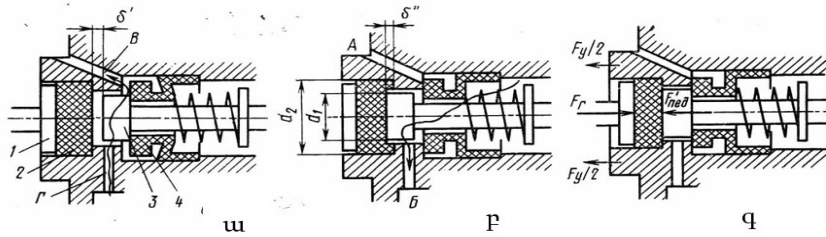
Նկ. 70. Վակուումային ուժեղարար:

Մխոցի վրա օդի ճնշումը առաջ է բերում P_y ուժ, որը 2 ռետինե սկավառակի օղակաձև եզրով հաղորդվում է գլխավոր գլանի 1 մխոցակորթին: Երբ սկավառակի եզրի դեֆորմացիան հասնում է δ^{II} , մթնոլորտային փականը փակվում է, և սկսվում է կայուն ուժեղացման ռեժիմը (նկ. 71գ):

Քանի որ ռետինի դեֆորմացիան համեմատական է ճնշմանը, ապա ճիշտ է հետևյալ հավասարումը.

$$\frac{p_y}{(d_2^2 - d_1^2)} = \frac{F_{neg}^1}{d_1^2} = \frac{F_r}{d_2^2},$$

որտեղ F_{neg}^1 -ը ոտնակի վրայի ուժն է, F_r -ը՝ գլխավոր գլանի մխոցակորթի հակազդեցության ուժը:



Նկ. 71. Վակուում ուժեղարարի փականային ռելեի աշխատանքի սխեման.
 ա - արգելական ոտնակը բաց է, բ - արգելական սկզբնական պահը,
 գ - արգելակումը ուժեղարարով,
 1 - գլխավոր գլանի միտցակոթ, 2 - ռեակտիվ սկավառակ,
 3 - պլունժեր, 4 - փականի մանժետ:

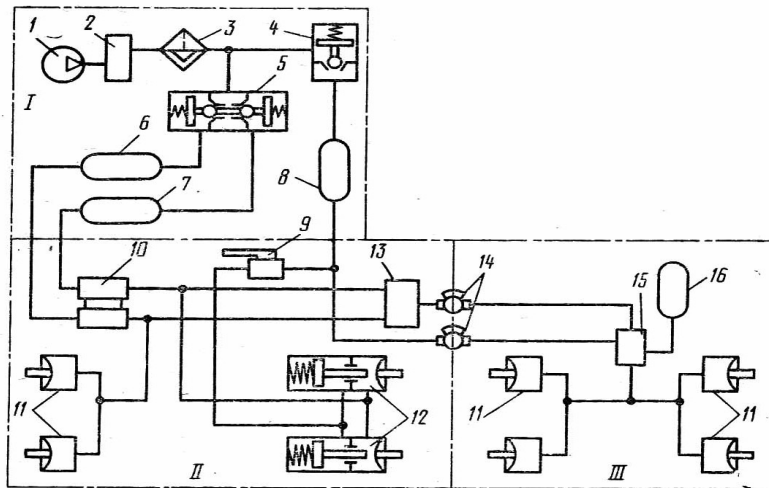
Ներկայացված արտահայտությունից հետևում է՝

$$F_y = F_{neg}^1 \left[\left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 - 1 \right]: \quad (212)$$

Հետևաբար՝ ռեռինե սկավառակով ուժի փոխանցումն ապահովում է ուժեղարարի ստեղծած ուժի և ոտնակի վրա ազդող ուժի միջև համեմատական կապ, այսինքն՝ նկատվում է ուժեղարարի հետևող ազդեցություն:

Պննմատիկ արգելակային հաղորդակի կառուցվածքային սխեման ներկայացված է նկար 72-ում:

Օդամբարի ծավալն ընտրվում է մեծ պահուստով այնպես, որ այն լրիվ բեռնվածքով աշխատի ավտոմոբիլի շարժման 10-30 % ժամանակ: Ավտոգնացքներում կիրառվում են միաճյուղ, երկճյուղ և համակցված պննմատիկ հաղորդակներ: Միաճյուղ հաղորդակով քարշակը կցորդին միացվում է մեկ պննմատիկ մագնիստրալով: Այդ մագնիստրալով արգելակ անցնող օդը լցվում է կցորդի ռեսիվերի մեջ: Արգելակելիս և կցորդն անջատելիս օդը մագնիստրալից դուրս է մղվում, որն առաջ է բերում կցորդի վրա տեղակայված օդաբաշխիչի գործարկում, վերջինս սեղմված օդը ռեսիվերից փոխանցում է արգելական խցերին, և տեղի է ունենում կցորդի արգելակաթողում:



Նկ. 72. Երկճյուղանի պնևմատիկ հաղորդակի սխեման.

1 - կոմպրեսոր, 2 - օդի ճնշման կարգավորիչ, 3 - խոնավահեռացուցիչ, 4, 5 - ապահովիչ փականներ, 6, 7, 8 և 16 - ռեսիվերներ, 9 - կանգառման համակարգի ծորակ, 10 - արգելական երկսեղցիոն ծորակ, 11 - արգելական խուց, 12 - հետին զսպանակային էներգակուտակիչ, 13 - կցորդի արգելական մեխանիզմների կառավարման փական, 14 - միացնող գլխիկներ, որոնցով կցորդի արգելակային համակարգը միացվում է ավտոմոբիլի համակարգին, 15 - համակցված օդաբաշխիչ:

Երկճյուղային արգելակային հաղորդակներով քարշակը և կցորդը միացված են երկու մագիստրալներով, որոնցից մեկով սեղմված օդը մշտապես մտնում է կցորդի ռեսիվեր, իսկ երկրորդ մագիստրալը արգելակաթողված վիճակում կապված է մթնոլորտի հետ: Քարշակի արգելակման ժամանակ սեղմված օդը մտնում է կցորդի կառավարման մագիստրալ, գործում է կցորդում տեղակայված օդաբաշխիչը, և օդը ռեսիվերից անցնում է արգելակման խուց՝ ապահովելով արգելակում: Քարշակի անջատման ժամանակ նույնպես կցորդը արգելակվում է, քանի որ օդաբաշխիչը գործում է նաև հիմնական մագիստրալում օդի ճնշումն ընկնելու դեպքում:

Համակցված հաղորդակը թույլ է տալիս կազմել ավտոգնացք ինչպես մեկ, այնպես էլ երկկոնտուր սխեմայով: Այդպիսի հաղորդակն ունի քարշակի և կցորդի միջև երեք միացնող մագիստրալներ:

Երկկոնտուր հաղորդակը բարդ է կառուցվածքով և ունի սպասարկման մեծ աշխատատարություն: Սակայն ավելի մեծ արագագործությունը և կցորդում սեղմված օդի մշտական պահեստավորման հնարավորությունն ապահովում են այդ համակարգի առավել հուսալի և արդյունավետ աշխատանքը:

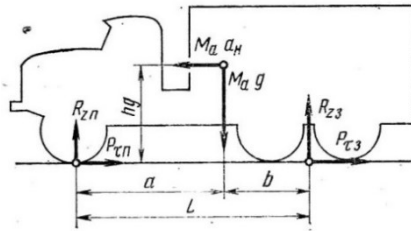
6.8. Արգելակման ուժի կարգավորիչների նախագծման հիմունքները

Ուսումնասիրենք ավտոմոբիլի ուղղագիծ շարժումը հորիզոնական պինդ ճանապարհային ծածկույթով (նկ. 73): Հաշվի չառնելով օդի և գլորման դիմադրության ուժերը՝ արգելակելիս համակարգի վրա ազդող ուժերի հավասարակշռության պայմանը կունենա հետևյալ տեսքը.

$$\begin{cases} P_{\tau n} + P_{\tau 3} = m_a \cdot a_H \\ R_{zn} = \frac{m_a g [b + (h_g \cdot \frac{a_H}{g})]}{L} \\ R_{z3} = \frac{m_a g [a - (h_g \cdot \frac{a_H}{g})]}{L} \end{cases}, \quad (213)$$

որտեղ m_a -ն ավտոմոբիլի զանգվածն է, a_H -ն՝ ավտոմոբիլի դանդաղեցումը, R_{zn} և R_{z3} -ը՝ առջևի և հետևի անիվների վրա գործող ճանապարհի նորմալ հակազդումները:

Հայտնի է, որ արգելակման ժամանակ պնևմատիկ և ճանապարհի կցման գործակիցը որոշվում է արգելակման ուժի և ճանապարհի նորմալ հակազդման հարաբերությամբ:



Նկ. 76. Արգելակման ժամանակ ավտոմոբիլի վրա ազդող ուժերի սխեման:

Արգելակումը համարվում է լավարկված, եթե տեղի ունի հետևյալ առնչությունը.

$$\frac{P_{\tau n}}{R_{zn}} = \frac{P_{\tau 3}}{R_{z3}} = \frac{P_{\tau n} + P_{\tau 3}}{m_a g} = \frac{a_H}{g} = \varphi: \quad (214)$$

Այս պայմանի ապահովման դեպքում ավտոմոբիլի առջևի և հետևի անիվները բլոկավորվում են միաժամանակ: Եթե (214) պայմանը չի ապահովվում և տեղի ունի $\frac{P_{\tau n}}{R_{zn}} < \frac{P_{\tau 3}}{R_{z3}}$ կամ $\frac{P_{\tau n}}{R_{zn}} > \frac{P_{\tau 3}}{R_{z3}}$, ապա առաջինը բլոկավորվում են հետևի կամ առջևի անիվները:

Հարկ է նշել, որ արգելական ժամանակ առջևի անիվների առաջանցիկ բլոկավորումն ավտոմոբիլի շարժման կայունության տեսանկյունից ավելի լավ է:

Արգելական մեխանիզմում արգելական մոմենտը որոշվում է հետևյալ էմպիրիկ արտահայտությամբ.

$$M_{\tau n(3)} = K_{n(3)}(P_{n(3)} - P_{on(3)}), \quad (215)$$

որտեղ $K_{n(3)}$ -ը հաստատուն մեծություն է՝ կախված արգելական մեխանիզմի պարամետրերից, $P_{n(3)}$ -ը՝ արգելական խցում օդի ճնշումը կամ հեղուկի ճնշումը աշխատանքային գլանում, առջևի և հետևի անիվներում, պնևմատիկ և հիդրավլիկական հաղորդակներով արգելակներում, $P_{on(3)}$ -ը՝ արգելական կոճղակների և պտտվող մասի կոնտակտի համար անհրաժեշտ օդի կամ հեղուկի ճնշումը՝ առջևի և հետևի անիվների արգելական մեխանիզմներում:

Քանի որ բոլոր կամրջակների համար $P_{\tau} = \frac{2M_{\tau}}{r_g}$, ապա (213), (214) և (215) հավասարումների հենքի վրա, հաշվի առնելով, որ երբ $\frac{a_H}{g} = \varphi$ տեղի ունի բլոկավորում, կարելի է գրել առջևի և հետևի անիվների միաժամանակյա արգելական պայմանը՝ հետևյալ երկու հավասարումների տեսքով.

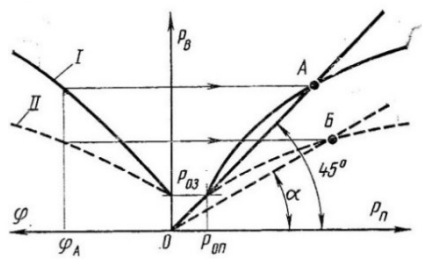
$$\begin{aligned} \frac{P_{\tau n}}{R_{zn}} &= 2K_n(P_n - P_{on}) \cdot \frac{L}{m_{ag}(b+\varphi \cdot hg) \cdot rg} = \varphi, \\ \frac{P_{\tau 3}}{R_{z3}} &= 2K(P_3 - P_{o3}) \cdot \frac{L}{m_{ag}(a-\varphi \cdot hg) \cdot rg} = \varphi, \end{aligned}$$

որտեղից կորոշվեն անիվների բլոկավորման սկզբում աշխատանքային նյութի (օդ, հեղուկ) ճնշումները՝ P_n և P_3 .

$$\begin{cases} P_n = \frac{m_{ag} \cdot rg \cdot \varphi (b+\varphi \cdot hg)}{2K_n L - P_{on}} \\ P_3 = \frac{m_{ag} \cdot rg \cdot \varphi (a-\varphi \cdot hg)}{2K_3 L - P_{o3}} \end{cases}, \quad (216)$$

որտեղ rg -ն անվի դինամիկական շառավիղն է:

Գործնական խնդիրներ լուծելիս նպատակահարմար է օգտվել $P_3 = f(P_n)$ գրաֆիկական կախվածությունից (նկ. 74), որտեղ ներկայացված են P_n և P_3 ճնշումների կախվածությունը կցման φ գործակցից՝ բեռնված I և դատարկ II ավտոմոբիլների համար:



Նկ. 74. P_3 և P_n կախվածությունը բեռնատար ավտոմոբիլների համար:

Եթե առջևի և հետևի կամրջակների արգելական մագիստրալներում ճնշումները բաշխվում են նկար 74-ում պատկերված բնութագրերով, ապա կցման գործակցի ցանկացած արժեքի և ավտոմոբիլի տարբեր բեռնվածքների դեպքում ավտոմոբիլի բոլոր անիվները կբլոկավորվեն միաժամանակ: Բնութագրի ձախ քառորդում ներկայացված է հետին կամրջակում արգելական աշխատանքային նյութի P_3 ճնշման կախվածությունը կցման φ գործակցից:

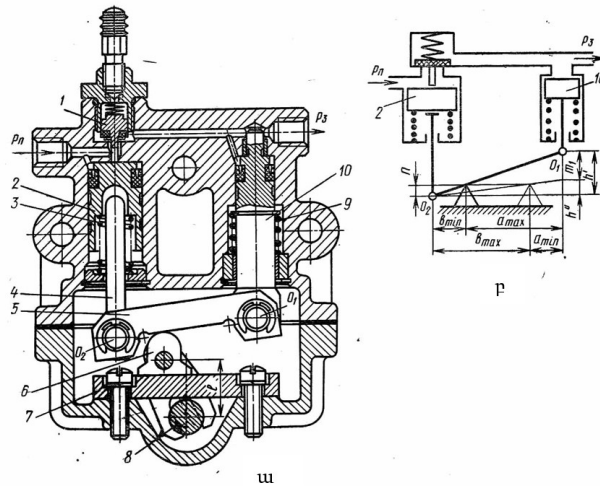
Ապահովել ճնշումների փոփոխման բերված «իդեալական» բաշխումը բավական դժվար է, որի պատճառով էլ օգտվում են հետևյալ պարզ պայմանից, համաձայն որի ավտոմոբիլի շարժման կայունությունը պահպանելու համար անհրաժեշտ է առջևի անիվների առաջանցիկ բլոկավորում:

Մագիստրալում ճնշման հավասար արժեքների դեպքում՝ OA և ավտոմոբիլի լրիվ բեռնվածքի ժամանակ, առջևի անիվների առաջանցիկ բլոկավորում հնարավոր է միայն կցման գործակցի փոփոխման $O-\varphi_A$ միջակայքում: Ավտոմոբիլի բեռնաթափման դեպքում այդ միջակայքը նեղանում է և փոքր բեռնվածքների դեպքում ձգտում զրոյի: Ընդլայնել այդ միջակայքը, փոխարինելով OA ճառագայթը OB -ով, չի կարելի, քանի որ հաճախակի արգելակումները կազմում են ընդհանուրի մոտ 95 % և

իրականացվում են հիմնականում առջևի արգելակներով, որը բերում է արգելակման վրադիրների և անվադողերի ինտենսիվ մաշի:

Առջևի անիվների առաջանցիկ բլոկավորումը կցման գործակցի՝ φ արժեքի առաջադրված միջակայքում ապահովելու համար, ինչպես նաև ավտոմոբիլի բեռնվածությունից կախված անիվների բլոկավորման հերթականության անկախացում ապահովելու նպատակով, կիրառվում են արգելակման ուժի կարգավորիչներ, որոնք տեղակայվում են հետին անիվների արգելակման հաղորդակում: Կարգավորիչն ապահովում է գծային բնութագրով փոփոխվող ճնշումների $\frac{P_3}{P_n} \geq 1$ հարաբերություն, իսկ կարգավորող պարամետրը հանդիսանում է հետին կամրջակի ձկվածքը:

Առջևի անիվների հաղորդակում P_n ճնշումը պահպանվում է հավասար արգելակման գլխավոր գլանի ելքի ճնշմանը: Ճնշումների փաստացի փոփոխման կախվածությունն անվանում են կարգավորման բնութագիր:



Նկ. 75. Ճառագայթային տիպի հիդրավլիկական կարգավորիչ.
ա - կառուցվածք, բ - կինեմատիկ սխեմա:

Հիդրավլիկական հաղորդակով արգելական համակարգերի համար ճառագայթային տիպի կարգավորիչի սխեման պատկերված է նկար 75-ում: Կարգավորիչի մուտքում ճնշումը միշտ հավասար է P_n , իսկ ելքում կարգավորվող ճնշում P_3 է: Կարգավորիչն աշխատում է հետևյալ կերպ՝ ոչ մեծ ճնշման տակ 2 մխոցն իջնում է ներքև, և 1 փականը փակվում է: Մուտքի և ելքի խցերի միջև կապն իրականացվում է 2 մխոց, 4 մխոցակոթ, 5 լծակ և 10 մխոց շղթայով: Բերված կապի համար ճիշտ է հետևյալ արտահայտությունը

$$(A_1 \cdot P_3 - F_1) \cdot a = (A_2 \cdot P_n - F_2) \cdot b, \quad (217)$$

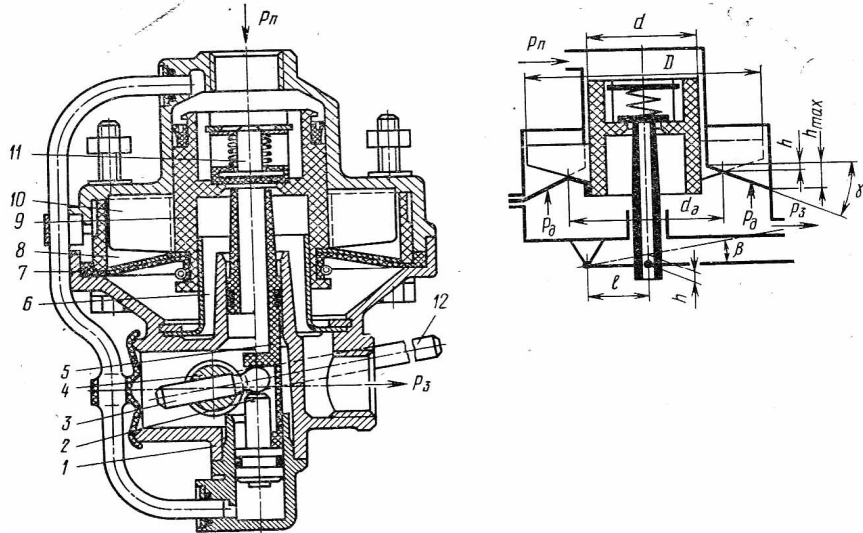
որտեղ A_1 և A_2 -ը 2 և 10 մխոցների գլխիկների մակերեսներն են, F_1 և F_2 -ը՝ զսպանակների առաձգականության ուժը, a և b -ն՝ լծակի բազուկները:

Նշանակենք $\frac{a}{b} = i$, (217) արտահայտությունից կունենանք՝

$$A_2 P_n = i \cdot A_1 P_3 + F_2 - F_1 \cdot i: \quad (218)$$

Ստացված (218) արտահայտությունից հետևում է, որ երբ $(F_2 - F_1 \cdot i) = 0$, որին կարելի է հասնել զսպանակների առաձգականության գործակցի և կարգավորիչի երկրաչափական պարամետրերի ընտրությամբ, կստացվի $P_n = \left(\frac{A_1}{A_2} \cdot i\right) \cdot P_3 = K P_3$ գծային կախվածությունը, և կարգավորիչի բնութագիրը կունենա ճառագայթի տեսք, որի թեքման անկյունն արցցիսների առանցքի նկատմամբ (K) կախված է i -ից: Լծակի a և b բազուկները կախված են 6 հենարանի դիրքից, որը 8 լիսեռի պտտման ժամանակ շարժվում է 7 շերտաձողով: 8 լիսեռին ամրացված է լծակ, որը ձգանով միացված է կամրջակի իրանին: Կարգավորիչի իրանը տեղակայված է շրջանակի վրա, և կախոցի ճկվածքի փոփոխման ժամանակ փոփոխվում է կարգավորիչի բնութագրի թեքման անկյունը: 6 հենարանի տեղափոխության սիմետրիկությունից հետևում է, որ $a_{min} = b_{min}$ և $a_{max} = b_{max}$, հետևաբար $i_{min} = \frac{1}{i_{max}}: i$ պարամետրի փոփոխման միջակայքը բավականին մեծ է, որը հնարավորություն է տալիս նման կարգավորիչն օգտագործել բեռնատար ավտոմոբիլներում, որոնցում հետին կամրջակի վրա ստատիկ ուղղահայաց բեռնվածքը փոփոխվում է մեծ սահմաններում:

Պնևմատիկ հաղորդակներում սեղմված օդն արգելակման ծորակից P_n ճնշման տակ ազդում է 9 մխոցի վրա և տեղափոխում այն դեպի ներքև (նկ. 76):



Նկ. 76. Ճառագայթային տիպի պնևմատիկ կարգավորիչ:

Մխոցում մոնտաժված 11 փականը հենվում է 5 հրիչի ճակատին, փակում նրա անցքը՝ անջատելով կարգավորիչի ելքի խողովը: Այնուհետև փականը բարձրանում է թամբից, որի հետևանքով կարգավորիչի մուտքի և ելքի խողովները հաղորդակցվում են: Միաժամանակ 9 մխոցի և դրա 6 ուղղորդի միջև օդակաձև բացակով սեղմված օդը մտնում է մխոցատակ տարածք, ազդում մխոցի և 7 դիաֆրագմայի վրա P_3 ճնշումով: Ճնշման որոշակի արժեքների դեպքում մխոցը շարժվում է վերև այնքան, որ 11 փականը, մնալով սեղմված 5 հրիչի ճակատին, հպվում է մխոցում առկա թամբին: Այդ պահից իրականացվում է մխոցի հավասարակշռում, որը բնութագրվում է համեմատականության K գործակցով.

$$K = \frac{P_3}{P_n} = \frac{A_1}{A_2},$$

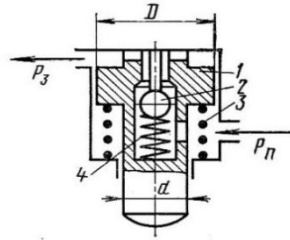
որտեղ A_1 և A_2 -ը մխոցի վերևի և ներքևի խոռոչների ակտիվ մակերեսներն են համապատասխանաբար:

A_2 մակերեսը փոփոխական է, որով պայմանավորված է առաջարկված կառուցվածքային մշակման առանձնահատկությունը: 9 մխոցն ունի 10 շառավղային կող, որը մտնում է 8 ներդիրի շառավղային փորակի մեջ: Փորակի ներքին ճակատը պատրաստված է կոնաձև: Մխոցի ներքին բկանցքին հագցված է 7 դիաֆրագման, որը սեղմված է 1 իրանի վերին և ներքին մասերով:

Երբ մխոցը գտնվում է վերին դիրքում, դիաֆրագման ամբողջությամբ հենված է ներդիրի վրա: Մխոցի տեղափոխության հետ դրա կողերը բաց են թողնում ներդիրից դիաֆրագմայի օղակաձև մասի ինչ-որ չափ և մեծացնում դիաֆրագմայի ակտիվ մակերեսը: Այսպիսով, որքան մխոցը վերև է գտնվում, $P_n = const$ դեպքում, այնքան ավելի մեծ կլինի P_3 , որպեսզի պահպանվի մխոցի հավասարակշռությունը: Մխոցի բարձրացման չափը որոշվում է 3 լծակի դիրքով, որը 4 լիսեռով և 12 լծակով կապված է հետին կամրջակի իրանին: P_3 ճնշման փոփոխությունը, կախված կախոցի ճկվածքից որոշվում է 9 մխոցի և 8 ներդիրի ճակատային մասի ձևից, որին հպվում է 7 դիաֆրագման, 2 պլունժերի դիրքով: Մաշը նվազեցնելու և 5 հրիչի վրա օդի P_3 ճնշումը հավասարակշռելու համար 3 լծակը 9 մխոցին կապվում է միայն արգելակման դեպքում:

Մարդատար ավտոմոբիլներում առջևի անիվների հակաբլոկավորում պետք է իրականացնել կցման φ գործակցի արժեքների ամբողջ միջակայքում և, որպեսզի տեղի չունենա հետին անիվներում իրացվող կցման էական նվազում, նպատակահարմար է ունենալ ճնշումների օպտիմալ հարաբերությանը համապատասխան կորերին մոտ կարգավորիչով աշխատանքի բնութագիր: Խնդիրը լուծվում է ճնշման սկիզբը ճշտող կարգավորիչի կիրառմամբ, որը գործում է ավտոմոբիլի տարբեր բեռնվածքների և P_n ճնշման տարբեր արժեքների դեպքում ու պահպանում է α անկյունով բնութագրվող ճնշումների հաստատուն հարաբերություն: Նմանատիպ կառուցվածքով կարգավորիչներն ունեն

ընդհանուր սկզբունքային առանձնահատկություն, ուստի դրանց համար կարելի է օգտագործել միասնական հաշվարկային սխեմա (նկ. 77):



Նկ. 77. Չսպանակի հաստատուն ճնշմամբ արգելակման ուժով կարգավորիչի սխեման.

