

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

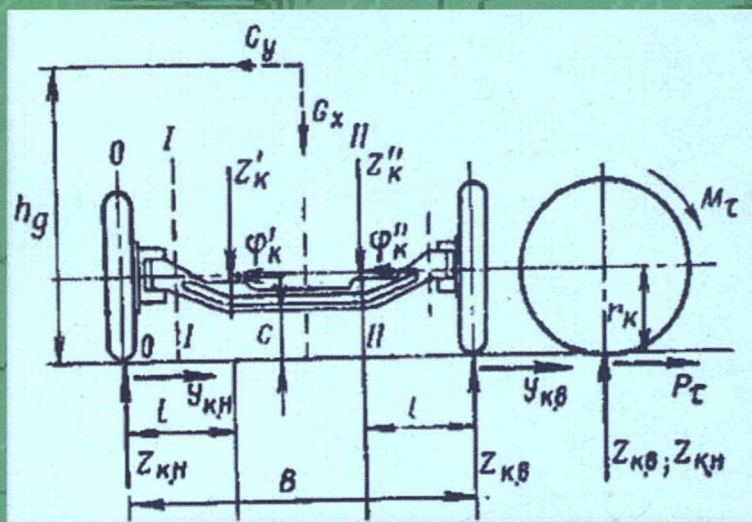
С.Сейфуллин атындағы
Қазақ агротехникалық университеті

Т.Ж.Сағындық

«АВТОМОБИЛЬДЕРДІ ҚҰРЫЛЫМДАУ НЕГІЗДЕРІ»
ПӘНІ БОЙЫНША КУРСТЫҚ ЖҰМЫСТАРҒА
АРНАЛҒАН

ӘДІСТЕМЕЛІК НҰСҚАУЛАР

5B071300- «Көлік,көліктік техника және
технологиялар» мамандығында оқитын студенттерге
арналған



АСТАНА 2013

(1)

**ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ
ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ**

**С.Сейфуллин атындағы Қазақ агротехникалық
университеті**

Т.Ж. Сағындық

**«АВТОМОБИЛЬДЕРДІ ҚҰРЫЛЫМДАУ
НЕГІЗДЕРІ» ПӘНІ
БОЙЫНША КУРСТЫҚ ЖҰМЫСТАРҒА
АРНАЛҒАН**

ӘДІСТЕМЕЛІК НҰСҚАУЛАР

**5В071300- «Көлік, көліктік техника және
технологиялар» мамандығында оқитын студенттерге
арналған**

АСТАНА-2013

ӘОЖ 629.113 (075.8)
КБЖ 39.33-04 я 73
С14

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ
МИНИСТРЛІГІ

Сәкен Сейфуллин атындағы Қазақ агротехникалық университеті

С.Сейфуллин атындағы
Қазақ агротехникалық
университеті әдістемелік
кеңесінің отырысында
қаралды және баспадан
шығару үшін мақұлданды
Хаттама № 7 «21.06.» 2013ж.

«БЕКІТЕМІН»

Басқарма төрағасының
оқу- әдістемелік жұмыс және
қалықаралық байланыстар
бөліміндегі орынбасары
Е.Т. Тазабекова
2013ж.



Сағындық Төлеген Жәнәбілұлы, т.ғ.к., доцент
«Автомобильдерді құрылымдау негіздері» пәні бойынша курстық жұмыстарға
арналған әдістемелік нұсқаулар.
5В071300- «Көлік, көліктік техника және технологиялар» мамандығында оқитын
студенттерге арналған.- Астана:2013.-53 бет.

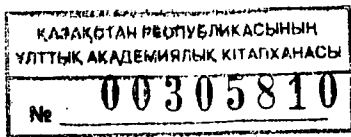
Пікір жазған: С. Сейфуллин атындағы Қазақ мемлекеттік агротехникалық
университеті «Техникалық сервис» кафедрасының доценті, т.ғ.к. Оразалиев Б.Т.