1 - աստիճանավոր սուզակ, 2 - գնդիկ, 3, 4 - զսպանակ:

Կարգավորիչի մուտքը միացված է արգելակման գլխավոր գլանին և աստիճանավոր պլունժերում գործում է P_n ճնշում: Ելքը միացված է հետևի անիվների գլաններին և պլունժերի վրա գործում է P_3 ճնշում:

Եթե անտեսենք փականի զսպանակի ազդեցությունը, ապա պլունժերի վրա վերնից կազդի հեղուկի ճնշման ուժը, իսկ ներքևից՝ հեղուկի ճնշումը և զսպանակի F առաձգականության ուժը: Ընդ որում՝ F ուժը և պլունժերի ակտիվ մակերեսն ընտրում են այնպես, որ տեղի ունենան հետևյալ պայմանները.

- երբ $P_n < P_{nA}$, պլունժերը պետք է գտնվի վերին դիրքում (փականը բաց է),
- երբ $P_n = P_{nA}$, տեղի ունի պլունժերի անկայուն հավասարակշռություն (միացման սկիզբը),
- երբ $P_n > P_{nA}$, պլունժերը պահպանվում է ներքևի դիրքում:

Վերջին դեպքում փականը փակ է, իսկ պլունժերի երկու կողմերում գործող ճնշումների միջև կապը բխում է պլունժերի կայունության պայմանից.

$$4F + P_n \pi (D^2 - d^2) = P_3 \pi D^2,$$

որտեղից՝

$$P_3 = \frac{P_n (D^2 - d^2)}{D^2} + \frac{4F}{(\pi D^2)}: \quad (219)$$

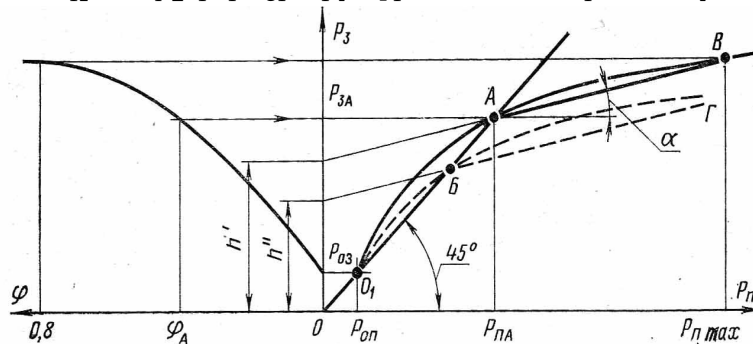
Ստացված (219) կախվածությունն կարգավորիչային բնութագրի միևնույն անկյունային գործակից՝ $tg\alpha = \frac{(D^2-d^2)}{D^2}$, ունեցող AB և BΓ հատվածների անալիտիկ արտահայտությունը (նկ. 78): Այդ հատվածներն ունեն h_I և h_{II} սկզբնական օրդինատներ.

$$h_I = \frac{4F_I}{(\pi D^2)},$$

$$h_{II} = \frac{4F_{II}}{(\pi D^2)}:$$

I և II ինդեքսները համապատասխանում են ավտոմոբիլի բեռնված և չբեռնված վիճակներին:

Պլունժերի վրա զսպանակն ազդում է հաստատուն ուժով: Այդ պատճառով, կախված ավտոմոբիլի բեռնվածքից, սկզբնական օրդինատների՝ h_I և h_{II} փոփոխությունն իրականացվում է առաձգական հաղորդակի կիրառմամբ, որը միացնում է պլունժերը կամրջակի իրանին և բեռնում պլունժերը կախոցի ճկվածքին համեմատական ուժով:



Նկ. 78. Միացման սկիզբը ճշգրտող արգելակման ուժի կարգավորիչի սխեման:

Լայն կիրառություն են ստացել ոլորալիսեռ առաձգական էլեմենտով հաղորդակները (նկ. 79):

Կարգավորիչն ամրացված է թափքին, ոլորալիսեռը միացված է լիսեռին, իսկ մյուս կողմով կախված է թափքից կալունակով: Տորսիոնի հաղորդակային մասը ձգանով միացված է հետին կամրջակի իրանի ականջիկին, իսկ լիսեռից դուրս եկող ծայրը հենվում է կարգավորիչի պլունժերին:

որտեղ V_a -ն ավտոմոբիլի անվի շարժման իրական արագությունն է, W_K -ն՝ անվի պտտման անկյունային արագությունը, r_k -ն՝ անվի կինեմատիկ շառավիղը:

Ժամանակակից հակաբլոկավորող համակարգերն ավտոմատ որոնման ինքնակարգավորվող համակարգեր են: Դիտարկենք դրանց գործողության սկզբունքն անվի և ճանապարհի կցման մոմենտի՝ M_φ , և սահքի գործակցի՝ S , կախվածության օրինակով՝ կառուցված անվի նկատմամբ ճանապարհի նորմալ հակազդման՝ R_z հաստատուն արժեքների համար՝ $R_z = const$:

Արգելակման ժամանակ անվի պտտման առանցքի նկատմամբ ազդող մոմենտների դինամիկական հավասարակշռության պայմանը, առանց հաշվի առնելու գլորման դիմադրությունը, կունենա հետևյալ տեսքը.

$$M_\tau - M_\varphi - I_K \frac{dw_k}{dt} = 0, \quad (221)$$

որտեղ M_τ -ն արգելակման մոմենտն է, որն առաջ է բերում արգելակման մեխանիզմը, I_K -ն՝ անվի իներցիայի մոմենտը, $\frac{dw_k}{dt}$ -ն՝ անվի դանդաղեցումը՝ $\frac{dw_k}{dt} = a_k$:

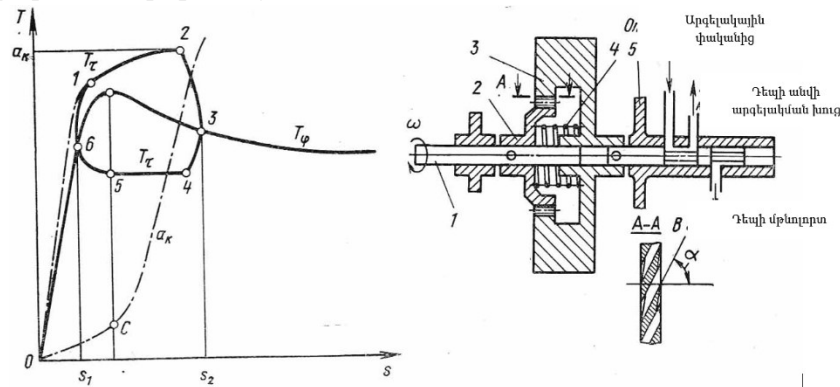
Հետևաբար՝ անվի դանդաղեցումը կլինի՝

$$a_k = \frac{(M_\tau - M_\varphi)}{I_K}: \quad (222)$$

Արգելակման ժամանակ M_τ և M_φ մոմենտների կախվածությունը սահքի գործակցից պատկերված է նկար 80-ում, որտեղ 0-1-2 կորը բնութագրում է M_τ արգելակման մոմենտի փոփոխությունը, իսկ M_τ և M_φ մոմենտների տարբերությունն ըստ (222)-ի համարժեք է անվի դանդաղեցմանը: Կցման M_φ մոմենտի առավելագույն արժեքին հասնելու դեպքում դանդաղեցումը մեծանում է (C կետ), և անիվը ձգտում է բլոկավորվել: Դանդաղեցման այդ աճն օգտագործվում է հակաբլոկավորվող համակարգում՝ որպես առաջնային մուտքի ազդանշան, արգելակման հաղորդակում ճնշումը նվազեցնելու համար: Ճնշման անկումը սկսում է որոշակի ուշացումով, որը պայմանավորված է համակարգի առանձնահատկություններով (կետ 2), այնուհետև ճնշումը նվազում է և

3 կետում դանդաղեցումը հավասարվում է զրոյի: 4 կետում կարգավորիչն ապահովում է հաստատուն արգելական մոմենտը: 3 կետից մինչև 6-ը, համաձայն (38) հավասարման, տեղի է ունենում անվի թափառք և անկյունային արագացման մեծացումն օգտագործվում է որպես երկրորդ ահագանգ արգելական համակարգում ճնշման բարձրացման համար (կետ 5): Այս դեպքում անվի արագությունը մոտենում է ավտոմոբիլի արագությանը, որը նվազեցնում է սահքը և մեծացնում կցման գործակիցը:

Հետագայում այս գործընթացն անընդհատ կրկնվում է, և կարգավորման արդյունքում անվի պտուտաթվերը մեկ նվազում են, մեկ արագանում և ստիպում արգելական մոմենտին փոփոխվել $1-2-3-4-5-6=1$ փակ կոնտուրով: Ընդ որում՝ անիվն աշխատում է սահքի գործակցի $S_1 - S_2$ արժեքների միջակայքում, արդյունքում այն իրացնում է կցման գործակցի առավելագույն արժեքներին մոտ մեծություններ: Ժամանակակից հակաբլոկավորող սարքերի մոտ սահքի գործակիցը փոփոխվում է $S_2 - S_1 = 20\%$ միջակայքում: Ճնշման փոփոխման հաճախականությունը պնևմատիկ հաղորդակներում կազմում է 3-8 Հց, իսկ հիդրավլիկականում՝ մինչև 20 Հց:



Նկ. 80. Հակաբլոկավորող կարգավորող համակարգի սխեման և բնութագիրը.

1 - լիսեռ, 2 - կունդ, 3 - թափանիվ, 4 - զսպանակ, 5 - բաշխիչ:

Պննմատիկ հաղորդակի կարգավորիչը (նկ. 80) կարգավորում է անվի արագացման փոփոխությունը և կառավարում բերված կատարող սարքը: Ավտոմոբիլի անվից պտույտներ ստացող կարգավորող տվիչի լիսեռի վրա կոշտ ամրացված է կունդը և ազատ տեղակայված է թափանիվը: Կունդը և թափանիվը միացված են պտուտակավոր պարուրակով (A-A կտրվածք):

Թափանիվին կոշտ ամրացված է փականի արգելակման խցի ճնշումը փոփոխող բաշխիչի մղակը: Աշխատանքային արգելակման և ոչ մեծ անկյունային դանդաղեցման ժամանակ զսպանակի ազդեցությամբ կունդը և թափանիվը շարունակում են պտտվել որպես մեկ ամբողջություն, և կարգավորիչը չի ազդում համակարգի ճնշման վրա:

Վթարային արգելակման ժամանակ անվի անկյունային դանդաղեցումն աճում է, թափանիվը իներցիայի հաշվին հաղթահարում է զսպանակի ուժը և պտուտակային պարուրակով շարժվում դեպի ձախ: Այս դեպքում մագնիստրալը նախ անջատվում է անվի արգելակման խցից և վերջինս միացնում մթնոլորտին: Թափանիվի եզրային ձախ դիրքում պարուրակի ատամները դուրս են գալիս կառչումից: Թափանիվը, առանձնանալով կունդից, շարունակում է ազատ պտտվել լիսեռի վրա: Երբ կունդի և թափանիվի պտուտաթվերը հավասարվում են, զսպանակի ազդեցությամբ պարուրակի ատամները նորից մտնում են կառչման մեջ և տեղափոխվում աջ եզրային դիրք, անվի արգելակման խուցն անջատվում է մթնոլորտից և միանում մագնիստրալին: Կունդի և թափանիվի ատամների ճակատները կատարված են հակադարձ կառչման շեղ հատվածքով:

Հակաբլոկավորող համակարգն ապահովում է ավտոմոբիլի արդյունավետ և անվտանգ արգելակում շահագործման տարբեր պայմաններում: Դրանց գլխավոր թերությունը բարձր արժեքն է և համեմատաբար ցածր երկարակեցությունը:

ԳԼՈՒԽ 7. ՂԵԿԱՑԻՆ ՎԱՐՈՒՄ

7.1. Ընդհանուր դրույթներ

Ղեկային վարումն ապահովում է ավտոմոբիլի շարժման անհրաժեշտ ուղղությունը ղեկավարվող անիվների դարձի միջոցով: Ղեկային վարմանը ներկայացվում են հետևյալ պահանջները.

1. Պահպանել ղեկավարվող անիվների դարձի անկյունների միջև այնպիսի կապ, որ դրանց պտույտը չուղեկցվի կողասահքով:

2. Ապահովել ղեկանվի և ղեկավարվող անիվների դարձի միջև կինեմատիկ և ուժային համապատասխան կապ:

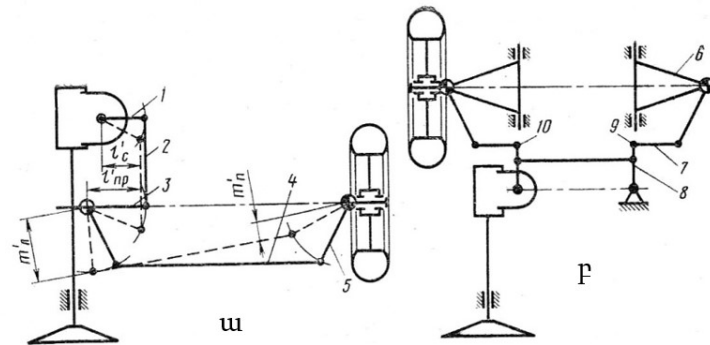
3. Ստեղծել պայմաններ ավտոմոբիլի հեշտ կառավարման և բարձր մանևրայնություն ապահովելու համար:

Առաջին պահանջն ապահովում է ղեկավարման սեղանը, երկրորդ պահանջը բավարարվում է հետևող գործողություններով օժտված ուժեղարարով ղեկի վարման կիրառումով: Ղեկավարման հեշտությունն ապահովվում է ղեկի վարման կինեմատիկ և ուժային փոխանցման թվի և օգտակար գործողության գործակցի (օ.գ.գ.) լավարկված ընտրությամբ: Բարձր մանևրելիությունն իրականացվում է երկու պայմանով. առաջինը ղեկավարվող անիվների դարձի այնպիսի անկյունների թեքումով, որ դարձի շառավիղն առջևի արտաքին անկյունով կազմի ավտոմոբիլի միջառանցքային հեռավորության 2,0-2,5 մասը, երկրորդը՝ ղեկի վարման այնպիսի անկյունային փոխանցման թվի ընտրություն, որի դեպքում ղեկանվի պտույտների թիվը միջին դիրքից չգերազանցի մարդատար ավտոմոբիլի մոտ՝ 1,8, իսկ բեռնատարների մոտ՝ 3,0 պտույտը:

Ղեկի վարման կինեմատիկ թիվը՝ U_{kpn} , հավասար է արտրիկի լիսեռի Ω_c դարձի անկյան և ղեկավարվող անիվների թեքման α_1 և α_2 անկյունների միջին թվաբանականի հարաբերությանը: Այդ մեծությունը հաստատուն չէ և կախված է հաղորդակի օղակների դիրքից, այդ պատճառով այն պետք է որոշվի գրաֆիկորեն ղեկավարվող անիվների տարբեր անկյուններով դարձի դեպքում:

Նկար 81-ում պատկերված հաղորդակում արտրիկը և դարձի լծակը ուղղահայաց են ղեկի երկայնական ձգանին, իսկ եզրային դիրքում

արորիկի և լծակի ու ձգանի միջև անկյունները նույնն են, հետևաբար կարելի է ընդունել, որ $U_{kpn} = \frac{l_{np}}{l_c}$, որտեղ l_{np} և l_c -ն դարձի լծակի և արորիկի երկարություններն են:



Նկ. 81. Ղեկի վարման հաղորդակների սխեման.

ա - ղեկավարվող անիվների կախյալ կախոցների դեպքում,

բ - ղեկավարվող անիվների անկախ կախոցների դեպքում,

1 - արորիկ, 2 և 4 - երկայնական և լայնական ձգաններ,

3, 5, 6, 8 - դարձերի, ղեկի սեղանի, կախոցի և ճոճանակի լծակներ
համապատասխանաբար, 7 - կողային ձգան, 9 և 10 - հողակապեր:

Ղեկի հաղորդակի ուժային փոխանցման թիվը հավասար է ղեկավարվող անիվների դարձի դիմադրության մոմենտի՝ M_{cn} , և արորիկի լիսեռի վրա գործող մոմենտի՝ M_c , հարաբերությանը: Այն նույնպես կախված է ղեկավարման հաղորդակի սխեմայից և դրա մասերի դիրքից: Նկար 81ա-ում պատկերված սխեմայում գործնական նշանակության ունի U_{cnp} մեծության այն արժեքը, որը համապատասխանում է ղեկավարվող անիվներն աջ եզրային դիրքից ձախ դիրքի բերելու դարձի սկզբին: Այս դեպքում լծակները և ձգանները կգբաղեցնեն ընդհատվող գծերով ցույց տրված դիրքը ու արորիկի լիսեռի մոմենտը կլինի՝

$$M_c = \frac{0,5M_{cn}}{M_c} = 2 \left(\frac{l_{np}^I}{l_c^I} \right) + 0,5M_{cn} \left(\frac{l_c^I}{l_{np}^I} \right) \left(\frac{m_n^I}{m_n^I} \right), \quad (223)$$

որտեղից ղեկավարման հաղորդակի ուժային փոխանցման թիվը կլինի՝

$$U_{cnp} = \frac{M_{cn}}{M_c} = 2 \left(\frac{l_{np}^I}{l_c^I} \right) \cdot [m^I n(m_n^I - m_n^I)], \quad (224)$$

որտեղ $lnp^I, lc^I, m_{\lambda}^I, m_n^I$ -ը համապատասխանաբար դարձի լծակի, արորիկի, ձախ և աջ դարձակների երկարություններն են:

Ղեկի վարման մեխանիզմի կինեմատիկ փոխանցման թիվը, կախված կառուցվածքի հիմքում դրված սկզբունքից, կարող է լինել հաստատուն կամ փոփոխական և հավասար՝

$$U_{KH} = \frac{\Omega_{pH}}{\Omega_c} \text{ կամ } U_{KH} = \frac{\Delta\Omega_{pH}}{\Delta\Omega_c}: \quad (225)$$

Ժամանակակից ղեկավարման մեխանիզմներում կինեմատիկ փոխանցման թիվը հաստատուն է. և ունի մարդատար ավտոմոբիլներ՝ $\Omega_{KH} = 13 - 22$, բեռնատարներ՝ $\Omega_{KH} = 20 - 25$:

Ղեկի վարման օ.գ.գ-ն հավասար է՝ $\eta = \eta_{pn} \cdot \eta_{pm}$, որտեղ η_{pn} և η_{pm} -ը համապատասխանաբար հաղորդակի և ղեկի վարման մեխանիզմի օ.գ.գ-ն են: Ղեկի վարման օ.գ.գ-ն ունի $\eta = 0,067 - 0,82$ արժեքներ ղեկանվից ուժը անիվներին հաղորդելու դեպքում՝ ուղիղ օ.գ.գ., իսկ հակառակ ուղղությամբ՝ հակառակ օ.գ.գ.՝ 0,58-0,63:

Ղեկի վարման համակարգում ուժեղարարի առկայությունը օ.գ.գ-ի նկատմամբ պահանջները էապես նվազեցնում է, քանի որ ղեկի վարման հեշտությունն ապահովում է ուժեղարարը:

Եթե անտեսենք շփումը առանցքակալներում և խտաբուկերում, ապա որդնյակավոր և պտուտակային մեխանիզմների ուղիղ օ.գ.գ-ն կլինի՝

$$\eta_{pm} = \frac{tg\beta_g}{tg(\beta_g + \rho)}, \quad (226)$$

իսկ հակառակ օ.գ.գ-ն կլինի՝

$$\eta_{pm} = \frac{tg(\beta_g - \rho)}{tg \beta_g}, \quad (227)$$

որտեղ β_g -ն որդնյակի կամ պտուտակի պտուտակային գծի վերելքի անկյունն է, ρ -ն՝ շփման անկյունը:

Ղեկավարվող անիվների դարձի դիմադրությունը որոշվում է առավել ծանր շահագործման պայմանների համար, օրինակ՝ անվի դարձը չոր անհարթ հենարանային մակերեսի վրա:

Դարձի դիմադրության մոմենտը՝ M_{cn} , ընդգրկում է կայունացնող մոմենտը՝ M_3 , դարձային սոնացցի առանցքի նկատմամբ, անվի պտտման դիմադրության ուժի մոմենտը՝ M_1 , հենարանային մակերևույթի վրա անվադողի սահքի ուժի մոմենտը՝ M_2 : Հետևաբար՝

$$M_{cn} = M_1 + M_2 + M_3, \quad (228)$$

ընդ որում՝

$$M_1 = G_k \cdot f \cdot a, M_2 = G_k \cdot X \cdot \varphi,$$

$$M_3 = aG_k[\lambda(\sin \alpha_{1cp} + \sin \alpha_{2cp}) + \gamma(\cos \alpha_{1cp} + \cos \alpha_{2cp})],$$

որտեղ G_k -ն բեռնվածքն է ղեկավարվող կամրջակի վրա, a -ն՝ զելման բազուկը, f -ը՝ գլորման դիմադրության գործակիցը, λ և γ -ն՝ առանցքի թեքման անկյունները համապատասխանաբար կողմ և հետ, α_{1cp} և α_{2c} -ն՝ ավտոմոբիլի դարձին մոտ և հեռու անիվների թեքման միջին անկյունները, α -ն՝ կցման գործակիցը, $\alpha = 0,9$:

M_2 մոմենտի բազուկը կլինի՝

$$X = 0,5\sqrt{r^2 - r_c^2},$$

որտեղ r և r_c -ն համապատասխանաբար անվադողի ազատ և ստատիկ շառավիղներն են:

Գործնական խնդիրներում հարմար է M_{cn} մոմենտը բերել արորիկի լիսեռի վրա՝

$$M_c = \frac{M_{cn}}{(U_{cpn} \cdot \eta_{pn})}: \quad (229)$$

Ղեկավարվող անիվների դարձի համար անհրաժեշտ տանգենցիալ ուժն անվադողի հեցի վրա կլինի՝

$$F_{pk} = \frac{M_c}{(\eta_{pm} \cdot U_{pm} \cdot r_{pk})}: \quad (230)$$

F_{pk} ուժը չպետք է գերազանցի 150-200 Ն սահմանը մարդատար ավտոմոբիլների համար և 500 Ն՝ բեռնատարների մոտ: Հակառակ դեպքում պետք է կիրառել ղեկի վարման ուժեղարարներ:

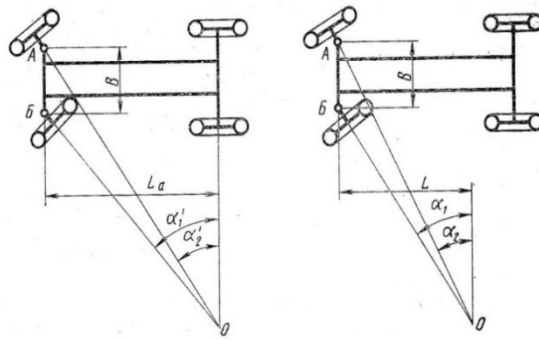
Անվի գլորման O_4 կենտրոնի դիրքը որոշվում է հետևյալ կերպ. նախ որոշվում է զսպանի արմատական թերթի և կենտրոնական հեղույսի հատման O_2 կետի պտտման O_1 կենտրոնը: Որոշված է, որ զսպանի առաձգականության հետևանքով O_1 կետը հեռացված է զսպանի անշարժ ամրացված ծայրից՝ երկարությամբ $\frac{l}{4}$ և լայնությամբ $\frac{l}{2}$ չափերով: Միմետրիկ կիսաէլիպտիկ զսպանի պտտման ժամանակ դրա միջին մասը կամրջակի հեծանի հետ միասին տեղափոխվում են միմյանց զուգահեռ, այդ պատճառով հեծանի հետ կապված O_k և O_3 կետերի հետագծի O և O_4 կենտրոնները որոշվում են զուգահեռ տեղափոխումով:

Անկախ կախոցի (նկ. 81բ) ընդլայնական ձգանք բազմամաս է՝ բաղկացած գնդաձև հողակապով ամրացված ձգաններից՝ միջին ընդլայնական ձգանից և երկու եզրային ձգաններից: Գնդային հողակապերը դասավորված են լծակային կախոցի տատանման առանցքի շարունակության վրա, որով բացառում է ուղղաձիգ հետագծով շարժվող ավտոմոբիլի ուղղահայաց տատանումների դեպքում անիվների անկյունային տատանումների առաջացման հնարավորությունը: Ձգանների պահանջվող դիրքն ապահովում են արորիկով և ճոճանակային ձգանով, որոնք դասավորված են ավտոմոբիլի երկայնական հարթությանը սիմետրիկ:

Ղեկավարման սեղան. որպեսզի ավտոմոբիլի դարձի ժամանակ բոլոր անիվները շարժվեն առանց կողասահքի, անհրաժեշտ է, որ անիվների պտտման հետագծերն ունենան միևնույն O ակնթարթային կենտրոնը (նկ. 83): Այդ նպատակով անհրաժեշտ է ապահովել հետևյալ պայմանը.

$$\operatorname{ctg} \alpha_1' - \operatorname{ctg} \alpha_2' = \frac{B}{L}, \quad (231)$$

որտեղ B -ն դարձային տնացքերի հեռավորությունն է, L -ը՝ ավտոմոբիլի բազան:



Նկ. 83. Ավտոմոբիլի դարձի սխեման.

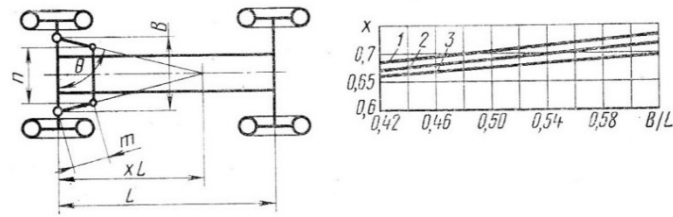
ա - ղեկավարվող անիվների դարձի՝ α_1 և α_2 անկյունների միջև իդեալական կապի դեպքում, բ - ղեկի վարման սեղանի կիրառման դեպքում:

Ղեկի վարման սեղանի կիրառումն ապահովում է ղեկավարվող անիվների α_1 և α_2 դարձերի անկյուններ, որոնց դեպքում անիվների հետագծերի ակնթարթային 0 կենտրոնը գտնվում է AB-ից $L < L_a$ հեռավորության վրա (նկ. 83բ):

Ընդունված է՝ $\frac{L}{L_a} = \lambda$ և որքան λ -ն մոտ է 1-ին, այնքան կատարյալ է ավտոմոբիլի դարձը: Եռանկյան OAB-ից հետևում է՝

$$\begin{cases} OA = \frac{B \cdot \sin \alpha_1}{\sin(\alpha_1 - \alpha_2)} \\ L = \frac{B \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2}{\sin(\alpha_1 - \alpha_2)} : \\ \lambda = \frac{B}{L} \cdot \frac{\sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2}{\sin(\alpha_1 - \alpha_2)} \end{cases} \quad (232)$$

Ղեկավարման սեղանի հիմնական պարամետրերն են դարձային սոնացների ձգանների հեռավորությունը՝ n , ղեկավարման դարձակի ձգանի երկարությունը՝ m , և թեքման անկյունը՝ θ (նկ. 84): Դրանք որոշվում են հետևյալ կերպ: Առջևի ղեկավարվող կամրջակի սխեմայից չափվում է սոնացների հեռավորությունը՝ B , այնուհետև $\gamma = \frac{m}{n}$ հարաբերության երեք արժեքների համար, ըստ նկար 84-ի, որոշվում են X գործակցի արժեքները:



Նկ. 84. Ղեկի վարման սխեման և $X = f(B/L)$ կախվածությունը 1-3 y-ի 0,12, 0,14, 0,16 արժեքների դեպքում:

Ձգանների թեքման անկյունը կլինի՝

$$\theta = \arctg \left[\frac{x \cdot L}{(0,5 \cdot 13)} \right],$$

համապատասխանաբար՝

$$n = \frac{B}{(1 - 2y \cdot \cos \theta)} \text{ և } m = y \cdot n:$$

Հարմարադասման պայմանը պահանջում է ղեկավարման սեղանը տեղավորել ղեկավարվող կամրջակի առջևում, այս դեպքում լայնական ձգանի n երկարությունը մեծ է սոնացցային բազայից՝ B , այսինքն՝

$$n = \frac{B}{(1 + 2y \cos \theta)}:$$

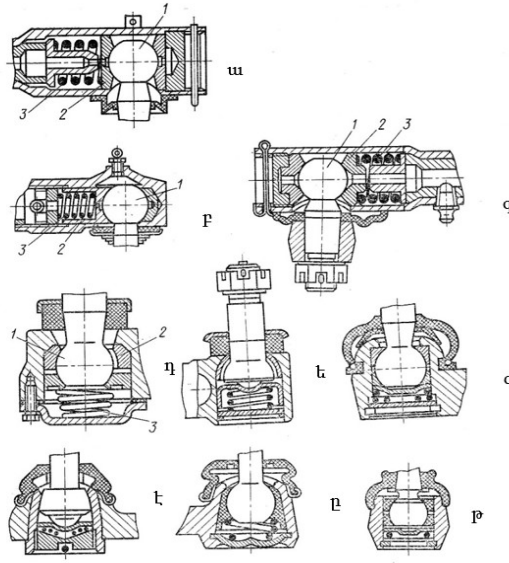
Ղեկավարվող անվի α_1 թեքման անկյան մի քանի արժեքների համար ըստ (231) բանաձևի որոշվում են α_2 թեքման անկյունը և ըստ (232) հավասարման λ -ի արժեքները: Կառուցվում է $\lambda = f(\alpha_1)$ գրաֆիկը և $\lambda = 1$ ուղիղը: Ղեկի վարման սեղանի նորմալ աշխատանքի համար անհրաժեշտ է ապահովել $\alpha_{1\max} + \alpha_{2\max} \leq 70^\circ$ պայմանը:

Որպեսզի ձգանի օղը արորիկի վրա հավաքվի առանց բացակի, դրանք պատրաստվում են կոնաձև և ճիշտ հավաքման համար դրանց վրա արված են նիշեր կամ ոչ սիմետրիկ դասավորված մի քանի շլիցներ:

Տիպային հողակապերի (նկ. 85) հիմնական կառուցվածքային առանձնահատկությունը շփվող մակերևույթների միջև մաշի հետևանքով առաջացած բացակների վերացումն է:

Հողակապերի ժամանակակից կառուցվածքներում գնդային մատի և միջնադիրի (գետեդիկի) միջև մշտական ձգվածությունն ապահովվում է զսպանակով, որը գործում է լիսեռի երկարությամբ: Ձգանի

առանցքով գործող զսպանակներով հողակապերը (նկ. 85ա) պարզ կառուցվածք ունեն և ստացել են լայն կիրառություն միջին և մեծ բեռնատարողությամբ բեռնատար ավտոմոբիլներում: Սակայն դրանք ունեն էական թերություն. զսպանակի ուժը պետք է շատ ավելի մեծ լինի, քան վատ ճանապարհային պայմաններում ավտոմոբիլի շարժման ժամանակ ձգանի երկարությամբ ազդող ուժը: Այն բացասաբար է անդրադառնում միջնադիրի և մատի երկարակեցության վրա: Նկար 85-ում դ-թ դիրքերով ներկայացված հողակապերը զերծ են այդ թերությունից: Այս կառուցվածքներում զսպանակի առաձգականության ուժն ընտրվում է այնպես, որ ճանապարհի անհարթություններից առաջացող ուղղահայաց իներցիոն ուժերը հողակապում բացակներ չառաջացնեն:



Նկ. 85. Ավտոմոբիլի ղեկավարման հաղորդակի գնդային հողակապերի սխեման.

ա, բ և գ - ձգանի առանցքով ազդող զսպանակներով,
դ, ե, գ, է, ը և թ - գնդային մատի առանցքով գործող զսպանակներով:

Լայնական և կողային ձգանների ծխնիների իրանը պատրաստվում է ձգանի վերջում հավաքվող ծայրապանակի տեսքով, մնացած

ծխնիների իրանը պատրաստվում է որպես ձգանի հետ մեկ ամբողջություն:

Երբ հաղորդակում բացակայում է ուժեղարարը, ապա հաղորդակի էլեմենտների հաշվարկային բեռնվածքը որոշվում է՝ հաշվի առնելով դարձի դիմադրության մոմենտի առավելագույն արժեքը: Եթե առկա է ուժեղարար և այն համատեղված է դեկավարման մեխանիզմի հետ, ապա հաղորդակի բոլոր էլեմենտները բեռնված են արորիկի լիսեռի վրա ազդող M_c մոմենտով, որը արդյունք է ճնշման առավելագույն արժեքի դեպքում ուժեղարարի ուժի և դեկանվի վրա գործող սահմանային տանգենցիալ ուժի՝ $P_{pkmax} = 0,5$ կՆ համատեղ ազդեցության: Եթե ուժեղարարի ուժային գլանը տեղակայված է հաղորդակում, ապա դեկի վարման մեխանիզմի և ուժային գլանի միջև հաղորդակի էլեմենտներում հաշվարկային բեռնվածքը որոշվում է ըստ հետևյալ մոմենտի.

$$M_c = F_{pkMAX} \cdot U_{pm}:$$

Իսկ ուժային գլանից հետո դասավորված էլեմենտների բեռնվածքը որոշվում է՝ ելնելով M_c մոմենտի և հեղուկի առավելագույն ճնշման դեպքում ուժային գլանի միաժամանակյա ազդեցությունից:

Ձգանները հաշվարկվում են ըստ երկայնական ծոման և այս դեպքում ձգանի կտրվածքի իներցիայի մոմենտը որոշվում է հետևյալ պայմանից.

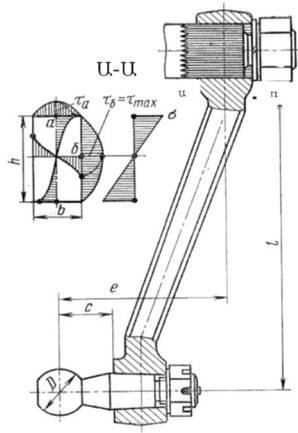
$$n_{\kappa} \cdot F_T \geq \frac{\pi^2 EI}{l^2}, \quad (233)$$

որտեղ n_{κ} -ն կոշտության պահեստի գործակիցն է, $n_{\kappa} = 1,5 - 2,5$, F_T -ն՝ ձգանի երկարությամբ ազդող ուժը, E -ն՝ առաձգականության մոդուլը, $E = 2 \cdot 10^5$ ՄՊա, l -ը՝ դիտարկվող ձգանի գնդավոր դողերի հեռավորությունը:

Արորիկը և լծակները հաշվարկվում են ըստ համատեղ ծոման և ոլորման (նկ. 86): Վտանգավոր է արորիկի լծակին մոտ A-A կտրվածքը: Համաձայն ամրության երրորդ թեորեմի՝ առավել լարված a կետի կտրվածքի էկվիվալենտ լարումը կլինի՝

$$\sigma_{\ominus} = \sqrt{\frac{F_c \cdot l}{W_N^2 + 4 \left(\frac{F_c \cdot l}{W_K} \right)^2}} \leq \frac{\sigma_T}{n_T}, \quad (234)$$

որտեղ F_c -ն արորիկի գնդիկավոր մատի վրա ազդող ուժն է, W_N և W_K -ն՝ հաշվարկվող կտրվածքի ծոման և ոլորման դիմադրության մոմենտները, σ_T -ն՝ նյութի հոսունության սահմանը, n_T -ն՝ ըստ հոսունության սահմանի ամրության պահեստի գործակիցը:



Նկ. 86. Արորիկի և ձգանի հաշվարկման սխեման:

Ուղղանկյուն կտրվածքով հեծանների անկյուններում շոշափող լարումները հավասար են զրոյի, իսկ առավելագույն լարումներն առաջանում են կողերի միջնամասում՝ δ կետում.

$$\tau_{\delta} = \tau_{max} = \frac{F_c \cdot l}{a \cdot h \cdot b^2}: \quad (235)$$

Լարումը a կետում՝

$$\tau_a = \eta \cdot \tau_{max},$$

որտեղ a , b և h -ն ուղղանկյան կողմերն են, երբ $\frac{h}{b} = 2a = 0,246$ և $\eta = 0,795$:

Գնդիկավոր մատները շարքից դուրս են գալիս գնդային գլխիկի մաշի կամ պոչամասի կոտրվելու հետևանքով: Այդ պատճառով գնդիկավոր մատի ընտրությունից հետո պետք է ստուգել հետևյալ պայմանները.

$$\begin{aligned} \frac{F_w}{A} &\leq 25 - 30 \text{ ՄՊա}, \\ \frac{F_w \cdot C}{W_N} &\leq 300 \text{ ՄՊա}, \end{aligned}$$

որտեղ F_{ω} -ն հողի վրա ազդող հաշվարկված ուժն է, $A - F_{\omega}$ -ն՝ ուժին ուղղահայաց հարթության վրա գլխիկի բեռնված մասի պրոյեկցիայի մակերեսը:

7.3. Ղեկի վարման մեխանիզմի հաշվարկը

Ավտոմոբիլաշինությունում ղեկի վարման մեխանիզմի տիպը ընտրվում է՝ կախված ղեկավարվող անիվների կամրջակի վրա ընկնող ավտոմոբիլի զանգվածից, ըստ որի՝ եթե ղեկավարվող անիվների կամրջակի վրա բեռնվածքը մինչև 25 կՆ է առանց ուժեղարարի, կամ ուժեղարարի առկայության դեպքում մինչև 40 կՆ, կիրառվում են որդյակ-հոլովակի տիպի մեխանիզմներ: Եթե ղեկավարվող կամրջակի վրա բեռնվածքը փոքր է 12 կՆ, թույլատրվում է կիրառել քանոն սեկտոր տիպի մեխանիզմ:

Պտուտակամանեկային ղեկավարման մեխանիզմներն ունեն երկու աստիճան՝ պտուտակային գնդիկավոր փոխանցում և քանոն-աստամավոր սեկտոր փոխանցում (նկ. 87): Մեխանիզմը հիդրոուժեղարարի բաժանարարի և անհրաժեշտության դեպքում ուժային գլանի հետ հեշտ հարմարադասվող է, ունի մեծ օ.գ.գ., բավարար հուսալիություն և երկարակեցություն:

Այս տիպի համակցված մեխանիզմի փոխանցման թիվը հաշվելու համար որոշվում է պնդողակի և քանոնի տեղափոխման P^I չափը ղեկանվի Ω_{PK} անկյունով պտտման դեպքում.

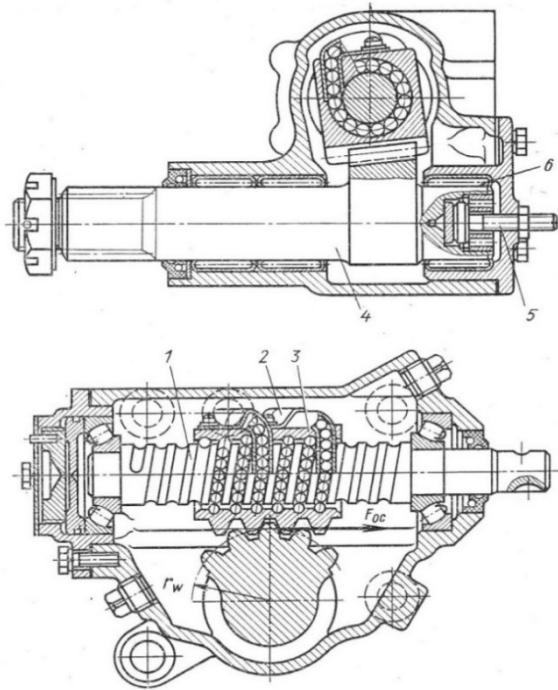
$$P^I = \left(\frac{\Omega_{PK}}{360} \right) \cdot P, \quad (236)$$

որտեղ P -ն պտուտակի քայլն է պնդողակի առվակում, որի արդյունքում սեկտորը կպտտվի Ω_C անկյունով, ինչին համապատասխանում է սեկտորի սկզբնական շրջանագծի աղեղի երկարությունը:

$$\left(\frac{\Omega_C}{360} \right) 2\pi r_{\omega} = P^I, \quad (237)$$

որտեղ r_{ω} -ն սեկտորի սկզբնական շրջանագծի երկարությունն է, (236) և (237) հավասարումներից հետևում է, որ մեխանիզմի փոխանցման թիվը կլինի՝

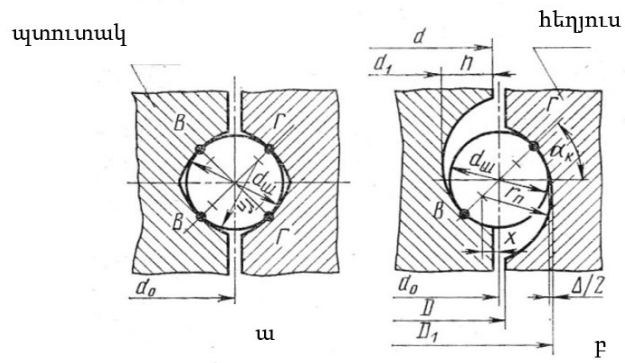
$$U_{PM} = \frac{\Omega_{PK}}{\Omega_C} = \frac{2\pi r_{\omega}}{P}: \quad (238)$$



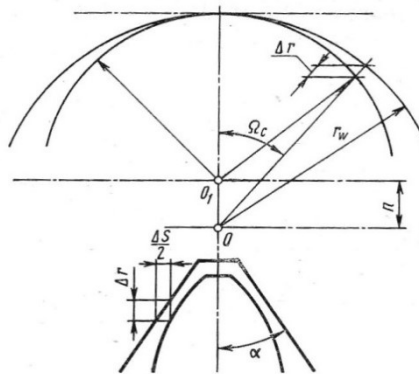
Նկ. 87. Պտուտակամանեկային դեկավարման մեխանիզմի սխեման.

1 - պտուտակ, 2 - գնդահաղորդակ, 3 - պնդողակ քանոն, 4 - սեկտոր արորիկի լիսեռով, 5 - կարգավորող պտուտակ, 6-հոլովակային առանցքակալ:

Պտուտակագնդիկավոր փոխանցումը պտուտակային զույգից տարբերվում է նրանով, որ ուժը պտուտակից պնդողակ փոխանցվում է գնդիկներով, որոնք գլորվում են պտուտակի ակոսով, ինչը պատրաստված է պտուտակի և պնդողակի վրա ու միասին կազմում են պտուտակային առվակ: Դարձի ժամանակ գնդիկները պտուտակում կատարում են շրջապտույտ գնդահաղորդակով: Պտուտակները պատրաստվում են մի մուտքով, $P = 12 - 18$ մմ քայլով և պտուտակային ակոսի առանցքի բարձրացման $\beta = 10 - 15^\circ$ անկյունով: Գնդիկների տրամագիծը հավասար է 7-9 մմ: Պտուտակային ակոսի հարթությանն ուղղահայաց հարթությունում առվակների կոնտուրը պատրաստվում է այնպես, որ ապահովի գնդիկի և գլորման առվակի երկու կամ չորս կոնտակտ (նկ. 88):



Նկ. 88. Պտուտակի և պնդողակի ակոսների պրոֆիլը.
 ա - քառակետ կոնտակտով, բ - երկկետ կոնտակտով,
 գ - կոնտակտի կետերը:



Նկ. 89. Ատամնագույգում շառավղային Δr
 և առանցքային Δs որոշման սխեման:

Չորս կետով կոնտակտի դեպքում փոխանցումում առանցքային բացակները կարելի է հասցնել նվազագույնի: Այդ պատճառով նկար 88ա-ում կոնտուրն ավելի լավն է չնայած պատրաստման դժվարություններին:

Փորձարկման բարձր հուսալիության, մեծ երկարակեցության և գործնականում պտուտակն ու պնդողակը առանց բացակի (բացակը

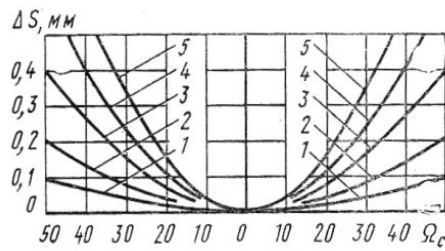
կարող է լինել 0,02-0,03 մմ) հավաքելու համար անհրաժեշտ է գլորման ակոսը պատրաստել մեծ մաքրությամբ և ճիշտ՝ օգտագործելով ստանդարտ՝ 2-րդ և 3-րդ դասի ճշտության գնդիկներ:

Ձողաքանոն - ատամնանվային սեկտոր փոխանցումը (նկ. 87) սովորաբար սեկտորի վրա ունի հինգ ատամներ, որոնք պատրաստվում են արորիկի լիսեռի հետ ամբողջական: Սեկտորի ատամները պատրաստվում են երկարությամբ փոփոխվող հաստությամբ, որը հնարավորություն է տալիս արորիկի լիսեռի առանցքային տեղափոխությամբ նվազեցնել կառչման բացակը: Ձողաքանոնի միջին ատամները մաշվում են ավելի արագ, քան եզրայինները, այդ պատճառով արորիկի միջին դիրքում բացակի վերացումը կարող է բերել փոխանցման սեպման: Դրանից խուսափելու համար մեծացվում է կառչման կողային բացակը արորիկի լիսեռի միջին դիրքից աջ և ձախ պտտման ժամանակ: Կառչման կողային բացակի անհրաժեշտ փոփոխություն ստացվում է, եթե սեկտորի ատամները պատրաստվում են տարբեր հաստությամբ: Այս դեպքում դրանց հաստությունը նվազում է ատամնանվային սեկտորի վերջին մոտ, որին կարելի է հասնել ատամնակտրման ժամանակ նախապատրաստվածքը O_1 կետի շուրջը պտտելով, որը տեղափոխված է արորիկի լիսեռի առանցքից դեպի սեկտորը n չափով: Համաձայն նկար 89-ի սխեմայի՝ փոխանցման կողային բացակը կլինի՝

$$\Delta S = 2\Delta r \operatorname{tg} \alpha = 2 \operatorname{tg} \alpha [r_w - n \cos \Omega_c \pm \sqrt{n^2 \cos^2 \Omega_c + r_w^2 - n^2}], \quad (239)$$

որտեղ Δr -ը շառավղային բացակն է, α -ն՝ կառչման անկյունը, r_w -ն՝ սեկտորի սկզբնական շրջանագծի շառավիղը, Ω_c -ն՝ արորիկի լիսեռի դարձի անկյունը:

Փոխանցման հիմնական չափերն ըստ (239)-ի որոշելուց հետո կառուցվում է $\Delta S = (-2d)$ բնութագիրը (նկ. 90):



Նկ. 90. n արտակենտրոնության ընտրության բնութագիր 1-5,
 $n = 0,25, 0,5, 1,0, 1,5$ և $2,0$ մմ համապատասխանաբար:

Ընտրվում է արտակենտրոնության n մեծությունն այնպես, որ ΔS բացակը արորիկի եզրային դիրքերում գերազանցի սեկտորի մեջտեղի անվի և ձողաքանոնի միջին խոռոչի միջև կարգավորվող բացակի ամենամեծ արժեքը:

Պտուտակամանեկային դեկավարման մեխանիզմները հաշվարկելիս սեկտորի և մանեկի կառչման մոդուլը որոշվում է ծոման ամրության մեթոդով՝ հետևյալ արտահայտությամբ.

$$\sigma_u = \frac{F_{oc}}{mb_\omega} \cdot K_F Y_F, \quad (240)$$

որտեղ $F_{oc} = \frac{M_c}{r_\omega}$ -ը սեկտորի և քանոնի ատամի վրա ազդող ուժն է, b_ω -ն՝ սեկտորի լայնությունը, K_F -ը՝ բեռնվածության գործակիցը, որը հաշվի է առնում ատամների միջև բեռնվածքի բաշխումը, Y_F -ը՝ ատամի ձևի գործակիցը:

Ծոման թույլատրելի լարումն ընդունվում է՝

$$[\sigma_u] = 250 - 400 \text{ ՄՊա:}$$

Կոնտակտային լարումը որոշվում է Բեյլան-Հերցի բանաձևով՝

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{g_H}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{E}{\rho}}, \quad (241)$$

որտեղ g_H -ն պրոֆիլի վրա նորմալ բեռնվածքն է, μ -ն՝ Պուասոնի գործակիցը, $\mu = 0,3$, $E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2)}$ -ը՝ զույգի բերված առաձգականության մոդուլը, E_1 և E_2 -ը ատամնանիվների առաձգականության մոդուլը, ρ -ն՝ կորուրթ-