Ұсынып отырған әдістемелік нұсқауда автомобильдердің іліністері, беріліс
қораптары, жетекші белдіктері, жүріс бөлігі, рульдік басқару, тежеуіш жүйелері
өлшемдерін, жүктемелік көрсеткіштерін, беріктігін, негізгі құрылымдау өлшемдерін
анықтау әдістемелері берілген. Әдістемелік нұсқаулар нормативтік құжаттардың
талаптарына сәйкес жасалған және курстық жұмысты орындау бойынша барлық
қажет мәліметтерді қамтиды. Әдістемелік нұсқаулар 5В071300- «Көлік, көліктік
техника және технологиялар» мамандағы бойынша оқитын студенттерге арналған

«Техникалық сервис» кафедрасының отырысында талқыланып,
мақұлданды. Хаттама № 14 «30.05» 2013ж.

Әдістемелік нұсқаулар техникалық факультетінің әдістемелік кеңесінде
қарастырылды және мақұлданды. Хаттама № 10 «11.06» 2013ж.

© Сәкен Сейфуллин атындағы Қазақ агротехникалық университеті
ISBN 978-601-257-018-2



Мазмұны

Кіріспе.....	4
1. Ілініс муфтаның есебі.....	6
2. Беріліс қорабының есебі	12
3 Кардан берілістерді есептеу	16
4 Жетекші белдіктің есебі.	19
5 Автомобиль дифференциалының есебі.....	21
6 Бұрылу цапфаның есебі.	24
7 Рульмен басқару элементтердегі жүктемелерді есептеу.....	25
8 Тежеуіш механизмін есептеу.....	31
Пайдаланған әдебиеттер.....	33
Қосымшалар. . .	34

Кіріспе

Автомобильдерді құрылымдау негіздерінің басты мақсаты – жасау кезінде оның бойына дарытқан потенциалдық (әлеуметтік) қасиеті пайдалану барысында іс жүзіне асыруды қамтамасыз ету, көліктің техникалық себеппен тоқтап тұруын азайту, жұмыс өнімділігін өз деңгейінде ұстау, оны ұқсатып ұстауға шығынды көбейтпеу.

Көлік техникасын отындық энергетикалық қорды ең көп тұтынатын құрал саналады. Сол ресурсты үнемдеп жұмсау оның техникалық ахуалына байланысты.

Көлік техникасы жыл сайын сан жағынан өсумен бірге, құрылымы да күрделініп келеді. Осыған байланысты автомобильдер құрылысының негіздері нормативін анықтауды ғылыми негізге қоюдың маңызы ерекше.

«Автомобильдерді құрылымдау негіздері» пәннің оқытудың басты – басты бағыты мыналар:

- теориялық зерделеу.
- стратегиясы мен әдісін үйрену.
- нормативтерін анықтай білу;
- алдыңғы қатардағы техника мен технологиясын ұтымды формаларын оқып үйрену.

Әдістемелік нұсқаулардың негізгі міндеті:

- студентке автомобильдерді құрылымдау негіздерінің ісіне ғылыми тұрғыдағы көзқарас тудыру;
- көлік техникасының жұмыс қабілетін қамтамасыздандыру әдісін студенттің жан-жақты меңгеруін қамтамасыз ету;
- студентті автомобильдерді құрылымдау негіздерінің нормативтерін белгілеудің ғылымға сүйенген әдісімен таныстыру;
- автомобильдердің құрылымдау негіздерінің сапасына кешендік баға беру тұрасында студенттің ғылыми ойлау қабілетін қалыптастыру;
- автомобиль жүйелерінің құрылымын және механизмдерін, жұмыс процестерін зерделеу;
- автомобиль механизмдерін және жүйелерін жобалау және есеп жүргізу.

Әдістемелік нұсқаулардың негізгі мақсаты - автомобильдердің жобалау элементтерімен танысу. Есеп шығару әдістемесін игеру дегеніміз - автомобильдерді жобалау барысында бөлшектердің жүктемелерін, беріктігін, негізгі құрылымдау өлшемдерін анықтау болып табылады.

«Автомобильдерді құрылымдау негіздері» пәні бойынша жасалатын курстық жұмыс сегіз тараудан тұрады.

Ұсынып отырған әдістемелік нұсқауда автомобильдердің іліністері, беріліс қораптары, жетекші белдіктері, жүріс бөлігі, рульдік басқару, тежеуіш жүйелері өлшемдерін, жүктемелік көрсеткіштерін

анықтау әдістемелері берілген. Ілініс муфтаның есебінде: серіппелер саны, цилиндрлік серіппенің сыртқы диаметрі, қажалудың орташа радиусы, қажалу беттердің саны, қысу күші, жетекші дисктің орташа температурасының көтерілуі, бөлшектердің есебі келтірілген. Беріліс қорабының есебінде: осьтер аралығы, тісті доңғалақтар тәждердің жұмысшы ені, біліктердің диаметрі, негізгі өлшемдер, тістегеріштер жұптардың беріліс саны, беріліс қорабының жүктемелері берілген.