յունների բերված շառավիղը: $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$, ρ_1 և ρ_2 -ը՝ հաշվարկվող ատամ-
նանիվների կորության շառավիղը, դրական նշանով՝ արտաքին
կառչումով, բացասականով՝ ներքին: Թույլատրելի կոնտակտային լա-
րումը՝ $[\sigma_H] = 23H_{HRC}$ ՄՊա:

Պտուտակի P քայլի արժեքը որոշվում է փոխանցման թվի որոշ-
ման (238) բանաձևից՝ ըստ r_ω արժեքի: Ըստ պտուտակի քայլի՝ ընտրում
են գնդիկի տրամագիծը՝ $d_w = (0,5 - 0,6) \cdot P$: Այնուհետև ընտրում են
պտուտակի և պնդողակի ակոսի պրոֆիլը նորմալ կտրվածքով՝ ըստ
նկար 88-ի: Ակոսի r_y շառավիղը պետք է գնդիկի շառավղից մեծ լինի,
որպեսզի փոքրանա շփումը, և շառավղահենարանային առանցքակա-
լների օրինակով կարելի է ընտրել $r_y = (0.51 - 0.53)d_w$:

Պտուտակի d_1 և d և պնդողակի D_1 և D ներքին և արտաքին տրա-
մագծերը կլինեն՝

$$d_1 = d_0 - 2(r_y - X), d = d_1 + 2h,$$

$$D_1 = d_0 + 2(r_c - X), D = D_1 - 2h,$$

որտեղ h ակոսի խորությունն է, ընդ որում՝ $h = (0,30 - 0,35)d_w$, X -ը՝
ակոսի պրոֆիլի կենտրոնների տեղափոխությունը՝ գնդիկի կենտրոնի և
պտուտակային ակոսի d_0 միջին տրամագծի նկատմամբ.

$$X = \left(r_n - \frac{d_w}{2}\right) \cdot \cos \alpha_k, d_0 = \frac{P}{(\pi t g \beta)}:$$

Մեկ գալարում գնդիկների նվազագույն ամբողջական քանակը և
աշխատող գնդիկների անհրաժեշտ ընդհանուր քանակը կլինի՝

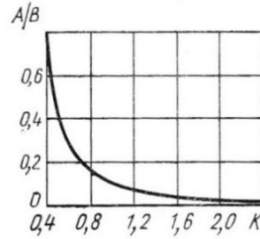
$$Z_w = \frac{P}{(d_w \cdot \sin \beta)},$$

$$Z_{w\Sigma} \geq \frac{F_{oc}}{(\lambda F_w \cos \beta \sin \alpha_k)},$$

որտեղ β -ն պտուտակային գծի բարձրության անկյունն է, $\beta = 10 - 15^\circ$,
 α_k -ն՝ գնդիկը ակոսի հետ շփման անկյունը, $\alpha_k = 45 - 60^\circ$, λ -ն՝ գնդիկ-
ների միջև առանցքային բեռնվածքների բաշխման անհավասարա-
չափության գործակիցը, $\lambda = 0,8 - 0,9$, F_w -ն՝ մեկ գնդիկի վրա շփման
մակերևույթի նորմալով ազդող թույլատրելի բեռնվածքը: Վերջինս որոշ-
վում է գնդիկի և պտուտակի կոնտակտային ամրության պայմանից:

$$\sigma_K = K \sqrt{F_u \cdot E^2 \left(\frac{2}{d_u} - \frac{1}{r_n} \right)^2} \leq [\sigma_K], \quad (242)$$

որտեղ K -ն բերված գլխավոր կորությունների հարաբերությունից կախված գործակից է, որը որոշվում է նկար 91-ի գրաֆիկից:



Նկ. 91. K գործակցի որոշման գրաֆիկ:

$$\frac{A}{B} = 2(d_u - 1) \cdot \frac{r_n}{2} (d_u + 1) \cdot r:$$

Կոնտակտային ամրության թույլատրելի լարումը կարող է փոփոխվել $[\sigma_K] = 2500 - 3500$ ՄՊա սահմաններում: Աշխատանքային գալարների քանակը կլինի՝

$$i_p = \frac{Z_u \Sigma}{Z_u}:$$

Որպեսզի բեռնվածքը գալարների միջև հավասարաչափ բաշխվի, դրանց աշխատանքային քանակն ընտրվում է 1,5-2,5: Եթե $i_p \geq 2,5$, ապա բարձր օ.գ.գ. ապահովելու համար կիրառվում են երկու ինքնուրույն շրջապատման բոլորակներ՝ գալարների և գնդիկների նույն քանակով, իսկ գնդիկների քանակը 60-ից ավելի չպետք է լինի:

Շառավղային Δ բացակը (նկ. 88) որոշվում է $\Delta = D_1 - (2d_u + d_1)$ արտահայտությամբ և չպետք է գերազանցի 0,02-0,03 մմ:

Առանցքային և շառավղային բացակները կազմված են հետևյալ կախվածությամբ.

$$C_0 = \sqrt{(2r_n - d_u) \cdot \Delta}: \quad (243)$$

Պտուտակը գտնվում է բարդ լարված վիճակում: Դրա վտանգավոր կտրվածքում (նկ. 87) F_{oc} ձգող (սեղմող) ուժից առաջանում են ծռող՝

$$M_u = F_{oc} \cdot n + \frac{(F_{oc} \cdot l \cdot tg \alpha)}{4} \quad (244)$$

և ոլորող մոմենտներ՝

$$M_k = F_{oc} \left(\frac{d_o}{2} \right) \operatorname{tg}(\beta + \rho_k^I) = F_{oc} \left(\frac{d_o}{2} \right) \operatorname{tg}[\beta + \operatorname{arctg} f(d_u \operatorname{Cos} \alpha_k)], \quad (245)$$

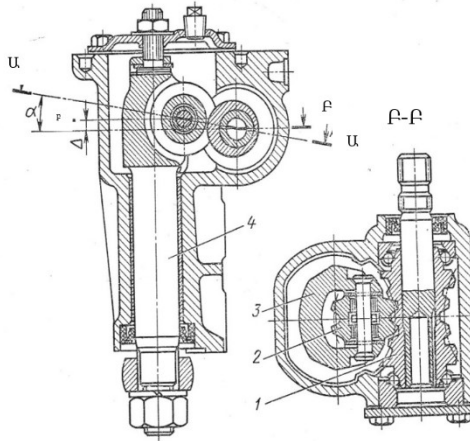
որտեղ n -ը պտուտակի առանցքից մինչև կառչման բևեռը եղած հեռավորությունն է, l -ը՝ պտուտակի հենարանների միջև եղած հեռավորությունը, α -ն՝ կառչման անկյունը, α_k -ն՝ գնդիկի և ակոսի կոնտակտի անկյունը, ρ_k^I -ը՝ շփման բերված անկյունը, f -ը՝ գլորման շփման գործակիցը, $f = 0,008 - 0,010$:

Այս դեպքում պետք է ապահովել պտուտակի հետևյալ ամրության պայմանն ըստ էկվիվալենտ լարման՝

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{M_u}{W_u} \right)^2 + \left(\frac{F_{oc}}{A_u} \right)^2 + 4 \left(\frac{M_k}{W_k} \right)^2} \leq [\sigma], \quad (246)$$

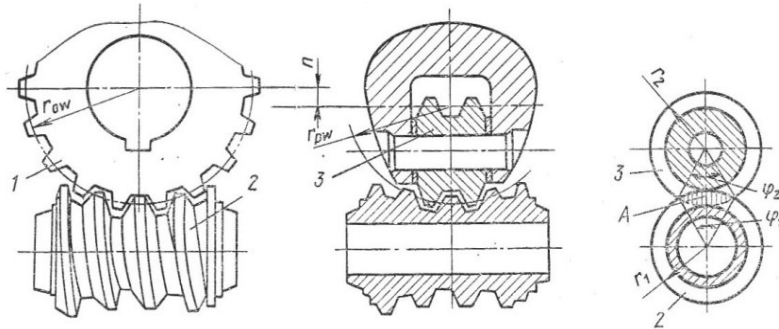
որտեղ A_u -ն պտուտակի ներքին ակոսի d_1 տրամագծով կտրվածքի մակերեսն է, W_u և W_k -ն՝ համապատասխանաբար ծոման և ոլորման դիմադրության մոմենտները, $[\sigma]$ -ն՝ թույլատրելի լարումը, $[\sigma] \leq \frac{\sigma_T}{3}$, σ_T -ն՝ պտուտակի նյութի հոսունության սահմանը:

Որդնյակահոլովակային դեկավարման մեխանիզմը (նկ. 92) ունի գլորիդային որդնյակ և պտտվող հոլովակ:



Նկ. 92. Որդնյակահոլովակային դեկավարման մեխանիզմ.
1 - որդնյակ, 2 - հոլովակ, 3 - արորիկի լիսեռի շուտովիկ, 4 - արորիկի լիսեռ:

Մեխանիզմի կառուցման կարգավորման բացակա ապահովելու համար արտրիկի լիսեռը դասավորված է ոչ թե Ա-Ա հարթությանն ուղղահայաց, որտեղ հոլովակը կառուցում է որդնյակին, այլ թեքված է α անկյամբ, այդ պատճառով հոլովակի առանցքը որդնյակի առանցքի նկատմամբ տեղափոխված է $\Delta = 5 - 7$ մմ չափով:



Նկ. 93. Որդնյակահոլովակային ղեկավարման մեխանիզմի սխեման.
ա - որդնյակի մշակումը, բ - հոլովակի դասավորվածությունը որդնյակի նկատմամբ,
գ - որդնյակի մեկ սանրիկի միացումը որդնյակի գալարին,
1 - ատամնանվի տեսք ունեցող գործիք, 2 - որդնյակ, 3 - աշխատանքային մակերևույթ:

Որդնյակը պատրաստում են հատուկ ատամնանվի տեսք ունեցող գործիքով (նկ. 93ա), որն ունի կտրման հատուկ պրոֆիլ: Կտրող ապարատների հարթությունն անցնում է որդնյակի առանցքով և որդնյակի նախապատրաստվածքի յուրաքանչյուր պտույտից հետո պտտվում է իր կենտրոնի շուրջը միննույն անկյունով և տեղափոխվում է շառավղային ուղղությամբ որդնյակի առանցքին ուղղահայաց: Որդնյակի աշխատանքային մակերևույթը պատրաստվում է կոնաձև:

Եթե գլբոիդային որդնյակի գալարի գծի վերելքի անկյունը նշանակենք γ , ապա մեխանիզմի փոխանցման թիվը կլինի՝

$$U_{pm} = \frac{r_p \omega}{(r_0 \cdot tg \gamma_0)}: \quad (247)$$

Քանի որ որդնյակի շրջագծային քայլը հաստատուն է և հավասար հոլովակի սանրիկի քայլին, իսկ որդնյակի շառավիղը երկարությամբ փոփոխական է, ապա γ անկյունը փոփոխական է. այն γ_0 արժեքից աստիճանաբար նվազում է որդնյակի r_0 շառավղով հատվածից մինչև եզրամասը: Պայմանականորեն ընդունվում է՝ $U_{pm} = const$:

Հոլովակի առանցքի տեղակայման անկյան γ_0 հաստատուն և γ անկյան փոփոխական լինելուց բխում է հոլովակի տեղափոխության ամբողջ միջակայքում առանց բացակի կառչման իրականացման անհնարինությունը: Բացակն առավել վտանգավոր է ղեկավարման մեխանիզմի միջին դիրքում, երբ ավտոմոբիլը շարժվում է մեծ արագությամբ: Հոլովակի հետ շուտովիկի սկզբնական շրջանագծի $r_{p\omega}$ շառավիղն ընտրվում է կտրող գործիքի սկզբնական շրջանագծի $r_{0\omega}$ շառավիղից փոքր՝ $n = 2,5 - 5,0$ մմ (նկ. 93բ):

Որդնյակը և հոլովակը ունեն բավական մեծ կոշտություն և ամրություն ծոման նկատմամբ: Այդ պատճառով հիմնականում ուշադրություն է դարձվում դրանց մաշակայունությանը և կոնտակտային ամրությանը՝ սահմանափակելով կոնտակտային մակերևույթների սեղմման լարումները, որին համապատասխանում է հետևյալ պայմանը.

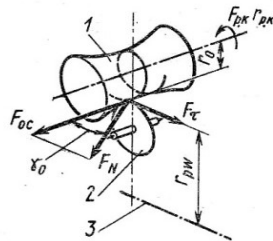
$$\sigma_{cm} = \frac{F_{oc}}{A} \leq 300 - 500 \text{ ՄՊա},$$

որտեղ A -ն որդնյակի պտուտակի և հոլովակի մեկ սանրիկի հպման մակերեսն է:

Համաձայն նկար 93գ և 94-ի սխեմաների՝ կունենանք.

$$F_{oc} = \frac{F_{\tau}}{tg\gamma_0} = \frac{F_{pk} \cdot r_{pk}}{(r_0 \cdot tg \gamma_0)},$$

$$A = 0.5[(\varphi_1 - \sin \varphi_1) \cdot r_1^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2) r_2^2]:$$



Նկ. 97. Որդնյակահոլովակային ղեկավարման մեխանիզմում ուժերի որոշման սխեման.

1 - որդնյակ, 2 - պտտվող հոլովակ, 3 - արորիկի լիսեռի առանցք:

Որդնյակը պատրաստվում է ցեմենտացված 35X կամ 30XH պողպատից, իսկ հոլովակը ցեմենտացված 12 XH3A կամ 15XH պողպատից:

7.4. Հիդրոուժեղարարի հաշվարկը և նախագծումը

Ղեկավարման համակարգում ուժեղարարը կիրառվում է վարորդի աշխատանքը թեթևացնելու և ավտոմոբիլի ակտիվ անվտանգությունը բարձրացնելու համար:

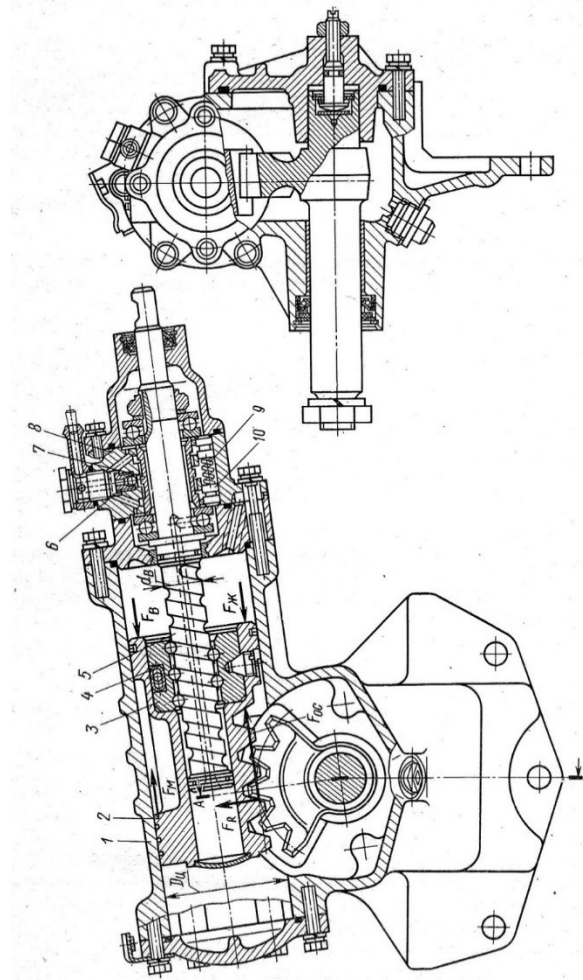
Ուժեղարարը պետք է ապահովի ղեկավարվող անիվների դարձի անկյունների և ղեկանվի պտտման անկյան բնութագրական համապատասխանություն: Ուժեղարարը պետք է գործադրվի, երբ ղեկանվի վրա ազդող P_{pk} ճիգը մեծանա 0,025-0,1 կՆ-ից: Դարձի դիմադրության մոմենտի մեծանալուն զուգահեռ ավելացնի ղեկանվի վրա անհրաժեշտ տանգենցիալ ուժը, ուժեղարարի անսարքության դեպքում ավտոմոբիլը ղեկավարելու հնարավորություն տա: Ղեկավարման համակարգի ուժեղարարի գնահատման հիմնական պարամետրերն են՝

- արդյունավետության ցուցանիշը՝ $\Xi = \frac{F_{pkby}}{F_{pkcy}}$, որտեղ F_{pkby} և F_{pkcy} ղեկանվի վրա ազդող ուժերն են դարձի ժամանակ՝ առանց ուժեղարարի և ուժեղարարով,
- ռեակտիվ ազդեցության ցուցանիշը՝ $E = \frac{dF_{pkcy}}{dM_{cn}}$, բնութագրում է ուժեղարարի «Հանապարհը զգալու» ունակությունը: Շահագործման պրակտիկան ցույց է տալիս, որ $E = 1 \dots 15$, $\rho = 0,02 - \frac{0,05\bar{u}}{\bar{u}} \cdot \bar{u}$, $F_{PKBK} = 20 \dots 50$ Ն, $\Omega_{PKBK} = 10 \dots 15^\circ$,
- զգայունության ցուցանիշը բնութագրվում է ղեկանվի պտտման անկյամբ՝ Ω_{PKBK} , և դրա վրա ազդող ուժով՝ F_{PKBK} , որի դեպքում միանում է ուժեղարարը:

Ուժային գլանը հարմարադասված է ղեկավարման մեխանիզմում (նկ. 95), բաղկացած է իրանից, որը պատրաստված է մեխանիզմի տակնոցի հետ, և մխոցից՝ պատրաստված շերտաձողի հետ միասին:

Եթե ուժային գլանը պատրաստվում է առանձին (նկ. 96), ապա իրանը պատրաստվում է CT35 պողպատից, իսկ մխոցը ձուլվում է C415 թուջից: Մխոցի և գլանի պատի միջև բացակը կիպացնելու համար

օգտագործում են պողպատյա կամ ռետինե օղեր: Մխոցակոթը պատ-
րաստվում է CT40 պողպատից: Կիպացնող օղի երկարակեցությունը
մեծացնելու համար մխոցակոթը քրոմապատում են և ողորկում:



Նկ. 95. Ղեկավարման մեխանիզմ՝ ուժեղարարով.

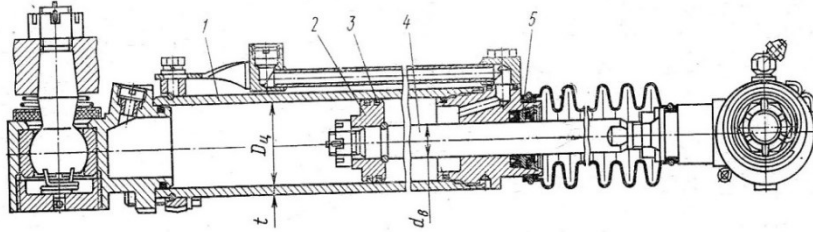
- 1 - իրան՝ պատրաստված $KV - 35 - 10$ կռելի թուջից 2 - մխոց շերտաձողով,
3 - գնդիկավոր մանեկ, 4 - գնդահաղորդակ, 5 - պտուտակ, 6 - գնդիկավոր փական,
7 - պլունժեր մղակով, 8 - բաշխիչի իրան, 9 - ռեակտիվ զսպանակ, 10 - ռեակտիվ
պլունժեր:

Ուժային գլանում հաշվարկվում է գլանի D_y տրամագիծը և S քայլը, մխոցակոթի d տրամագիծը և գլանի իրանի l հաստությունը որոշելու համար:

Աշխատանքային գլանի D_y տրամագիծը որոշվում է մխոց-շերտաձող զույգի վրա ազդող ուժերի հավասարակշռության պայմանից (նկ. 96).

$$F_{oc} + F_{\mu} - F_B - F_{\kappa} = 0, \quad (248)$$

որտեղ F_{oc} -ը շրջագծային ուժն է սեկտորի վրա, որը որոշվում է ղեկավարվող անիվների դարձի դիմադրության մոմենտով, F_{μ} -ն՝ մխոցի և գլանի պատի շփման ուժը, F_B -ն՝ ղեկանվի վրա շրջագծային ուժից մխոցի վրա առանցքային ճնշման ուժը, F_{κ} -ն՝ մխոց-շերտաձողի վրա հեղուկի ճնշումը:



Նկ. 96. Հիդրոուժեղարարի ուժային գլան.

1 - գլանի իրան, 2 - մխոցաօղ, 4 - մխոցակոթ, 5 - կիպացնող օղ:

(21) հավասարման մեջ բերված ուժերը կլինեն՝

$$F_{oc} = \frac{M_{cn}}{r_{\omega \cdot ucpu} \cdot \eta_{pn}},$$

$$F_{\mu} = F_R \cdot f = F_{oc} \cdot f \cdot \gamma g \alpha,$$

$$F_B = \frac{2F_{PK} \cdot r_{PK}}{d_B t g(\beta + \rho_k^I)},$$

$$F_{\kappa} = \frac{\pi}{4} (D_y^2 - d_k^2) \cdot P,$$

որտեղ β -ն պտուտակային ակոսի վերելքի անկյունն է, f -ը՝ մխոցի և գլանի պատի շփման գործակիցը, α -ն՝ սեկտորի ատամների կառչման անկյունը, d_B -ն՝ պտուտակի տրամագիծը, ρ_k^I -ը՝ պտուտակի ակոսում շփման բերված անկյունը:

Բերված ուժերի արժեքները տեղադրելով (248) հավասարման մեջ և լուծելով այն D_y -ի նկատմամբ կունենանք՝

$$D_y \geq \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot P} \left[\frac{M_{cn}(1+ft)}{r_{\omega} \cdot U_{pn} \cdot \eta_{pn}} - \frac{2F_{pk} \cdot r_{PK}}{d_B t g(\beta + \rho_k I)} \right] + d_B^2}: \quad (249)$$

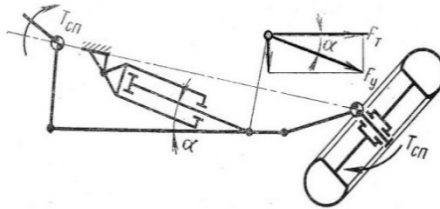
Եթե ուժային գլանը տեղակայված է ղեկավարման հաղորդակում (նկ. 97), ապա ուժեղարարի F_y և վարորդի P_{pk} ուժերը դիտարկվում են որպես արորիկի լիսեռի վրա ազդող մոմենտներ (նկ. 81):

$$M_c = F_y \cdot \cos \alpha \cdot \frac{m_{\Lambda} l_c^I}{l_{np}} + F_{pk} \cdot r_{PK} U_{pm} \cdot \eta_{pm}: \quad (250)$$

Փոխարինենք M_c -ն (250) արտահայտությամբ և լուծելով (250)-ը F_y -ի նկատմամբ՝ կստանանք՝

$$F_y = \frac{M_{cn} U_{cpn} \eta_{pn} - F_{pk} r_{PK} U_{pm} \eta_{pm}}{\cos \alpha m_{\Lambda}^I \left(\frac{l_c^I}{l_{np}} \right)}: \quad (251)$$

Ուժեղարարի մխոցակոթի վրա ազդող P_y ուժը հնարավորություն կտա որոշել գլանի տրամագիծը, եթե հայտնի է ճնշումը հիդրոհամակարգում:



Նկ. 97. Ներկառուցված ուժեղարարով ղեկավարման հաղորդակի սխեման:

Եթե ուժային գլանը համատեղված է ղեկավարման մեխանիզմի հետ, ապա մխոցի քայլը որոշվում է որպես սեկտորի սկզբնական շրջանագծի արորիկի լիսեռի Ω_c անկյանը համապատասխան աղեղի երկարության:

$$S = \left(\frac{\Omega_c}{180^\circ} \right) \pi r_{\omega}: \quad (252)$$

Գլանի իրանի պատի t հաստությունը հաշվարկվում է իրանի երկայնական՝ σ_r , և առանցքային՝ σ_z , հարթություններում ձգման ամրության հետևյալ պայմաններից, և ընտրվում է ստացված մեծ արժեքը:

$$\sigma_r = P \left[\frac{D_y^2}{2 \cdot (D_y \cdot t + t^2)} + 1 \right] \leq \frac{\sigma_T}{n_T},$$

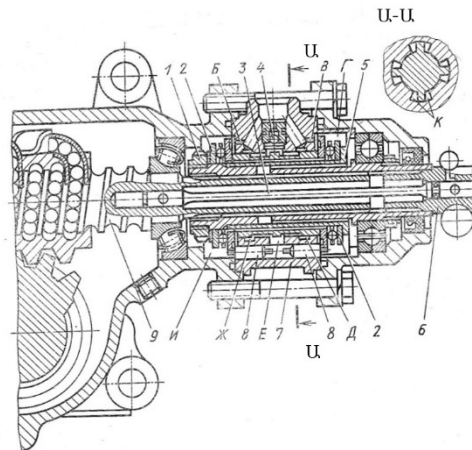
$$\sigma_z = P \left[\frac{D_y^2}{4 \cdot (D_y \cdot t + t^2)} \right] \leq \frac{\sigma_T}{n_T},$$

որտեղ P -ն ճնշումն է գլանի ներսում, D_n -ն՝ գլանի ներքին տրամագիծը, t -ն՝ գլանի պատի հաստությունը, σ_T -ն՝ իրանի նյութի հաստության սահմանը, n_T -ն՝ ամրության պաշարը, $n = 3,5 - 5,0$:

Ղեկավարման մեխանիզմի բաժանարարում աշխատանքային հեղուկի հոսքը ղեկավարող մղակային սարքը կազմված է պլունժերից և իրանից: Այն միացնում է կենտրոնացնող էլեմենտը և ռեակտիվ սարքը: Ղեկավարվող անիվների բոլոր դարձերի միացման հաճախականությունը նվազեցնելու համար բաժանարարը ներկառուցվում է ղեկավարման մեխանիզմում այնպես, որ մեխանիզմի հետադարձի օ.գ.գ-ի փոքր արժեքն առաջացնի բաժանարարի հետադարձ գործողության դժվարություն:

Պտուտակազնդիկավոր մանեկ-քանոն տիպի մեխանիզմում ներկառուցված ուժեղարարում պլունժերի առանցքային տեղափոխությունն ապահովվում է պտուտակի հենարանային հանգույցում առանցքային Δ բացակով: Եթե պտուտակը տեղակայված է երկու հոլովակային առանցքակալների վրա կամ կիրառվում է որդնյակային տիպի մեխանիզմ, ապա պտուտակի (որդնյակի) առանցքային տեղափոխության բացակայության պատճառով կիրառվում է լրացուցիչ պտուտակային փոխանցում: Բաշխիչի նման կառուցվածքն արդիական է (նկ. 98): Դրանում մղակի իրանում կան երեք օղաձև ներտաշվածքներ՝ D, E, Ж: Միջին ներտաշվածքը միացված է մղիչից աշխատանքային հեղուկի մուտքի փականին, իսկ եզրայինները՝ հեղուկը բաք արտամղելու առվակներին: Իրանի երեք ռեակտիվ խցերում ազատ տեղակայված են պլունժերներ: Մղակը ամրացված է վռանին՝ հենարանային առանցքակալների միջև, վռանը ղեկավարման մեխանիզմի կողմից գտնվում է պտուտակի հետ շփացային, առանց բացակի միացության մեջ և ունի առանցքային տեղափոխության հնարավորություն, իսկ հակառակ կողմից այն պտուտակային միացումով միացված է լիսեռին: Պտուտակը և

լիսեռը երիթային միացությամբ միացված են կողային K բացակով և ոլորալիսեռով: Մղակի իրանը Б և В անցքերով միացված է ելքի մագիստրալին:



Նկ. 98. Ներկառուցված ուժեղարարի բաշխիչով ղեկավարման մեխանիզմ.

Б և В - անցքեր, Г և У - խառնիչներ, D, E և Ж - ներտաշվածքներ, K - բացակ,
1 - հենարանային մանեկ, 2 - հենարանային առանցքակալ, 3 - ոլորալիսեռ, 4 - մղակի
պլունժեր, 5 - վռան, 6 - լիսեռ, 7 - մղակի իրան, 8 - ռեակտիվ մղակ, 9 - պտուտակ:

Պլունժերի չեզոք դիրքում աշխատանքային հեղուկը մղիչից մտնում է E ներտաշվածք և D և Ж ներտաշվածքներով արտամղվում է: Միննույն ժամանակ աշխատանքային հեղուկը լցվում է ռեակտիվ պլունժերի միջև ընկած խուցը և մղակի իրանի անցքով, այնուհետև խողովակաշարով մտնում ուժային գլանի խոռոչ:

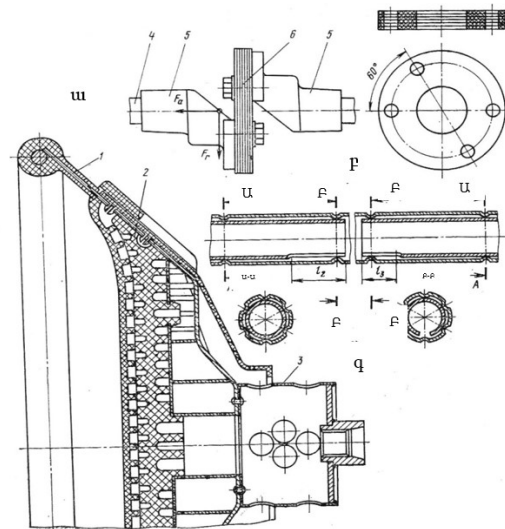
Ղեկանվի դարձի դեպքում ոլորալիսեռը ոլորվում է K բացակի չափով և շնորհիվ լիսեռի և վռանի պտուտակային միացության վռանն առանցքի ուղղությամբ տեղափոխվում է մղակի հետ: Ոլորալիսեռը ոլորվում է K բացակի սահմաններում, այնուհետև ուժը փոխանցվում է միայն երիթային միացությունով:

Բաժանարարի կենտրոնացնող և ռեակտիվ էլեմենտները ծառայում են պլունժերը չեզոք դիրքում պահելու համար: Դրանով պայմանավորված F_0 ուժը համապատասխանում է ուժեղարարի միացմանը: Ռեակտիվ էլեմենտները ծառայում են վարորդի մոտ «ճանապարհի

զգացում» առաջացնելու համար: Կիրառվող բաժանարարների կառուցվածքներում կենտրոնացնող էլեմենտները, որոնք միաժամանակ կատարում են նաև ռեակտիվ դեր, ռեակտիվ պլունժերներն են:

7.5. Ղեկի անվտանգ վարում

Ճանապարհատրանսպորտային պատահարների վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ ավտոմոբիլների ճակատային բախումների ժամանակ ղեկանիվը, ղեկասյունը և ղեկավարման մեխանիզմը վարորդի մարմնական վնասվածքների հիմնական պատճառն են: Ուստի ժամանակակից ավտոմոբիլների ղեկի վարման համակարգում կիրառվում են ավտոմոբիլի ճանապարհային բախումների ժամանակ նշված հանգույցների տեղափոխությունը և հարվածի էներգիան կլանող մի շարք էլեմենտներ (նկ. 99):



Նկ. 99. Բարձր անվտանգությամբ ղեկի վարման էլեմենտներ.
ա - ղեկանիվ՝ երեսպատված հեցով և ծակոտած գլանով, բ - կցորդով միացված ղեկասյուն, գ - էներգակլանիչ սարք:

Նկար 99բ-ում ներկայացված միացնող կցորդը պատրաստված է ռետինապատ էլաստիկ նյութից, որը ղեկասյան վրա ուժային բեռնվածքի

դեպքում դեֆորմացվում է՝ նվազեցնելով հարվածի ուժը և ապահովում միացված մեքենամասերի թույլատրելի տեղափոխություն: Հարվածի մեծ ուժերի դեպքում կպչում են կցաշուրթի շեղահատքերը: Կցորդի նյութի ամրությունը որոշվում է առանցքային ուժի՝ F_0 սահմանային արժեքով՝

$$F_0 = F_r \cdot tg\alpha = G_0 \cdot t\delta K_1 K_2 \sigma_B \cdot tg\alpha,$$

որտեղ F_r -ը շառավղային ուժն է, G_0 -ն՝ նյութի կտրվածքի լայնությունը, t -ն՝ միջնադիրի հաստությունը, δ -ն՝ միջնադիրների քանակը էլաստիկ կցորդումը, K_1 և K_2 -ը՝ գործակիցներ, որոնք հաշվի են առնում միջնադիրների ոչ միաժամանակյա կտրվելը և վտանգավոր կտրվածքի եզրում նյութի թելերի ամբողջականության խախտումը, $K_1 = 0,85$, $K_2 = 0,80$, α -ն՝ շեղահատքի անկյունը, σ_B -ն՝ ձգման լարումը, բիլտինգ տիպի բազմաշերտ նյութի համար՝ $\sigma_B'' = 5,5$ ՄՊա:

Ըստ P_0 առանցքային ուժի՝ կարելի է ընտրել էլաստիկ նյութի անհրաժեշտ չափերը և շեղահատքի անկյունը:

Նկար 99գ-ում պատկերված է երկու մասից բաղկացած դեկայունը՝ մամլված երկու կողմից արտաճնշում ունեցող խողովակի մեջ: Ղեկասյունը շլիցային միացությունով է: Բերված էլեմենտի հաշվարկը պահանջում է որոշել խողովակների մամլման համար անհրաժեշտ ու պահանջող ձգվածության ուժը՝

$$\Delta = \frac{m_B \cdot F_r}{4\pi E} \left(\frac{\lambda_H + \lambda_B}{h_T} \right), \quad (253)$$

որտեղ m_B -ն փոխադարձ հավասարակշռող շառավղային ուժերի քանակն է կամ խողովակում արտաճնշումների քանակը, F_r -ը՝ հաշվարկվող կտրվածքում խողովակների միջև շփման կետերում նորմալ ճնշման ուժը, λ_H և λ_B -ն՝ ներքին և արտաքին խողովակների համար գործակիցներ, h_T -ն՝ խողովակի հաստությունը:

Ընդ որում՝

$$\lambda_H = \sqrt[4]{3(1 - \mu^2) \cdot \left(\frac{R_H}{h_T} \right)^2},$$

$$\lambda_B = \sqrt[4]{3(1 - \mu^2) \cdot \left(\frac{R_B}{h_T} \right)^2},$$

որտեղ R_H և R_B -ն ներքին և արտաքին խողովակների միջին շառավիղներն են:

Ղեկասյան վրա F_a , առանցքային ուժը սահմանափակվում է մի խողովակը մյուսի մեջ մամլվելու ուժով՝ F_r , հետևաբար՝

$$F_a = F_r \cdot f,$$

որտեղ f -ը հաղորդակների մակերևույթների միջև շփման գործակիցն է՝ առանց յուղման: Ապահովիչ փափուկ վերդիրով և փափուկ նյութով երեսպատված հեցով դեկանիվը նպաստում է ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության բարձրացմանը (նկ. 99ա): Կակաչանման դեկանիվը կառուցվածքի անվտանգության տեսանկյունից պետք է ունենա երկու անվաճաղ՝ դասավորված տրամագծորեն հակառակ $140\text{-}160^\circ$ անկյան տակ ու թեքված հեցի մակերևույթի նկատմամբ՝ 20° -ից մեծ անկյան տակ:

ԳԼՈՒԽ 8. ԿԱԽՈՑՆԵՐ

8.1. Ընդհանուր դրույթներ

Ավտոմոբիլի կախոցը սարքերի ամբողջություն է, որն ապահովում է առաձգական կապ կրող համակարգի և կամրջակների (անիվների) միջև, այն նվազեցնում է կրող համակարգի ու անիվների դինամիկական բեռնվածքները և տատանումները, ինչպես նաև պահպանում թափքի դիրքն ավտոմոբիլի շարժման ժամանակ:

Կախոցի մեքենամասերն ըստ նշանակության լինում են՝

- առաձգական էլեմենտներ, որոնք ընդգրկում են լայնական կայունության կայունարարները: Այդ էլեմենտները նվազեցնում են ուղղահայաց տատանումներից առաջացած դինամիկ բեռնվածքները՝ պահպանելով ավտոմոբիլի անհրաժեշտ ընթացքի սահունությունը անհարթ ճանապարհներով շարժվելիս:

- Կախոցի ուղղատու սարքեր, որոնք անիվներից ավտոմոբիլի կրող համակարգին են փոխանցում ճանապարհի անհարթություններից գոյացող ուժերը և մոմենտներն ու պայմանավորում են կրող համակարգի նկատմամբ անվի տեղափոխության բնույթը:

- Կլանիչ սարքեր, այդ թվում նաև շփումը կախոցի մեքենամասերի միջև, որոնք ապահովում են թափքի և անիվների տատանումների մարումը՝ մեխանիկական էներգիան վերածելով ջերմայինի:

Ըստ առաձգական էլեմենտների տիպի՝ կախոցները լինում են զսպանային, զսպանակային, ոլորալիսեռային, ռետինե, պնևմատիկ, հիդրավլիկական և համակցված:

Կախոցներին ներկայացվում են հետևյալ պահանջները.

1. Պահպանել թափքի սեփական տատանումների թույլատրելի հաճախականությունը:

2. Ապահովել այնպիսի դինամիկ ընթաց, որը բացառի սահմանափակիչներին հարվածելու հնարավորությունը:

3. Ապահովել թափքի և անիվների տատանումների մարման ընդունելի բնութագիր:

4. Հակազդել շրջադարձի ժամանակ թափքի թեքման, տեղից պոկվելիս «հետևի վրա նստելուն» և արգելական ժամանակ «զլխի վրա գալուն»:

5. Պահպանել դեկավարվող անիվների տեղակայման պարամետրերը:

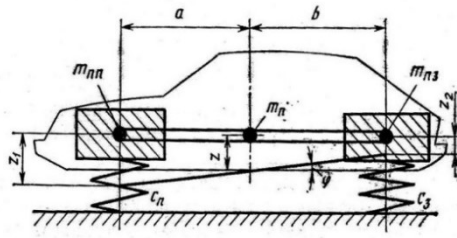
6. Ապահովել անիվների դարձի և դեկային վարման կինեմատիկայի համապատասխանությունը,:

7. Բացառել ուղղաձիգ առանցքի շուրջ անիվների տատանումները և ավտոմոբիլի ավելցուկային դարձելիությունը:

Մարդու օրգանիզմի վրա ազդում է ավտոմոբիլի տատանողական շարժման լայնաչափը, հաճախականությունը, արագացումը և արագացման ինտենսիվությունը: Մարդու համար առավել սովորական են դրա նորմալ քայլելուն համապատասխան հաճախականությամբ տատանումները: Կախոցքի լավարկված բնութագրերի դեպքում սեփական տատանումների հաճախականությունը կարող է լինել 0,8-1,2 Հց՝ մարդատար ավտոմոբիլների, և 1,2-1,9 Հց՝ բեռնատար ավտոմոբիլների մոտ:

8.2. Ավտոմոբիլի տատանումները և ընթացքի սահունությունը

Ավտոմոբիլի ընթացքի սահունությունը բնութագրող կախոցավորված զանգվածի տատանումների հաճախականությունը հիմնական տատանողական համակարգում որոշելու համար բավարար է հաշվի առնել միայն այն գործոնները, որոնք առաջ են բերում գծային Z և անկյունային φ տեղափոխություններ՝ առանց հաշվի առնելու չկախոցավորված զանգվածները և գրգռող գործոնները, այդ թվում՝ կախոցքների մեդմիչի դիմադրությունը (նկ. 100): Ընդունվում է, որ ավտոմոբիլը սիմետրիկ է երկայնական առանցքի նկատմամբ, որի պատճառով էլ ուսումնասիրվում է տատանումների հարթ մոդելը:



Նկ. 100. Ավտոմոբիլի հաշվարկային մոդելը:

Բերված համակարգի շարժման հավասարումը կազմելու համար օգտվենք Լագրանժի հավասարումից: Հաշվարկվող մոդելի կինեմատիկ և պոտենցիալ էներգիաները կլինեն՝

$$\begin{cases} K = 0,5m_n Z'^2 + 0,5m_n \rho^2 \varphi'^2 \\ \Pi = 0,5 \cdot C_n (Z - a\varphi)^2 + 0,5C_3 (X - b\varphi)^2 \end{cases} \quad (254)$$

Դիֆերենցելով (254) հավասարումներն ըստ ընդհանրացված կոորդինատների և տեղադրելով դրանք Լագրանժի հավասարման մեջ՝ կստանանք ուղղահայաց և երկայնական անկյունային տատանումների դիֆերենցիալ հավասարումների համակարգը.

$$\begin{cases} m_n Z'' + Z(C_n + C_3) + \varphi(C_n \cdot a - C_3 \cdot b) = 0 \\ m_n \cdot \rho^2 \cdot \varphi'' + \varphi(C_n \cdot a^2 + C_3 \cdot b^2) + Z(C_n \cdot a - C_3 \cdot b) = 0 \end{cases} \quad (255)$$

որտեղ՝

$$C_n = \frac{C_{pn} \cdot C_{wn}}{(C_{pn} + C_{wn})},$$

$$C_3 = \frac{C_{p3} \cdot C_{w3}}{(C_{p3} + C_{w3})},$$

որտեղ m_n -ը կախոցավորված զանգվածն է, C_{pn} և C_{p3} -ը՝ համապատասխանաբար առջևի և հետևի կամրջակների կախոցների առաձգական էլեմենտների բերված առաձգականության գործակիցները, C_{wn} և C_{w3} -ը՝ առջևի և հետևի պնևմատիկայի կոշտությունները համապատասխանաբար, ρ -ն՝ ավտոմոբիլի կախոցավորված զանգվածների իներցիայի շառավիղը:

Ստացված (28) հավասարումներից հետևում է, որ Z և φ կոորդինատները կախված են մեկը մյուսից: Դրանք միմյանցից կախված չեն լինի միայն այն դեպքում, երբ $C_n \cdot a - C_3 \cdot b = 0$: Այս դեպքում զանգվածի

կենտրոնում ազդող ծանրության ուժը կառաջացնի միայն ուղղահայաց տատանումներ, և (28) հավասարումների համակարգը կունենա հետևյալ տեսքը.

$$\begin{cases} m_n Z'' + Z(C_n - C_3) = 0 \\ m_n \cdot \rho^2 \cdot \varphi + \varphi(C_n \cdot a^2 + C_3 \cdot b^2) = 0 \end{cases} \quad (256)$$

Այդ հավասարումներին համապատասխան՝ սեփական հաճախականությունները կլինեն՝

$$\omega_z = \sqrt{\frac{C_n + C_3}{m_n}}, \quad \omega_\varphi = \sqrt{\frac{C_n a^2 + C_3 b^2}{m_n \cdot \rho^2}}. \quad (257)$$

ω_z և ω_φ հաճախականությունների հավասարության պայմանը կունենա հետևյալ տեսքը.

$$\frac{C_n + C_3}{m_n} = \frac{(C_n a^2 + C_3 b^2)}{m_n \cdot \rho^2}. \quad (258)$$

Ընդունված է, որ առջևի և հետևի կախոցավորված զանգվածների տատանումներն անկախ են և ճիշտ է հետևյալ պայմանը՝ $C_n = C_3 \cdot \left(\frac{b}{a}\right)$: Հետևաբար՝ (258) հավասարումից կհետևի, որ ուղղահայաց և անկյունային տատանումները հավասար կլինեն, երբ $\rho^2 = a \cdot b$:

Առջևի և հետևի կախոցավորված զանգվածների տատանումների սեփական հաճախականությունները կարելի է արտահայտել համապատասխան մասսաներով և կոշտություններով՝

$$\begin{cases} \omega_{zn} = \sqrt{\frac{C_n + C_n \cdot \frac{a}{b}}{m_n}} = \sqrt{\frac{C_n}{m_{nn}}} \\ \omega_{z3} = \sqrt{\frac{C_3 \cdot \frac{b}{a} + C_3}{m_n}} = \sqrt{\frac{C_3}{m_{n3}}} \end{cases}, \quad (259)$$

որտեղ՝ $m_{nn} = \frac{m_n \cdot b}{(a \cdot b)}$ և $m_{n3} = \frac{m_n \cdot a}{(a \cdot b)}$:

Առջևի և հետևի կախոցավորված զանգվածների տատանումները, $\varepsilon = \frac{\rho^2}{a \cdot b} = 0,8 - 1,2$ արժեքների դեպքում, գործնականում անկախ են, և սեփական տատանումների հաճախականությունները կարելի է որոշել՝ օգտվելով (32) հավասարումներից: Տատանումների հաճախականությունը բոլորում կախված է անկյունային հաճախականությունից հետևյալ արտահայտությամբ.

$$n_n = \frac{30\omega_n}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_n}{m_{nn}}} \text{ կամ } n_n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{m_{nn} \cdot g}{f_{CT} \cdot m_{nn}}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{CT}}} \approx \frac{30}{\sqrt{f_{CT}}},$$

որտեղ f_{CT} -ն կախոցի ստատիկ ճկվածքն է:

Անհարթությունով անցնելիս ավտոմոբիլի առջևի և հետևի անիվներին հաղորդվող ազդեցությունները առաջ են բերում թափքի անկյունային տեղափոխություններ: Ազդեցության տեղաշարժն ըստ t_{cg} ժամանակի կախված է ավտոմոբիլի L բազայից և շարժման արագությունից՝ $t_{cg} = \frac{L}{V}$:

8.3. Կախոցի առաձգական բնութագիրը

Կախոցի առաձգական բնութագիրը պնևմատիկ վրա ուղղահայաց բեռնվածքի R_z կախվածությունն է կախոցի դեֆորմացիայից՝ f չափված անվի առանցքի վրա (նկ. 101): Կախոցները բնութագրվում են ստատիկ՝ f_{CT} , և դինամիկ՝ f_g , բեռնվածքներով և դինամիկության գործակցով՝ K_g , որը որոշվում է $K_g = \frac{R_{Zmax}}{R_{ZCT}}$ հարաբերակցությամբ:

Առաձգական բնութագիրը պետք է անցնի լրիվ ստատիկ բեռնվածքին և ստատիկ ճկվածքին համապատասխանող կետով, որով գնահատվում է առաջադրված ընթացքի սահունությունը: Մյուս կողմից առաձգական էլեմենտի առավելագույն դեֆորմացման դեպքում դետալների բախումը բացառելու համար բնութագիրը պետք է անցնի b կետով, որը որոշվում է դինամիկության գործակցով, ընդ որում՝ $K_g = 1,75 - 2,5$: Ներկայացված պայմանները կարելի է ապահովել միայն կախոցի ոչ գծային բնութագրով: Գծային բնութագրի դեպքում՝ ob դինամիկության գործակիցը կարող է ունենալ առաջադրված արժեք, սակայն չի կարող ապահովել բավարար ընթացքի սահունություն: Իսկ ob' բնութագրի դեպքում ստատիկ ճկվածքը համապատասխանում է առաջադրվածին, սակայն հաճախ կարող են առաջանալ խփոցներ կախոցի փոքր դինամիկական տարողության պատճառով: Կախոցի տարողությունն այն աշխատանքն է, որը պետք է կատարել կախոցը լրիվ դեֆորմացնելու համար: Եթե կախոցի բնութագիրը գծային է, ապա տարողությունը կլինի՝

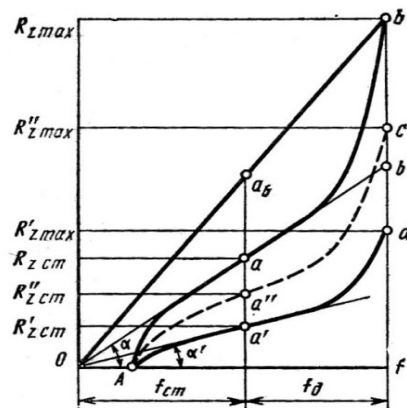
$$U = 0,5C \cdot f_{max}^2,$$

որտեղ C -ն կախողքի կոշտությունն է:

Դինամիկ ճկվածքը ստատիկ ճկվածքի համեմատությամբ կարող է լինել՝

- մարդատար ավտոմոբիլների համար՝ $f_g = 0,5f_{cm}$,
- ավտոբուսների համար՝ $f_g = 0,75f_{cm}$,
- բեռնատարների համար՝ $f_g = f_{cm}$:

Ըստ կախողի առաձգական բնութագրի՝ A - a - b , միացված թափարգելը նվազեցնում է ցվիքը OA -ով: Կախողի առաձգական բնութագրի վրա մեծ ազդեցություն ունի ավտոմոբիլի զանգվածի փոփոխությունը: Նկար 101-ում պատկերված է առաձգական բնութագրի ցանկալի տեսքը՝ դատարկ ($Aa'd$) և կիսաբեռնված ($Aa''c$) ավտոմոբիլների համար:



Նկ. 101. Կախողի բնութագրի լավարկված տեսքը:

Ընդհանուր դեպքում կախողքի վրա բեռնվածքի փոփոխման ժամանակ սեփական հաճախականությունը հաստատուն պահելու համար անհրաժեշտ է ունենալ ոչ գծային բնութագիր, որը բավարարում է հետևյալ պայմանը.

$$\frac{R_Z}{C_M} = f = f_{cm} = const, \quad (260)$$

որտեղ $C_M = \frac{dK_Z}{df}$ -ը կախողի կոշտությունն է բնութագրի ցանկացած կետում:

(33) հավասարումը կարելի է արտածել հետևյալ տեսքով.