Кардан біліктің есебінде: негізгі өлшемдер, негізгі параметрлер, біліктер есебі, кардан білігі, айқастырма мен топса ашасының есептері келтірілген.

Жетекші белдіктің есебінде: тік жазықта тік реакцияның әсерінен болатын белдіктегі ию момент, горизонтал жазықтағы тарту күшінің әсерінен болатын белдіктегі иілу моменті, белдікті бұрайтын реактивті момент, тік жазықтағы белдіктің иілуіне кедергі момент, бұралу және ию кернеуі есептелінген.

Автомобиль дифференциалының есебінде: сателиттер саны, сателиттың диаметрі, дифференциал корпусының қалыңдығы, дифференциал корпусына жеткізілетін момент және шеңберлік күш, дифференциал корпусындағы жапырылу кернеуі, сателиттер остерінің есебі. Сондай-ақ, автомобильді тежеу кезінде бұрылу цапфасының есебі, рульмен басқару элементтердегі жүктемелер, тежеуіш есебі келтірілген.

Әдістемелік нұсқауда осы туралы сөз болмақ.

Әдістемелік нұсқауын құрастырғанда автордың басты мақсаты – автомобильдерді құрылымдау саласындағы есептерде қолданылатын негізгі түсініктерді мейлінше толық қамту, бекіту және жүйелеу болды. Есептеу нәтижелерін кестеге толтырып, осы мәліметтер бойынша сұлбаларды салған жөн. Сұлбаларды сызғанда «Конструкторлық құжаттаудың бірыңғай жүйесі» стандарттарына сүйенеді және оларды бұрмалауға жол берілмейді. Графиктерді А4 пішіндегі қағазда сызады. Сызбаның өрісін шектейтін рамка деп аталатын тік төртбұрыш салынады.

1 Ілініс муфтаның есебі

Негізгі параметрлерге жататындар: жетектегі дисктердің фрикциялық бастырмалардың сыртқы және ішкі диаметрлері; іліністің қор коэффициенті; серіппелердің сығымдау күші; есептік үйкеліс коэффициенті; сығымдау серіппелердің саны және қатандығы; фрикциялық бастырмаларға әсер ететін қысым; жетектегі дисктердің саны.

Жоғарыда айтылған фрикциялық іліністердің негізгі параметрлері МСТ12238-76 стандартқа сәйкес келуі тиіс. А.1-А.3 қосымшаларда автомобильдердің фрикциялық бастырмалары мен іліністердің стандарттарға сай кейбір мәліметтері берілген. А.4 қосымшада автомобильдер іліністердің негізгі параметрлері және өлшемдері келтірілген. Есеп арқылы қысу күші, фрикциялық бастырмаларға әсер ететін қысым, үйкеліс жұптардың саны анықталады.

Жүктеме көрсеткіштеріне орнынан қозғалған автомобильдің тайғақтаудың меншікті жұмысы және іліністің жетекші дискінің қызуы жатады. Іліністерде цилиндрлік, конустық және табақша қысқыш серіппелері қолданылады. Серіппелер есебінің мақсаты керекті қысым күшін және беріктігін қамтамасыз ететін олардың өлшемдерін анықтау.

Жетектегі дисктердің радиалды өлшемдері фрикциялық бастырмалардың өлшемдеріне байланысты. Сермермен қосылатын жетекші дисктердің элементтеріне жапыру есебі жүргізеді. Сығу бастырықтарға иілу кернеуі есебі жүргізіледі.

Қосымшадағы мәліметтерді қолдана отырып ілініс муфтаның есебін есептеп шығару қажет. Есеп нәтижесін 1.1 кестеге түсіреміз.