$$\frac{dR_z}{R_z} = \frac{df}{f};$$

Բնտեգրելով բերված հավասարումը և օգտագործելով հետևյալ սկզբնական պայմանները, երբ $f = f_0$ և $R_z = R_{z_0}$, կստանանք՝

$$l_n R_z = \frac{f}{f_0} + C, C = lR_{z_0} - 1:$$

Հետևաբար՝

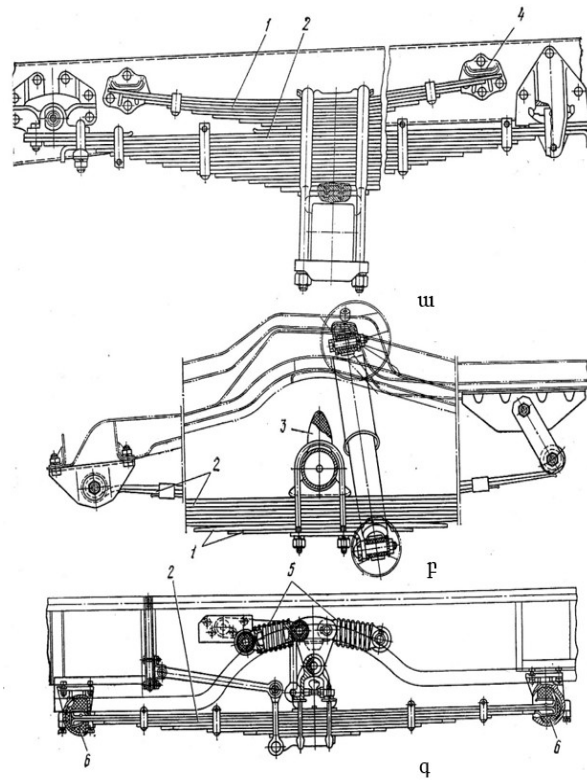
$$R_z = R_{z_0} \cdot e^{\frac{f}{f_0} - 1}. \quad (261)$$

Այսպիսով՝ որպեսզի ավտոմոբիլի թափքը, անկախ բեռնվածքից, ունենա սեփական տատանումների հաստատուն հաճախականություն, անհրաժեշտ է, որ կախոցի բնութագիրը փոփոխվի ցուցչային ֆունկցիայի օրենքով:

Գոյություն ունեն ցանկացած տիպի ոչ զծային առաձգական բնութագիր ստանալու մի շարք եղանակներ: Այդ նպատակով սովորաբար հիմնական առաձգական էլեմենտներին ավելացնում են մի քանի լրացուցիչ առաձգական էլեմենտներ (նկ. 102):

Բեռնատար ավտոմոբիլի հետին կամրջակի կախոցի կոշտությունը փոխելու համար սովորաբար օգտագործվում են լրացուցիչ զսպանակ (նկ. 102գ), որի երկարությունը բեռնվածքի մեծացմանը զուգահեռ փոփոխվում է, իսկ կոշտությունը՝ մեծանում: Նկար 102բ-ում պատկերված են այնպիսի զսպանների կառուցվածքներ, որոնցում նախատեսված են վերևի թերթիկների կորության շառավղից շատ մեծ կորության շառավղով լրացուցիչ ներքին թերթեր: Ներքին թերթերը կատարում են զսպանակի դեր՝ ապահովելով կոշտության ավելի սահուն աճ լրիվ ստատիկ բեռնվածքի դեպքում: Զսպանատակերը սկսում են աշխատել, երբ քայլը՝ $f_{B-n} = 0,6X_g$:

Առաձգական ցանկալի բնութագիր կարելի է ստանալ՝ օգտագործելով կարգավորող զսպանակներով կախոցներ (նկ. 102գ): Ստատիկ հավասարակշռության վիճակում կարգավորող զսպանակները գտնվում են հորիզոնական վիճակում, իսկ դինամիկայում սեղմվում են կամ ձգվում:



Նկ. 102. Լրացուցիչ առաձգական էլեմենտներով զսպանակային կախոցներ
1, 2 - լրացուցիչ և հիմնական զսպաններ, 3 - սեղմման թափարգել, 4 - կորագիծ հենարան,
5 - կարգավորող զսպանակներ, 6 - ռետինե հենարան:

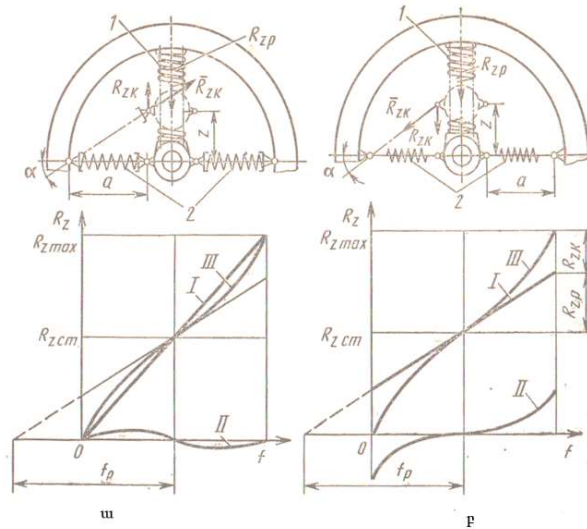
Անվի z չափով տեղափոխության դեպքում, ձգման տակ աշխատող զսպանակների մոտ առաջ է գալիս հիմնական առաձգական էլեմենտի վրա գործող R_{zp} ուժի ուղղությամբ ազդող R_{zk} ուժ: Նկար 103 ա-ում 1-ին ուղիղը համապատասխանում է հիմնական առաձգական էլեմենտին, իսկ 2-րդը՝ կարգավորող զսպանակին:

Արդյունքում III բնութագիրը կլինի ոչ գծային: Եթե կարգավորող զսպանակներն աշխատում են սեղմման տակ, ապա R_{zk} ուժը ուղղված է R_{zp} ուժին հակառակ, որը կբերի կախոցի կոշտության նվազման: Եթե կարգավորող զսպանակներն աշխատում են ձգման տակ, ապա

պայմանական ստատիկ ձկվածքը որոշվում է հիմնական առաձգական էլեմենտի C_p կոշտությամբ, իսկ դինամիկական տարողությունը կախված է հիմնական առաձգական էլեմենտի և կարգավորող առաձգական էլեմենտի գումարային ուժից $(R_{zp} + R_{zk})_{max}$: Եթե կատարող զսպանակն աշխատում է սեղմման տակ, պայմանական ստատիկ ձկվածքը որոշվում է առաձգական էլեմենտի և կարգավորող զսպանակի գումարային ազդեցությամբ, իսկ դինամիկ տարողությունը կախված է միայն հիմնական առաձգական էլեմենտից: Կարգավորող զսպանակներով ստեղծված պայմանը կլինի՝

$$R_{zk} = \bar{R}_{zk} \cdot \sin \alpha = C_n \left[\left(\frac{a}{\cos \alpha} \right) - a - \Delta f_n \right] \sin \alpha,$$

որտեղ Δf_n -ը կարգավորող զսպանակի դեֆորմացիան է չեզոք դիրքում, C_n -ը՝ կարգավորող զսպանակի կոշտությունը:



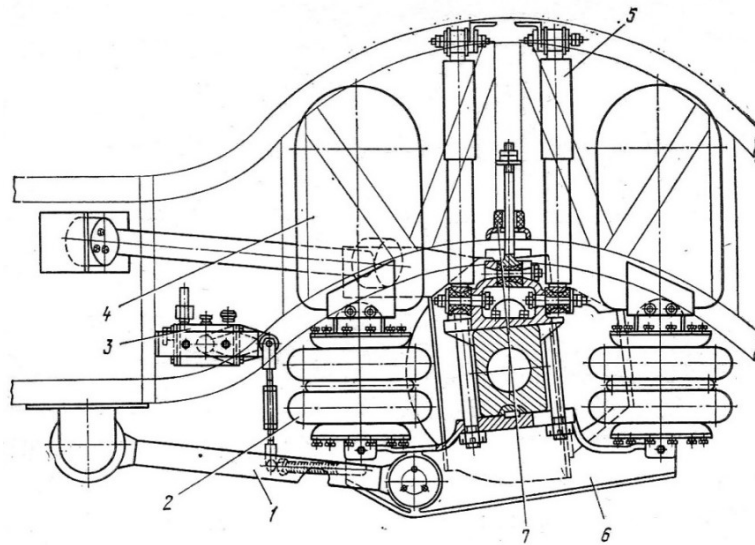
Նկ. 103. Կարգավորող զսպանակներով կախոց և դրա առաձգականության բնութագիրը.
ա - ձգում, բ - սեղմում, 1 - զսպանակի հիմք, 2 - կարգավորող զսպանակներ:

Արտահայտելով $\sin \alpha$ և $\cos \alpha$ -ն a -ով և z -ով՝ կունենանք՝

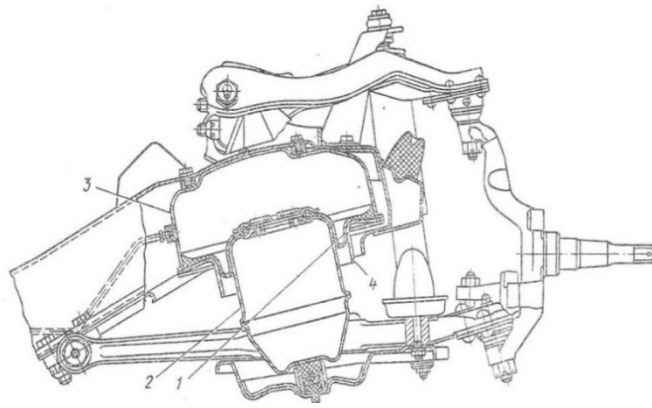
$$R_{zk} = C_n \cdot Z \left(1 - \frac{a + \Delta f_n}{a^2 + z^2} \right): \quad (262)$$

Կարգավորող զսպանակի սեղմման դեպքում առաջացած R_{zk} ուժը որոշելիս (262) բանաձևում Δf նշանը պետք է լինի բացասական:

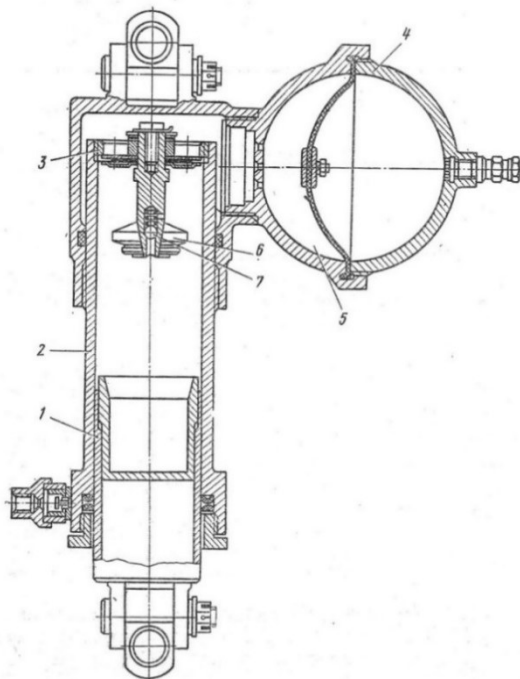
Կախված կախոցավորված զանգվածների մեծությունից՝ կախոցի կոշտության կարգավորումն առավել հեշտ է իրականացնել՝ կիրառելով պնևմատիկ առաձգական էլեմենտներ: Ըստ առաձգական էլեմենտի տիպի՝ պնևմատիկ կախոցները կարող են լինել՝ ռետինակորդավոր և փոխազուցավոր առաձգական էլեմենտներով: Բալոնային տիպի պնևմատիկ առաձգական էլեմենտով և դիաֆրագմային առաձգական էլեմենտով կախոցների սխեմաները պատկերված են նկար 104 և 105-ում, իսկ հիդրոպնևմատիկը՝ նկար 106-ում: Դրանցում սեղմված գազը կամ օդը բալոնում գտնվում է 0,5-0,8 ՄՊա ճնշման պայմաններում:



Նկ. 104. Առջևի տանող անիվների կախյալ պնևմոբալոնային կախոց.
1 - ձգան, 2 - բալոն, 3 - կարգավորիչ, 4 - ռեզերվուար, 5 - մեղմիչ, 6 - հեծան,
7 - ավարտի թափարգել:



Նկ. 105. Դիաֆրագմային
առաձգական էլեմենտով
առջևի պնևմատիկ կախոց.
1 - ռետինակորդային դիաֆրագմա,
2 - մխոց, 3 - իրան, 4 - ուղղատու:

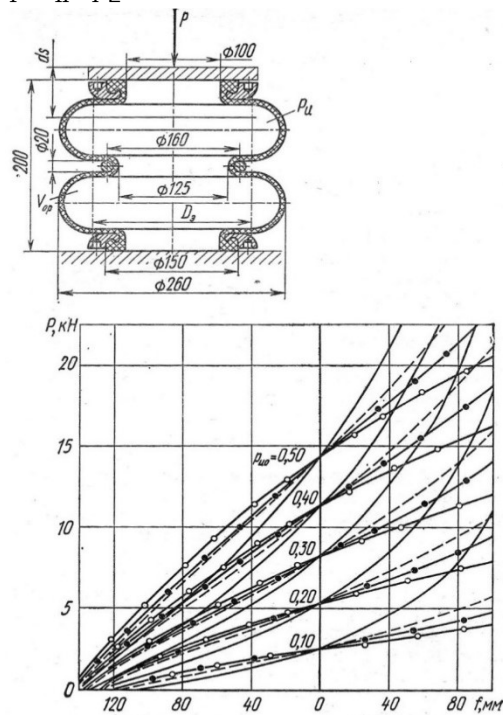


Նկ. 106. Հիդրոպնևմատիկ
առաձգական էլեմենտ.
1 - մխոց, 2 - գլան, 3 - սկավա-
ռակ, 4 - գնդաձև կափարիչ,
5 - հիդրավլիկական ռեզեր-
վուար, 6 - թրթռամարիչ,
7 - հետադարձ փական:

Բալոնի ճկվածքի մեծացմանը զուգահեռ ներքին ծավալը փոքրանում է, իսկ օդի ճնշումը և կախոցքի կոշտությունը՝ մեծանում: Պահանջվող ծավալով ընտրված օդի լրացուցիչ ռեգերվուարի առկայությունը կհավասարակշռի օդի ճնշման ավելացմանը և կնվազեցնի կախոցքի կոշտությունը:

Ռեգերվուարի ճիշտ ընտրությամբ և բալոնում օդի ճնշման կարգավորմամբ կարելի է փոփոխվող բեռնվածքների դեպքում հաստատուն պահել կախոցքի ճկվածքը և ավտոմոբիլի թափքի բարձրությունը:

Նկար 107-ում և 108-ում պատկերված են տարբեր ծավալներով և ճնշումներով բալոնային և դիաֆրագմային տիպի առաձգական էլեմենտների բնութագրերը:

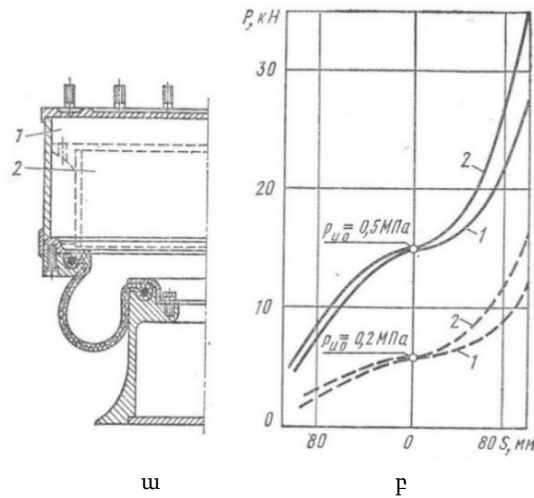


Նկ. 107. Լրացուցիչ ծավալով և ճնշումով բալոնային առաձգական էլեմենտ.

— $V_3 = 0$, --- $V_3 = 7$ l, ●—●—● $V_3 = 14$ l, ○—○—○ $V_3 = 90$ l

Բալոնային տիպի առաձգական էլեմենտները թափքի սեփական տատանումների հաճախականությունը պահպանում են ավելի քան $1,0-1,3$ վրկ⁻¹ և պահանջում են լրացուցիչ V_k^I ծավալով ռեգերվուար:

Դիաֆրագմային առաձգական էլեմենտներն ապահովում են ավելի փոքր հաճախականություն: Դրանք հիմնականում կիրառվում են մարդատար ավտոմոբիլների և ավտոբուսների համար: Նկար 108-ում պատկերված է դիաֆրագմային առաձգական էլեմենտի կառուցվածքը և բնութագիրը, որտեղ V_k և V_k^I ծավալների տարբերությունը 3 լ է: Ի տարբերություն բալոնային տիպի էլեմենտների՝ դրանք միևնույն ճնշման և կառուցվածքի չափերի դեպքում ունեն փոքր բեռնատարողություն, իսկ դինամիկական բեռնվածքների դեպքում՝ մեծ կոշտություն:



Նկ. 108. Դիաֆրագմային առաձգական էլեմենտի կառուցվածքային սխեման (ա) և բնութագիրը (բ).
սխեմայում՝ 1 - գլան, 2 - մխոց,
բնութագրում՝ 1, 2 - համապատասխանաբար V_k և V_k^I ,
— $P_{H0}=0,5$ ՄՊա, --- $P_{H0}=0,2$ ՄՊա:

Պննմատիկ կախոցների հիմնական առավելություններն են առաձգական էլեմենտում շփման բացակայությունը, փոքր զանգվածը և

քիչ աղմուկը: Դրանց հիմնական թերություններն են մեծ արժեքը, կառուցվածքի բարդությունը, կոմպրեսատորի և փականների կարգավորիչի սահմանափակ երկարակեցությունը:

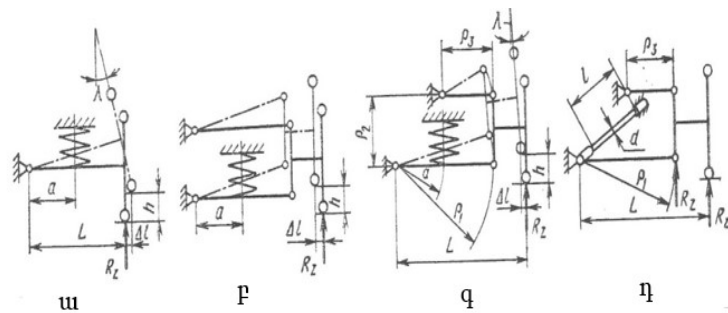
8.4. Ուղղատու սարքեր

Ուղղատու սարքերն ապահովում են անվի տեղափոխությունը հենարանային հարթության և թափքի միջև ուժային փոխազդեցությունը: Կախյալ կախոցներում սովորաբար կիրառվում են պարզ կառուցվածքով և փոքր արժեքով կիսաէլիպտիկ զսպաններ: Դրանց հիմնական թերություններն են երկու անիվների ուղղահայաց տատանումների փոխկապակցված լինելը և մեծ զանգվածը:

Մեծ լծակով անկախ կախոցների դեպքում (նկ. 109ա) տեղի է ունենում անվի պտտման հարթության և միջանվային հեռավորության փոփոխություն, այդ պատճառով դրանք չեն կիրառվում առջևի ղեկավարվող անիվների դեպքում:

Երկու հավասար երկարությամբ լծակներով անկախ կախոցը (նկ. 109բ) լրիվ բացառում է անվի պտտման հարթության թեքման անկյունը: Երկու տարբեր երկարությամբ լծակներով անկախ կախոցը (նկ. 109գ և դ) հնարավորություն է տալիս անվի h մեծությամբ բարձրանալու դեպքում սահմանափակել λ անկյունը մինչև այնպիսի արժեքներ, որոնց դեպքում M_r -ը չի գերազանցում շփման մոմենտը համակարգում և չի պտտի ղեկավարվող անիվը դարձակի առանցքի նկատմամբ: Անվահետքերի հեռավորության նվազագույն Δl փոփոխությունը չպետք է առաջացնի անվի սահք հենարանային հարթությունում, այլ պետք է հավասարակշռվի պնևմատիկ առաձգականությամբ:

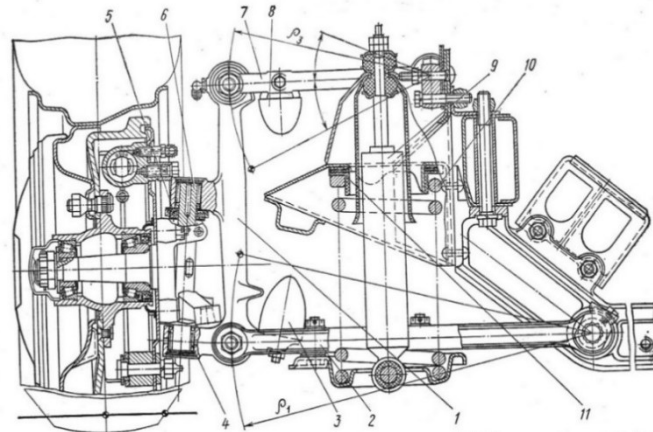
Կախոցներում վերին և ներքին երկարությունների հարաբերությունը պետք է լինի $\frac{\rho_3}{\rho_1} = 0,55 - 0,65$, որի դեպքում λ անկյունը պետք է լինի $5-6^\circ$ -ից ոչ ավելի, իսկ $\Delta l \leq 4 - 5$ մմ:



Նկ. 109. Երկայնական հարթությունում պտտվող անիվներով կախոցքի կինեմատիկ սխեմաները

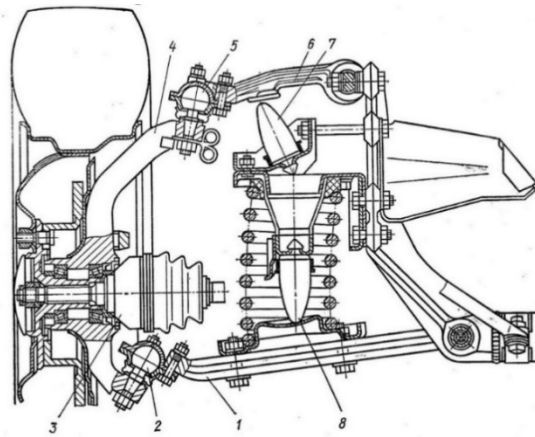
ա - մեկ լծակով, բ և գ - հավասար և ոչ հավասար երկարությամբ երկու լայնական լծակներով, դ - նույնը ոլորալիսեռային առաձգական էլեմենտով:

Նկար 110-ում պատկերված է լայնական հարթությունում տեղափոխված առանցքային կախոց, իսկ նկար 111-ում նույն ձևով տեղափոխված՝ առանց առանցքային կախոցի տանող առջևի անիվների համար:



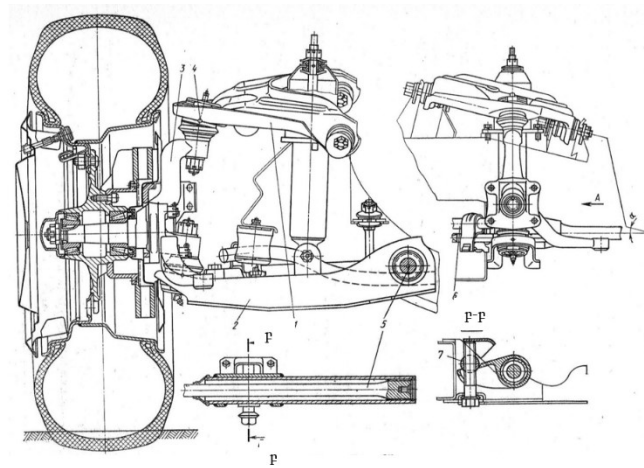
Նկ. 110. Լայնական ձգանով առջևի կամրջակ.

1 - ուղղահայաց կանգնակ, 2 և 7 - ներքին և վերին լծակներ, 3 և 8 - սեղման և ավարտի բուֆերներ, 4 և 5 - առանցքակալներ՝ համապատասխանաբար ասեղնավոր և գնդիկավոր, 6 - տնացից, 9 - մեղմիչ, 10 - զսպանակ, 11 - միջադիր:



Նկ. 111. Երկայնական ձգաններով առանց սոնացի
առջևի տանող անիվների կախոց.

1 և 6 - վերևի և ներքևի լծակներ, 2 և 5 - համապատասխանաբար ներքևի և վերևի
գնդիկավոր հողակապեր, 3 - հավասար անկյունային արագությամբ հող, 4 - ուղղահայաց
կանգնակ, 7 և 8 - սեղմման և ավարտի բուֆերներ:



Նկ. 112. Առանց սոնացի ոլորալիսեռային՝
վերին լծակի ճոճման թեքված առանցքով կախոց.

1 և 2 - վերին և ներքին լծակներ, 3 - ուղղաձիգ կանգնակ,
4 - գնդային հող, 5 - ոլորալիսեռ, 6 - կայունարար, 7 - ոլորալիսեռը ոլորող սարք:

Նկար 112-ում և 113-ում պատկերված են երկու լայնական լծակներով կախոցներ, որոնց մոտ վերին լծակի ճոճման առանցքը թեքված է երկայնական հարթությունում, որպեսզի նվազեցվի կախոցավորված զանգվածների խփոցը արգելակման ռեժիմում:

Ուղղաձիգ կանգնակի վերին և ներքին սոնացքերով անցնող գծերի հատման a կետը անվի դարձի ակնթարթային կենտրոնն է, երբ այն պտտվում է կախոցավորված մասի շուրջը: P_j իներցիոն ուժի մոմենտը կրերի R_{z_1} և R_{z_3} ռեակցիաների ΔZ_m փոփոխություն՝

$$\Delta Z_m = P_j \frac{H}{L} :$$

Արգելակման $M_\tau = P_\tau \cdot h_1$ մոմենտից առաջ է գալիս լրացուցիչ ուղղաձիգ ուժ՝ ΔP :

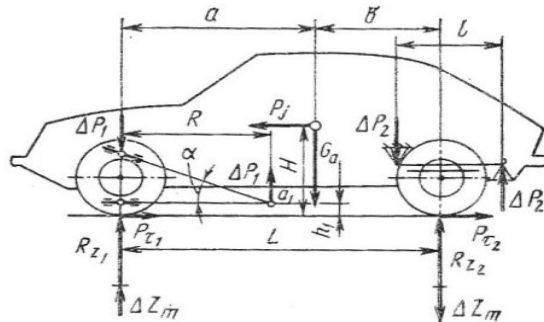
$$\Delta P = P_{\tau_1} \cdot \frac{h}{R}$$

Գումարային՝ $\sum P = \Delta Z_m + \Delta P$ ուժից կախոցի ճկվածքը կլինի՝

$$f_n = \frac{\Delta Z_m - \Delta P_1}{c_n} = \frac{P_j}{c_n} \left(\frac{H}{L} - \frac{\beta_1 \cdot h_1}{R} \right), \quad (263)$$

որտեղ $\beta_1 = \frac{P_\tau}{P_j}$, h_1 -ը ներքին լծակից մինչև ճանապարհի հետ անվի կոնտակտի հարթության հեռավորությունն է, P_τ -ն՝ արգելակման ուժը, c_n -ը՝ առջևի կախոցի ուղղաձիգ կոշտությունը, H -ը՝ ավտոմոբիլի ծանրության կենտրոնի բարձրությունը:

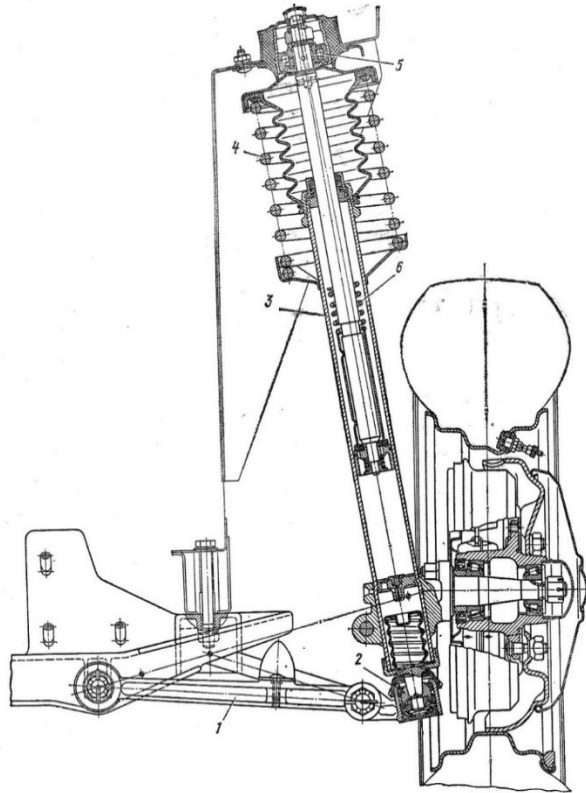
Ստացված (263) հավասարումից երևում է լծակի թեքման ազդեցությունը կախոցի ճկվածքի վրա h_1 և R մեծությունների միջոցով:



Նկ. 113. Կախոցներ չունեցող կախոցի հաշվարկման սխեման:

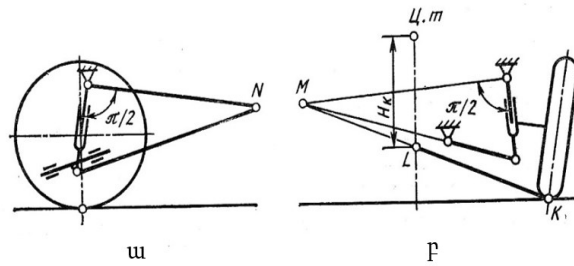
Այժմ լայն կիրառություն են ստացել լծակափոխագուցավոր կախոցները (նկ. 114), որոնց առանձնահատկությունն այն է, որ կանգնակում կա ուղղորդման և էներգակլանման գործողությունների համատեղման հնարավորություն, ինչը բերում է կառուցվածքի պարզեցման և մետաղատարության նվազեցման: Կախոցն ունի նվազագույն թվով հոդեր:

Կախոցի թեքման ակնթարթային կենտրոնի (L) բարձրությունը կարող է բավական մեծ լինել (նկ. 115), որը կփոքրացնի թեքման բարձրությունը և կնվազեցնի լայնական կայունության կայունարարի անհրաժեշտ կոշտությունը:



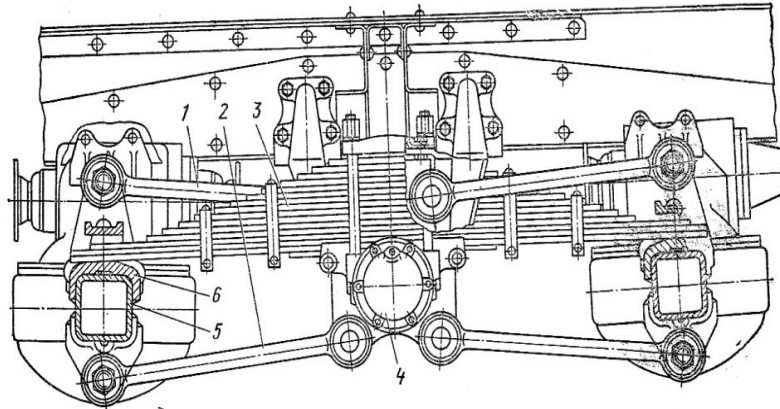
Նկ. 114. Լծակափոխագուցավոր առջևի կախոց.

1 - լայնական լծակ, 2 - գնդիկավոր հենարան, 3 - մեղմացնող կանգնակ,
4 - զսպանակ, 5 - վերին հենարան, 6 - ավարտի բուֆեր:



Նկ. 115. Լծակափոխագուցավոր տիպի կախոցի կենտրոնի՝ N, և թեքման կենտրոնի՝ L դիրքը:

Բազմակամրջակ ավտոմոբիլներում կիրառվում են տարբեր տիպի ճոճանային կախոցներ: Երեք կամրջակներով ավտոմոբիլներում լայն կիրառություն ունեն զսպաններով ճոճանային կախոցները (նկ. 116), որոնք կրում են միջին և հետին կամրջակների ուղղձիզ բեռնվածքները: Այդ կախոցների առավելությունն այն է, որ անիվների՝ միմյանց նկատմամբ տեղափոխությունների դեպքում թափքը երկու անգամ ավելի քիչ է տեղափոխվում:



Նկ. 116. Զսպաններով բալանսիրային կախոցը.
1 և 2 - վերին և ներքին ռեակտիվ մետաղաձողեր, 3 - զսպան, 4 - բալանսիրի առանցք,
5 - տանող կամրջակի հեծան, 6 - զսպանի հենարան:

Զսպաններով ճոճանային կախոցների ուղղատու սարքերի կինեմատիկ սխեմային (նկ. 117) ներկայացվում են հետևյալ լրացուցիչ պահանջները.

1. Կամրջակի հեծանի նկատմամբ զսպանի հորիզոնական տեղափոխությունները՝ $\Delta X'_{pm}$ և ΔX_{pm} , որոնցով բնութագրվում է զսպանի և հենարանի շփման մակերեսների մաշը, պետք է լինի նվազագույնը: Մի շարք կախոցներում այդ տեղափոխությունները նվազեցված են մինչև 0,2-0,4 սմ: Կարդանային փոխանցման մաշի և երկարակեցության վրա ազդող անկյունային տեղափոխությունները՝ $\Delta \sigma$ նվազագույնն են: ΔX_{pm} , ΔX_M և $\Delta \sigma$ տեղափոխությունների արժեքները կախված են ուղղատու սարքի լծակների հողակապերով կազմված ABCD քառոդակի չափերից:

Ավտոմոբիլի յուրաքանչյուր կամրջակ ունի երեք կանգնակ՝ երկու ներքևի և մեկ վերին: Վերևի կանգնակի վրա ազդող ուժը կլինի՝

$$R = \frac{[2P_\varphi(r_k - m)]}{m+n}, \quad (264)$$

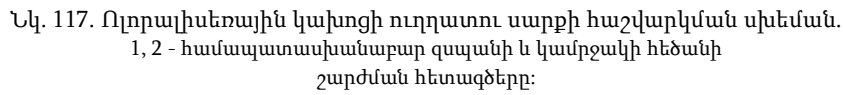
իսկ ներքևի կանգնակի վրա ազդող ուժը՝

$$T_{\pi(n)} = 2 \cdot P_\varphi \left[\frac{(r_k + n)(0,5b \pm l)}{(m+n) \cdot b} \pm \frac{e}{b} \right], \quad (265)$$

որտեղ l -ը կամրջակի կենտրոնի նկատմամբ վերևի ռեակտիվ կանգնակի շեղումն է, b -ն՝ հեռավորությունը ներքևի կանգնակների միջև:

Վերևի նշանը վերաբերում է քիչ բեռնված կանգնակին: Ներքևի ձախ և աջ կանգնակների վրա բեռնվածքները կլինեն հավասար՝ $T_A = T_n$, եթե $e = 0$: Կանգնակների հողերի հավասար ամրություն և հավասարաչափ մաշ ապահովելու համար անհրաժեշտ է, որ $R = T_A = T_n$, ինչը հնարավոր է, եթե $n = r_k - 2m$:

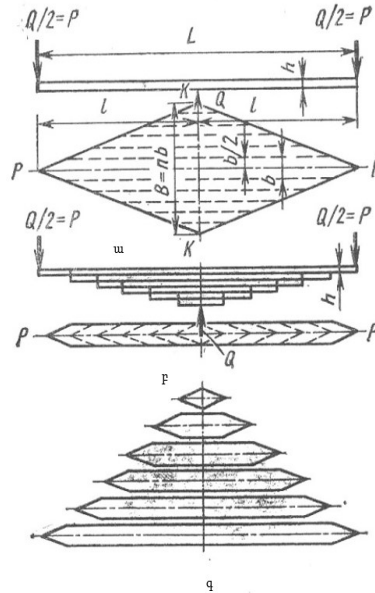
Ուղղատու սարքերի կանգնակների և ձգանների կառուցվածքային չափերը որոշվում են ըստ (264) և (265) արտահայտություններով ստացված բեռնվածքների: Կախոցքի ձգանները պատրաստվում են պողպատ 30,35 կամ 40-ից, իսկ կանգնակները՝ պողպատ 30X կամ 40X-ից:



Ավտոմոբիլների շահագործման պայմանների բազմազանության պատճառով կախոցքի առաձգական էլեմենտները կարող են քայքայվել անբավարար ստատիկ ամրության պատճառով, կամ հոգնածության դիմադրության հետևանքով: Ավտոմոբիլի շահագործման ժամանակ առաձգական էլեմենտների ամրություն վրա ազդում են հիմնականում ուղղահայաց բեռնվածքների լարումները, որի պատճառով էլ առաձգական էլեմենտները սովորաբար հաշվարկվում են ըստ հնարավոր առավելագույն ուղղահայաց բեռնվածքների՝ ընդունելով դրանք հաստատուն բեռնվածքներ:

Թերթավոր զսպանի տեսակարար պոտենցիալ էներգիան՝ $A = \frac{1}{6} \cdot \frac{\sigma}{E}$, իսկ զսպանակի և ոլորալիսեռի համար՝ $A = \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau^2}{G}$, որտեղ σ և τ -ն համապատասխանաբար նորմալ և շոշափող լարումներն են, E և G -ն՝ ձգման ոլորման առաձգականության մոդուլը:

Եթե ընդունենք, որ $G = 0,385E$, ապա $\sigma = \tau$ դեպքում առաձգական էլեմենտի միավոր ծավալի պահեստային էներգիան զսպանակի և ոլորալիսեռի մոտ կլինի 4 անգամ ավելի, քան թերթավոր զսպանի մոտ: Բազմաթերթ զսպանի հաշվարկման հիմքում դրված է մեկ թերթով զսպանի հաշվարկը, որն իրենից ներկայացնում է հավասար դիմադրությամբ հեծան (նկ. 118):



Նկ. 118. Հավասար դիմադրության երկբազուկ զսպանի հաշվարկային սխեման.
 u - մեկ թերթով, p , q - բազմաթերթ:

Լարումը՝ σ , և ճկվածքը՝ f , միաբազուկ եռանկյան բարձակավոր զսպանակի (նկ. 36ա) KK կտրվածքում կլինի՝

$$\sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{GPl}{Bh^2}, f = \frac{Pl^3}{2EI_0}, \quad (266)$$

որտեղ՝ $I_0 = \frac{Bh^3}{12}$:

Մեկ թերթով երկբազուկ բեռնվածքը՝ $P = 0,5Q$, $l = 0,5L$, σ լարումը և f ճկվածքը կլինեն՝

$$\sigma = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q \cdot L}{B h^2}, f = \frac{3}{8} \cdot \frac{Q L^3}{E \cdot B \cdot h^2} \quad (267)$$

Նկար 118բ և գ-ում մեկ թերթով զսպանը փոխարինվել է բազմաթերթ զսպաններով: Եթե զսպանի կենտրոնում ազդում է Q ուժ, ապա կարելի է ընդունել, որ σ_u լարումը և f ճկվածքը որոշվում են (40) բանաձևերով՝ ունենալով հետևյալ տեսքը՝

$$\sigma_u = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q \cdot L}{n b h^2}, f = \frac{3}{8} \cdot \frac{Q L^3}{E \cdot n \cdot b \cdot h^3} \quad (268)$$

որտեղ n և b -ն բազմաթերթ զսպանի թերթերի համապատասխանաբար թիվն ու լայնությունն է:

Համապատասխանաբար այդպիսի զսպանի կոշտությունը կլինի՝

$$C = \frac{Q}{f} = \frac{32 \cdot E I_0}{L^3} = \frac{8}{3} \cdot \frac{E n b h^3}{L^3}, \quad (269)$$

$$f = \delta \frac{Q L^3}{48 E I_0} = \delta \frac{Q L^3}{4 E n b h^3}, \quad (270)$$

որտեղ δ -ն ճկվածքի գործակիցն է:

Այսպիսով՝ ունենալով զսպանի անհրաժեշտ կոշտությունը՝ C , բեռնվածքը՝ Q , և թույլատրելի լարումը՝ σ , կարելի է որոշել բազմաթերթ, հավասար դիմադրությամբ զսպանի կառուցվածքային չափերը:

Հավասար դիմադրության զսպանի համար՝ $\delta = 1,5$: Իրական զսպանների համար $\delta = 1,25 - 1,40$, արմատական թերթը ուժեղացնելու համար լրացուցիչ թերթի կիրառման դեպքում՝ $\delta = 1,25$:

Ռեալ զսպանի կոշտությունը և լարումը կլինեն՝

$$C = \frac{Q}{f} = \frac{1}{\delta} \cdot \frac{E n b h^3}{4 L^3}, \quad (271)$$

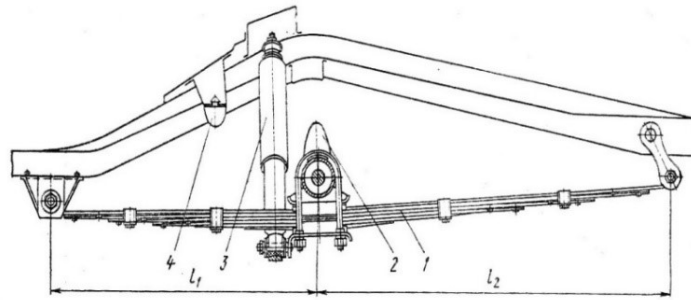
$$\sigma_u = \frac{1,5 \cdot Q \cdot L}{n b} \quad (272)$$

Մի շարք ավտոմոբիլների մոտ կիրառվում են ոչ սիմետրիկ զսպաններ (նկ. 119):

Այդ զսպանների ճկվածքը և լարումը կլինի՝

$$f = \delta \frac{4 l_1^2 \cdot l_2^2 \cdot Q}{E_n \cdot b h^3 \cdot L}, \quad (273)$$

$$\sigma_4 = \frac{6 Q l_1 l_2}{L n b h^3} \quad (274)$$



Նկ. 119. Մարդատար ավտոմոբիլի հետին կախոցի
ոչ սիմետրիկ թերթավոր զսպան.
1 - զսպան, 2 - սեղմման բամպեր, 3 - մեղմիչ, 4 - լրացուցիչ բամպեր:

Ոչ սիմետրիկ զսպանների կիրառումը հնարավորություն է տալիս նվազեցնել հետին կամրջակի առջևի մասի և դրա հետ մեկտեղ կարդանի հետին հոդի բարձրացումը, որը կբարելավի կարդանային փոխանցման աշխատանքը և կնվազեցնի թափքում թունելի բարձրությունը: Այդ տիպի զսպանների առջևի մասի կոշտությունը ավելի մեծ է, քան հետևի մասինը, որը հակազդում է արգելակման ժամանակ ավտոմոբիլի «կտցահարմանը» և «նստելուն»՝ թափառքի ժամանակ: Զսպակի երկարության որոշման համար կարելի է օգտվել (270) և (272) արտահայտություններից.

$$f = \delta \frac{\sigma_{max} \cdot L^2}{6E \cdot h},$$

$$L = \sqrt{\frac{6}{\delta \sigma_{max}} \frac{Eh}{\delta \sigma_{max}}},$$

որտեղ E -ն առաձգականության մոդուլն է՝ ըստ ձգման $E = 20,5 \cdot 10^4$ ՄՊա, f -ը՝ զսպանի ընդհանուր ճկվածքը, σ_{max} -ը՝ ծռման թույլատրելի առավելագույն լարումը:

Զսպանի թերթերի լայնությունն ընտրելիս ցանկալի է, որ պահպանվի հետևյալ անհավասարությունը՝

$$6 < \frac{b}{h} < 10:$$

Զսպանի թերթերի քանակը սովորաբար լինում է 6-14: Զսպանները պատրաստվում են 55°C, 55C2 կամ 60C2 պողպատներից: Առավելագույն դինամիկական ճկվածքի դեպքում լարումը չպետք է գերազանցի 900 ՄՊա:

Զսպանակներ և ոլորալիսեռներ: Ոլորալիսեռները զսպանակների համեմատությամբ ունեն պատրաստման մեծ աշխատատարություն, սակայն դրանցով կահավորված կախոցներ ունեն փոքր չկախոցավորված զանգվածը և շրջանակի վրա բեռնվածքի բարենպաստ բաշխում, քանի որ ուղղահայաց բեռնվածքների մոմենտը փոխանցվում է ոչ թե լծակների ամրացման գոտուն, այլ՝ ոլորալիսեռի հակառակ վերջավորությունից: Զսպանակների և ոլորալիսեռների հիմնական թերությունն այն է, որ դրանք պահանջում են ուղղատու սարքեր, որի պատճառով էլ, չնայած առաձգական էլեմենտների կառուցվածքի պարզությանը, կախոցներն ունեն ավելի բարդ կառուցվածք, քան զսպանային կախոցները:

Լծակային տիպի կախոցներում զսպանակը ենթարկվում է ոչ միայն սեղմման, այլ նաև ծռման այն պատճառով, որ մի ծայրով այն ամրացված է շարժվող լծակին: Այդ ծռումը մեծ ազդեցություն ունի կախոցի կոշտության և զսպանակի լարման վրա: Այդ լարումները նվազեցնելու համար զսպանակի առանցքը դինամիկական ճկման դեպքում պետք է մոտավորապես ուղղաձիգ լինի:

Զսպանակի և գալարի տրամագծերը որոշվում են ըստ ամրության պայմանի՝

$$\tau = \frac{M_{kp}}{W_{kp}} = \frac{8 \cdot P_{np} \cdot D \cdot K}{\pi \cdot d^3}, \quad (275)$$

որտեղ P_{np} -ն զսպանակի վրա ազդող ուժն է, D և d -ն՝ զսպանակի և գալարի միջին տրամագիծը, K -ն՝ զսպանակի ներքին մակերեսում լարումների աճը հաշվի առնող գործակիցը:

Զսպանակները պատրաստվում են 55°C, 55C2 կամ 60C2 պողպատներից, որոնց թույլատրելի լարումը առավելագույն ճկման դեպքում՝ $[\tau] = 1000$ ՄՊա: Զսպանակի գալարների թիվը որոշվում է անհրաժեշտ սեփական հաճախականության պահպանման պայմանից, երբ՝

$$n_n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c_n}{m_{nH}}}. \quad (276)$$

(276) արտահայտությունից, առաջադրված n_n հաճախականության և m_{nn} զանգվածի համար կարելի է գտնել կախոցի բերված կոշտության c_n արժեքը, այնուհետև առաձգական էլեմենտի բերված կոշտությունը՝

$$c_{pn} = \frac{c_n \cdot c_{uu}}{(c_{uu} + c_n)},$$

որտեղ c_{uu} -ն պնևմատիկ կոշտությունն է:

Անկախ կախոցի (նկ. 119) բերված կոշտությունը c_{pn} կախված է առաձգական էլեմենտի կոշտությունից հետևյալ առնչությամբ.

$$C = c_{pn} \cdot \left(\frac{\rho_1}{a}\right)^2:$$

Զսպանակի ճկվածքը և կոշտությունը կլինեն՝

$$f = \frac{8P_{np}D^3 \cdot i}{Gd^4},$$

$$C = \frac{P_{np}}{f} = \frac{Gd^4}{8D^3 \cdot i}. \quad (277)$$

Վերջին արտահայտությունից աշխատանքային գալարների թիվը կլինի՝

$$i = \frac{Gd^4}{8D^3},$$

որտեղ G -ն սահքի առաձգականության մոդուլն է՝ $7,8 \cdot 10^4$ ՄՊա:

Զսպանակի գալարների լրիվ թիվը կլինի՝

$$i_n = i + (1,5 - 2,0):$$

Կախոցի ոլորալիսեռը կարող է ունենալ երկայնական և լայնական դասավորությամբ լծակներով ուղղատու սարք: Ոլորալիսեռները կարող են գտնվել ինչպես վերևի, այնպես էլ ներքևի լծակում (նկ. 119գ):

Կլոր կտրվածքով ոլորալիսեռի տրամագիծն ընտրվում է ըստ ամրության պայմանի.

$$\tau_{max} = \frac{16}{(\pi d^3)} \max,$$

որտեղ M_{max} -ը ոլորման առավելագույն մոմենտն է, d -ն՝ ոլորալիսեռի տրամագիծը:

Ոլորալիսեռների նյութի համար՝ $\tau_{max} = 1000 - 1050$ ՄՊա:

Ոլորալիստեի կոշտությունը նույնպես որոշվում է սեփական տատանումների առաջադրված հաճախականության պայմանից՝ ըստ (276) արտահայտության: Տորսիոնի ոլորման անկյունը՝ φ , և կոշտությունը՝ C , որոշվում են հետևյալ արտահայտություններով.

$$\begin{aligned}\varphi &= \frac{T \cdot l}{G \cdot I}, \\ C &= \frac{T}{\varphi} = \frac{G \cdot I}{l} = \frac{G \cdot \pi d^4}{(32)};\end{aligned}\quad (278)$$

(49) արտահայտությունից կարելի է որոշել ոլորալիստեի երկարությունն առանց երիթային վերջավորության, որի տրամագիծը՝ d , և երկարությունը՝ l_u , երաշխավորվում է ընտրել ըստ ոլորալիստեի տրամագծի՝ d .

$$d_u = (1,2 - 1,3)d, l_u = (0,6 - 1,2)d:$$

Հավաքման հեշտության համար երիթային վերջավորությունները պատրաստվում են տարբեր տրամագծերով:

Թերթավոր ոլորալիստեն ունի շրջանակի և լծակի հետ պարզ ամրացում, որը բացառում է լարումների խտությունը:

Թերթավոր ոլորալիստեի լարումը՝ τ , և կոշտությունը՝ C .

$$\begin{aligned}\tau &= 3M_{max} \cdot \frac{(1+0,6\frac{h}{b})}{i \cdot h^2 b}, \\ C &= \frac{M_{max}}{\varphi} = \frac{G b^3 \cdot h}{3l} \left(1 - 0,6 \frac{1}{R}\right) i,\end{aligned}$$

որտեղ b -ն ոլորալիստեի թերթի կտրվածքի փոքր կողմի երկարությունն է, h -ը՝ ոլորալիստեի թերթի կտրվածքի մեծ կողմի երկարությունը, i -ն՝ թերթերի թիվը:

Պննմատիկ առաձգական էլեմենտ: Ենթադրենք՝ նկար 107-ում պատկերված պննմոբալոնը բեռնված է P ուժով և ունի ds ճկվածք: Այս դեպքում P ուժի աշխատանքը կկազմի Pds , իսկ աշխատանքային նյութի (օղի) ճնշման աշխատանքը կլինի $P_u \cdot dv$:

Հնարավոր տեղափոխությունների սկզբունքի հիման վրա՝

$$Pds + P_u \cdot dv = 0, \quad (279)$$

որտեղ P_u -ն առաձգական էլեմենտում օղի ճնշումն է, dv -ն՝ առաձգական էլեմենտի ծավալի փոփոխությունը:

Թաղանթի դեֆորմացման աշխատանքը չի դիտարկվում՝ հաշվի առնելով դրա փոքր արժեքը ճնշման ուժի աշխատանքի համեմատությամբ:

(279) հավասարումից կստանանք՝

$$\frac{P}{P_u} = A_{\Phi} = - \left(\frac{dv}{ds} \right):$$

Հետևաբար, արդյունավետ մակերեսը՝ A_{Φ} , հավասար է ծավալի ածանցյալին ըստ ճկվածքի:

Առաձգական էլեմենտի բեռնատարողությունը՝ P , կլինի՝

$$P = P_u \cdot A_{\Phi} = (P - P_a) A_{\Phi} = \left(\frac{P_0 V_0^n}{V^n} - P_a \right) \cdot A_{\Phi}, \quad (280)$$

որտեղ P -ն առաձգական էլեմենտում օդի բացարձակ ճնշումն է, P_a -ն՝ մթնոլորտի ճնշումը, n -ը՝ պոլիտրոպի ցուցիչը, ռետինե բալոնային էլեմենտների համար՝ $n = 1,4$, V -ն՝ առաձգական էլեմենտում օդի ծավալը, P_0 և V_0 -ն՝ համապատասխանաբար ստատիկ բեռնման դեպքում առաձգական էլեմենտում օդի ճնշումը և ծավալը:

Դիֆերենցելով (280) հավասարումն ըստ տեղափոխության՝ կստանանք էլեմենտի կոշտությունը.

$$C = \frac{dp}{ds} = \frac{dp}{ds} \cdot A_{\Phi} + (P - P_a) \left(\frac{dA_{\Phi}}{ds} \right): \quad (281)$$

Քանի որ $P = P_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V} \right)^n$, ապա $\frac{dp}{ds} = - \frac{n \cdot P_0 \cdot V_0^n}{V^{n+1}} \cdot \frac{dV}{ds} = \frac{n \cdot P_0 \cdot V_0^n}{V^{n+1}} \cdot A_{\Phi}$:

Տեղադրելով ստացված արտահայտությունները (281)-ում՝ կունենանք՝

$$C = \frac{n \cdot P_0 \cdot V_0^n}{V^{n+1}} \cdot A_{\Phi} + \left(\frac{P_0 \cdot V_0^n}{V^n} - P_a \right) \left(\frac{dA_{\Phi}}{ds} \right): \quad (282)$$

Հավասարման աջ մասի առաջին անդամը բնութագրում է կոշտության վրա առաձգական էլեմենտի ծավալի ազդեցությունը, երկրորդը՝ բալոնի ձևի ազդեցությունը:

Ստատիկ բեռնվածքի ազդեցության դեպքում էլեմենտի կոշտությունը՝ C_0 կլինի՝

$$C_0 = \frac{n \cdot P_0}{V_0} A_{\Phi}^2 + (P_0 - P_a) \frac{dA_{\Phi}}{ds}: \quad (283)$$

Ներկայացնենք V_0 ծավալը՝ $V_0 = V_{op} + V_{\Phi}$, որտեղ V_{op} -ն առաձգական էլեմենտի ծավալն է, V_{Φ} -ն՝ միացված լրացուցիչ էլեմենտի ծավալը:

Ստացված (283) արտահայտությունից կարելի է որոշել կախոցքի առաձգական էլեմենտի կոշտությունը՝ C_0 և համապատասխան անհրաժեշտ լրացուցիչ ծավալը՝ V_3 :

Կախոցքի բնութագրի վրա լրացուցիչ ծավալի և ճնշման ազդեցությունը պատկերված են նկար 107 և 108-ում:

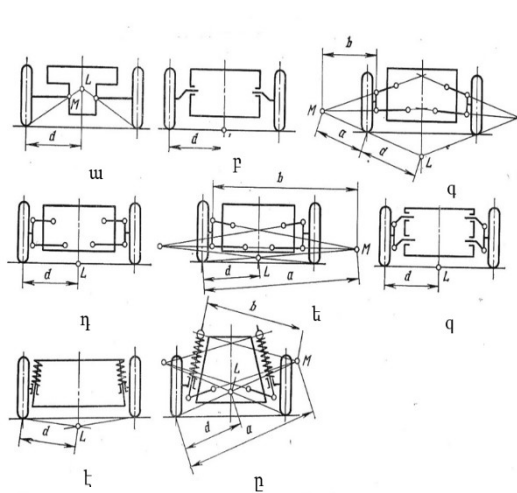
Փոքր կոշտությամբ կախոցքների կիրառումը հանգեցնում է դարձերի դեպքում ավտոմոբիլի թեքման անկյան մեծացման: Լայնական թեքման անկյունը որոշվում է որպես կողային R_y , ուժի մոմենտի՝ $M_a = R_y \cdot h + m_n g h$ և կախոցքի անկյունային C_a կոշտության հարաբերություն.

$$\alpha = \frac{M_a}{C_a}$$

կամ

$$\alpha = \frac{R_y \cdot h}{(C_a + m_n g)}, \quad (284)$$

որտեղ m_n -ը կախոցավորված զանգվածն է, h -ը՝ հեռավորությունը թեքման կենտրոնից մինչև թափքի կախոցավորված զանգվածի ծանրության կենտրոնը:



Նկ. 120. Անկախ կախոցքների անկյունային կոշտության և թեքման կենտրոնի դիրքի որոշման սխեմաները:

Անկյունային թեքման անկյունը կարելի է նվազեցնել ոչ միայն մեծացնելով անկյունային կոշտության՝ C_a , այլ նվազեցնելով ծանրության կենտրոնից մինչև թեքման առանցքը եղած հեռավորությունը՝ h : Նկար 120-ում պատկերված են անկախ կախոցների սխեմաները, կախոցի անկյունային կոշտության հաշվարկման համար անհրաժեշտ թեքման կենտրոնը և անհրաժեշտ չափերը: Բերված կախոցների մեծ մասում թեքման կենտրոնի բարձրությունը կախված է առաձգական էլեմենտների դեֆորմացիայից, հետևաբար նաև ավտոմոբիլի բեռնվածքից:

Նկար 120-ում պատկերված սխեմաներով անկախ կախոցների (բացի նկ. 120գ, դ, զ) անկյունային կոշտությունը կլինի՝

$$C_{a1} = 2 \cdot C_n d^2:$$

Նկար 120 գ, դ, զ կախոցների համար՝

$$C_{a2} = 2C_n \left(\frac{bd}{a}\right)^2:$$

Կախյալ կախոցների անկյունային կոշտությունը կլինի՝

$$C_{a1} = 0.5 \cdot C_n B^2,$$

որտեղ B -ն առաձգական էլեմենտների միջև հեռավորությունն է, C_n -ը՝ կախոցի կոշտությունը:

Կողային ուժի ազդեցությամբ կախոցավորված զանգվածների լայնական թեքումը նվազեցնելու համար կիրառում են լայնական կայունության ստաբիլիզատորներ, որոնք զգալիորեն մեծացնում են կախոցի անկյունային կոշտությունը: Թափքի կողային թեքում առաջ բերող կողային ուժը առանցքներով բաշխվում է կախոցի անկյունային կոշտությանը համեմատական.

$$M_{a1} = M_a \frac{C_{a1}}{C_{a1} + C_{a2}},$$

$$M_{a2} = M_a \frac{C_{a2}}{C_{a1} + C_{a2}}:$$

Անկյունային կոշտության բաշխումը պետք է լինի այնպիսին, որ պահպանվի $M_{a1} > M_{a2}$ անհավասարությունը: Այս դեպքում ռեակցիայի մեծ վերաբաշխում տեղի կունենա առջևի ղեկավարվող անիվների վրա,

որը կհանգեցնի անիվների կողատարման մեծացման և անբավարար դարձելիության:

C_{a2} -ի նկատմամբ C_{a1} կոշտության անհրաժեշտ մեծացում ապահովում են ստաբիլիզատորների կիրառմամբ՝ հիմնականում առջևի կամրջակում: Ստաբիլիզատորը գործում է կախոցքի առաձգական էլեմենտին զուգահեռ և դրա C_{cr} կոշտությանը ավելանում է C_a անկյունային կոշտությունը, արդյունքում՝ $C_a^I = C_a + C_{cr}$:

8.6. Մեղմիչներ

Կախոցներում գոյություն ունեն կախոցավորված և չկախոցավորված զանգվածների երկու տիպի շարժման դիմադրություններ՝ չոր շփում և հիդրավլիկական՝ մեղմիչի կիրառմամբ: Չոր շփումով դիմադրությունը վատացնում է ավտոմոբիլի ընթացքի սահունությունը, այդ պատճառով կախոցներում կիրառվում են հիդրավլիկական մեղմիչներ: Ավտոմոբիլի կախոցում մեղմիչները կլանում են թափքի ուղղահայաց և երկայնական տատանումները, ինչպես նաև ճանապարհի անհարթությունների պատճառով պնևմատիկայի ուղղահայաց տատանումները: Ավտոմոբիլաշինությունում լայնորեն կիրառվում են հիդրավլիկական զսպանները, որոնց դիմադրության ուժը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ.

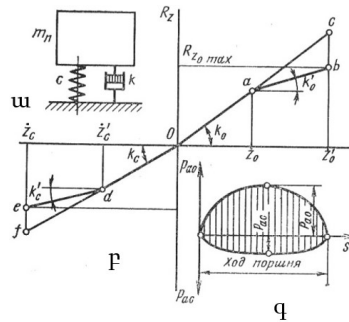
$$F_a = K \dot{Z}_{OT}^i, \quad (285)$$

որտեղ K -ն մեղմիչի դիմադրության գործակիցն է, $\dot{Z}_{OT}$ -ն՝ պնևմատիկ նկատմամբ թափքի ուղղահայաց տեղափոխության արագությունը, i -ն՝ աստիճանացույց, որը բնութագրում է մեղմիչի բնութագիրը. գծային՝ $i = 1$, պրոգրեսիվ՝ $i > 1$ և ռեգրեսիվ՝ $i < 1$:

Ավտոմոբիլաշինությունում հիմնականում կիրառվում են տելե-սկոպիկ մեղմիչներ, որոնց գլանը և մխոցը անմիջապես միացված են ավտոմոբիլի կախոցավորված և չկախոցավորված զանգվածներին, ունեն մեծ ընթացք և աշխատում են համեմատաբար փոքր՝ $2,5 < 5,0$ ՄՊա ճնշման տակ: Լծակավոր մեղմիչներն ունեն փոքր քայլ և աշխատում են մեծ ճնշման տակ՝ 15-30 ՄՊա:

Մեղմիչները տարբերվում են K_c սեղմման և K_0 հետհրման գործակիցներով, ինչպես նաև բեռնաթափման փականներով: Առավել մեծ կիրառություն ունեն երկկողմանի գործողությամբ ոչ սիմետրիկ բնութագրով՝ $K_0 > K_c$, բեռնաթափող փականներով փոխազուցավոր մեղմիչները:

Սեղմման ժամանակ դիմադրության նվազեցման նպատակն է անհարթությունների հաղթահարման ժամանակ նվազեցնել մեղմիչների միջոցով թափքին հաղորդվող ուժը: Սեղմման և հետհպման գործակիցների միջև կապն այսպիսին է՝ $K_c = (0,15 - 0,25)K_0$: Մեղմիչում դիմադրության գործակիցները որոշվում են մարման կրիտիկական գործակցով, երբ կախոցավորված զանգվածները տատանվում են առաձգական էլեմենտների վրա (նկ. 121ա):



Նկ. 121. Մեղմիչի բնութագրի հաշվարկման սխեման.
ա - տատանողական համակարգ, բ և գ - մեղմիչի բնութագիրն
ըստ արագության և ընթացքի:

Ավտոմոբիլի կախոցավորված զանգվածի m_n շարժման հավասարումը հեղուկ շփման առկայության դեպքում կլինի՝

$$m_n \ddot{Z} + CZ + KZ = 0 \text{ կամ } \ddot{Z} + \left(\frac{C}{m_n}\right) \cdot Z + \left(\frac{K}{m_n}\right) Z = 0:$$

Նշանակենք $\frac{C}{m_n} = \omega_0^2$ և $\left(\frac{K}{m_n}\right) = 2n$, կստանանք հետևյալ հավասարումը՝

$$\ddot{Z} + \omega_0^2 Z + 2n\dot{Z} = 0: \quad (286)$$

Մածուցիկ շփման դեպքում ազատ տատանումների հաճախականությունը կլինի՝

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - n^2}: \quad (287)$$

Կրիտիկական են K_{kp} այն մարումները, որոնց դեպքում պարբերական տատանումները վերափոխվում են ոչ պարբերականի, այսինքն՝ $\omega = 0$: Այս դեպքում (287) հավասարումից կունենանք՝ $\omega_0^2 = n^2$, կամ $\frac{c}{m_n} = \frac{K_{kp}}{2m_n}$, որտեղից՝

$$K_{kp} = 2\sqrt{Cm_n}: \quad (288)$$

Ավտոմոբիլի մեղմիչի դիմադրության գործակիցը հաշվարկների ժամանակ ընդունվում է՝ $K_{Cp} = 0,5(K_c + K_0)$:

Այս դեպքում ոչ պարբերականության հարաբերական գործակիցը կլինի՝ $\psi_0 = \frac{K_{Cp}}{K_{kp}}$:

Ապացուցված է, որ՝ $\psi_0 = 0,20 - 0,30$:

Նկար 121բ-ում պատկերված է երկկողմանի գործողությամբ, բեռնաթափման փականներով մեղմիչի ոչ սիմետրիկ բնութագիրը: Այդ փականները միացվում են միացի շարժման արագության $\dot{Z}_0$ և $\dot{Z}_c$ արժեքների դեպքում, որը ժամանակակից ավտոմոբիլներում կազմում է մոտավորապես 0,30 մ/վրկ: Բեռնաթափման փականների դիմադրության գործակիցների՝ K_0^I և K_c^I ընտրությունը կատարվում է ըստ թույլատրելի ուղղահայաց բեռնվածքի՝ $R_{z_{0max}}$ և $R_{z_{cmax}}$ և միացի տեղափոխության առավելագույն արագության, որը կազմում է 0,50-0,60 մ/վրկ: Ընդ որում՝ $R_{z_{0max}} = \dot{Z}_0 \cdot K_0^I$, $R_{z_{cmax}} = \dot{Z}_c \cdot K_c^I$:

Երբ տատանման հարաբերական արագությունները $\dot{Z}_0$ ավարտի քայլի և $\dot{Z}_c$ սեղմման ընթացքի ժամանակ դառնում են էական, բացվում են բեռնաթափման փականները, որոնք ունեն փոքր դիմադրության գործակից: Ուժն աճում է $a - b$ և d_c ուղիղներով:

Մեղմիչի դիմադրության ուժի գնահատման համար օգտվում են աշխատանքային դիագրամից (նկ. 121գ), որը միացի քայլից կախված մեղմիչի դիմադրության փոփոխման բնութագիրն է՝ որոշված տատանման 1,5 Հց հաճախականության դեպքում: Աշխատանքային բնութա-

գրում դիմադրության ուժի առավել մեծ արժեքներ՝ P_{ac} և P_{ao} , համապատասխանում են այդ ռեժիմում դրա տեղափոխության առավելագույն արժեքին: Աշխատանքային հեղուկի անցման կտրվածքի մակերեսները՝

$$f_c = \frac{A_w^2}{K_C \rho_0} \sqrt{\frac{\gamma P_c}{2g}},$$

$$f_0 = \frac{(A_n + A_w)}{K_0 \rho_0} \sqrt{\frac{\gamma P_0}{2g}}, \quad (289)$$

որտեղ ρ_0 -ն ծախսի գործակիցն է, $0,60 \div 0,75$, γ -ը՝ հեղուկի խտությունը, P_c և P_0 -ն՝ ճնշումը մեղմիչի խցերում:

Աշխատանքային հեղուկի ջերմությունը որոշվում է ջերմային բալանսի հավասարումից՝

$$\frac{N_t}{427} = K_\tau \cdot S_0(t - t_0), \quad (290)$$

որտեղ N_t -ն մեղմիչի կլանած հզորությունն է, K_τ -ն՝ մեղմիչի պատով դեպի մթնոլորտ ջերմահաղորդականության գործակիցը, S_0 -ն՝ մեղմիչի արտաքին պատերի մակերեսը, t և t_0 -ն՝ մեղմիչի պատերի և մթնոլորտի ջերմությունը:

Գլանաձև մակերևույթների համար՝

$$K_\tau = \frac{3,4 \cdot V_B^{0,7}}{D^{0,3}}:$$

Ընդունվում է, որ օդի հոսքի արագությունը հավասար է ավտոմոբիլի արագությանը, իսկ $K_\tau = 45 - 60 \text{ Վտ}/(\delta^2 \text{°C})$: D -ն մեղմիչի արտաքին տրամագիծն է: Մեղմիչի կլանած հզորությունը համապատասխանում է Oab և Odc բեկյալների և հորիզոնական առանցքի միջև ընկած մակերեսին (նկ. 121բ):

$$N_t = 0,5(P_c + P_0) \cdot V_p = 0,5(K_0 + K_c) \cdot V_p^2:$$

Մեղմիչի միացի աշխատանքային արագությունը կազմում է $V_p = 0,20 - 0,30 \text{ մ/վրկ}$, K_0 և K_c -ն մեղմիչի ավարտին և սեղմմանը համապատասխան դիմադրության գործակիցներն են: P_c և P_0 մեղմիչի ավարտին և սեղմմանը համապատասխանող ուժերը:

Տեղադրելով K_τ և N_t արժեքները (59) հավասարման մեջ՝ կստանանք՝

$$t = \frac{N_t}{427 \cdot K_\tau \cdot S_0} + t_0:$$

Մեղմիչի տաքացումը չպետք է գերազանցի 100 °C սահմանը:

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆ

1. Քոչինյան Հ.Ջ. Ավտոմոբիլի ագրեգատների հաշվարկ և նախագծում: Դասագիրք. - Եր.: Լույս, 1994. - 368 էջ:
2. Քոչինյան Հ.Ջ, Մուսայելյան Գ.Վ. Ավտոմոբիլային ագրեգատների հաշվարկ: Խնդիրների ժողովածու. - Եր.: Ճարտարագիտություն, 2018. - 256 էջ:
3. Анурев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В трех томах. - Том 1. - М.: Машиностроение, 2001. - 920 с.
4. Анурев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В трех томах. - Том 2. - М.: Машиностроение, 2001. - 901 с.
5. Анурев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В трех томах. - Том 3. - М.: Машиностроение, 2001. - 859 с.
6. Вахлемов В.К. Автомобили. Конструкция и элементы расчета. - М.: Академия, 2006. - 480 с.
7. Осенчугов В.В., Фрумкин А.К., Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. - М.: Машиностроение. 1989. - 304 с.

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

ՆԱԽԱԲԱՆ	2
ԳԼՈՒԽ 1. ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՀԻՄՈՒՆՔՆԵՐ	5
1.1. Ավտոմոբիլների տիպաժ և շահագործական որակ	5
1.2. Ավտոմոբիլի հարմարադասման սխեմաների վերլուծությունը	8
1.3. Ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի ագրեգատներում ստատիկ բեռնվածքների գնահատումը	13
1.4. Ավտոմոբիլի տրանսմիսիայի և ընթացքային մասի դինամիկական բեռնվածքները	15
1.5. Ավտոմոբիլի տրանսմիսիայում առավելագույն մոմենտների որոշումը	18
1.6. Ավտոմոբիլի ընթացքային մասի բեռնվածքները՝ կախված ճանապարհի անհարթություններից	21
1.7. Տրանսմիսիայի ստատիկ ամրության հաշվարկման բեռնվածքային ռեժիմների ընտրությունը	26
ԳԼՈՒԽ 2. ԿՑՈՐԴԻՉՆԵՐ	29
2.1. Կցորդման ազույցներին ներկայացվող պահանջները	29
2.2. Կցորդիչի կառուցվածքային սխեմաները	30
2.3. Կցորդիչի հիմնական կառուցվածքային չափերի որոշումը	37
2.4. Ֆրիկցիոն կցորդիչի տեղապատույտի և ջերմային բեռնվածքի գնահատումը	39
2.5. Կցորդիչի տարրերի կառուցվածքային սխեմաները և հաշվարկը	45
2.6. Կցորդիչի ոլորող տատանումների մարիչներ	53
2.7. Կցորդիչի կառավարման հաղորդակներ	56
ԳԼՈՒԽ 3. ՓՈԽԱՆՑՈՒՄՆԵՐԻ ՏՈՒՓ	64
3.1. Փոխանցումների տուփերի կառուցվածքային առանձնահատկությունները	64
3.2. Փոխանցումների տուփի հիմնական պարամետրերի որոշումը	68
3.3. Փոխանցումների տուփի լիսեռներ և առանցքակալներ	76
3.4. Պլանետար փոխանցումներ	79
3.5. Անաստիճան փոխանցման տարատեսակները	85
3.5.1. Հիդրոդինամիկական փոխանցումներ	86
3.5.2. Հիդրոտրանսֆորմատորի բնութագրերը	90
ԳԼՈՒԽ 4. ԿԱՐԴԱՆԱՅԻՆ ՓՈԽԱՆՑՈՒՄ	99
4.1. Պահանջներ կարդանային փոխանցման նկատմամբ	99

4.2. Կարդանային հողակապերի կինեմատիկան	102
4.3. Կարդանային լիսեռների հաշվարկ	105
4.4. Կարդանային հողակապերի հաշվարկը.....	109
ԳԼՈՒԽ 5. ԳԼԽԱՎՈՐ ՓՈԽԱՆՑՈՒՄ, ԴԻՖԵՐԵՆՑԻԱԼ	114
5.1. Գլխավոր փոխանցման դասակարգումը	114
5.2. Գլխավոր փոխանցման հիմնական պարամետրերի որոշումը	120
5.3. Դիֆերենցիալ	126
5.4. Տանող անիվների շարժաբեր	130
ԳԼՈՒԽ 6. ԱՐԳԵԼԱԿՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳ	136
6.1. Արգելակման համակարգին ներկայացվող պահանջները	136
6.2. Թմբուկավոր արգելակման մեխանիզմների սկզբունքային սխեմաները	139
6.3. Կոճղակի վերդիրի երկարությամբ ճնշման բաշխումը	142
6.4. Կոճղակի վրա արգելակման մոմենտի որոշումը.....	144
6.5. Թմբուկավոր արգելակման մեխանիզմների տարրերի հաշվարկը.....	147
6.6. Սկավառակային արգելակման մեխանիզմների կառուցվածքը և հաշվարկը	156
6.7. Արգելակման համակարգի հաղորդակ	160
6.8. Արգելակման ուժի կարգավորիչների նախագծման հիմունքները.....	168
6.9. Հակաբլոկավորող համակարգեր	177
ԳԼՈՒԽ 7. ՂԵԿԱՅԻՆ ՎԱՐՈՒՄ	181
7.1. Ընդհանուր դրույթներ	181
7.2. Ղեկի վարման հաղորդակի կառուցվածքը և հաշվարկը	185
7.3. Ղեկի վարման մեխանիզմի հաշվարկը	192
7.4. Հիդրոուժեղարարի հաշվարկը և նախագծումը.....	202
7.5. Ղեկի անվտանգ վարում.....	208
ԳԼՈՒԽ 8. ԿԱՆՈՑՔՆԵՐ	211
8.1. Ընդհանուր դրույթներ	211
ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆ.....	245

ԲԱԶԻԿՅԱՆ Ն.Ա.

ԱՎՏՈՏՐԱՆՍՊՈՐՏԱՅԻՆ ՄԻՋՈՑՆԵՐ.

ՀԱՇՎԱՐԿ ԵՎ ՆԱԽԱԳԾՈՒՄ

ԵՐԵՎԱՆ

2022

БАЗИКЯН Н.А.

АВТОТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА.

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ

ЕРЕВАН

2022