1.1 кесте- Ілініс муфтаның есебі

Көрсеткіштер	Есептейтін формула	Мән-дері
1	2	3
Қозғалтқыштың қуаты, кВт	N_e	
Фрикциялық дисктің сыртқы диаметрі, мм	D	
Фрикциялық дисктің ішкі диаметрі, мм	d	
Муфтаның қор коэффициенті (жеңіл автомобилдер үшін 1,2-1,75)	β	
Муфтаның қор коэффициенті (жүк автомобилдер үшін 1,5-2,2)	β	

1	2	3
Муфтаның қор коэффициенті (доңғалақты тартқыштар үшін және өтімдігі жоғары автомобильдер үшін 1,8-3,0)	β	
Үйкелу коэффициенті (0,22-0,30)	μ	
Фрикциялық дискке түсетін қысым (0,15-0,2- асбобакелит сақиналар үшін)	q	
Фрикциялық дискке түсетін қысым (0,2-0,25- болат дисклер үшін)	q	
Фрикциялық дискке түсетін қысым ($\leq 0,35$ металлокерамика сақиналар үшін)	q	
Қысу дисктің жүрісі (1,5-2 мм бір дисклі)	l_n	
Қысу дисктің жүрісі (2,4-2,8 мм екі дисклі)	l_n	
Иінді біліктің айналыс саны, мин^{-1}	n	
Жүріс кедергісінің коэффициенті (0,02 и 0,16 бірінші беріліс үшін)	Ψ	
Жүріс кедергісінің коэффициенті (0,02 екінші беріліс үшін)	Ψ	
Айналыс моментінің ең үлкен кезіндегі иінді біліктің айналыс саны, мин^{-1}	n_M	
Доңғалақтың домалау радиусы	r_k	
Автомобильдің салмағы	G_a	
Бас берілістің беріліс саны	u_o	
Бірінші берілісте беріліс қорабының беріліс саны	$u_{кп}$	
Коэффициент	алынады δ_1	0,04
Коэффициент	алынады δ_2	0,04
Трансмиссияның ПӘК	$\eta_{тр}$	
Бөлшектердегі жыруды қайта бөлу коэффициенті (0,5 бір дисклі ілініс үшін)	γ	

1	2	3
Бөлшектердегі жылуды қайта бөлу коэффициенті (0,25 екі дисклі іліністегі қысу диск үшін)	γ	
Бөлшектердегі жылуды қайта бөлу коэффициенті (0,5 екі дисклі іліністегі аралық диск үшін)	γ	0,50
Шойынның массалық меншікті жылу сыйымдылығы, Дж/(кг*С град) (шойын, болат)	C	481,5
Дисктің массасы, кг	m_n	
Серіппелер саны	z_n	
Цилиндрлік серіппенің сыртқы диаметрі		
Болат үшін ығыстыру модулі, $(8...9)*10^4$ Мпа	G	80000
Серіппенің орташа диаметрі, мм	D_n	
Сымның диаметрі, мм	d_n	
Жұмысшы орамдар саны (қосымша А.4)	i_p	
Коэффициент (қосымша А.6)	алынады k	
Коэффициент(қосымша А.6)	алынады δ	
Тұтқалар саны (қосымша А.4)	алынады z_p	
Тұтқалардың беріліс саны (қосымша А.4)	алынады u_p	
Тұтқаның диаметрі, мм	d_p	
Тұтқаның ұзындығы	l	
Шлицтардың сыртқы диаметрі, м (қосымша А.7)	алынады d_n	
Шлицтардың ішкі диаметрі, м (қосымша А.7)	алынады d_b	
Шлицтің ұзындығы, м (қосымша А.7)	алынады $l_{ш}$	
Шлицтардың саны (қосымша А.7)	алынады $i_{ш}$	
Шлицтердің тип тұру дәлділігі коэффициенті	A	
Шлицтің ені, м (қосымша А.7)	алынады $b_{ш}$	

1	2	3
Негізгі параметрлердің есебі		
Қозғалтқыштың айналдыру моменті, Нм	M_k	
Қозғалтқыштың максимал айналдыру моменті, Нм	M_{kmax}	
Қажалудың статикалық моменті, Нм	$M_c = M_{kmax} * \beta$	
Қажалудың орташа радиусы, мм	$r_m = (D+d)/4$	
Қажалу беттердің саны	$z_f = 16M_{emax} * \beta / (\mu * q * \pi * (D-d)(D+d)^2)$	
Қысу күші, Н	$P_H = M_c / (r_m * \mu * z_f)$	
Жүктеу көрсеткіштердің есебі		
Максимал моментке сәйкес иінді біліктің бұрыштық жылдамдығы, рад	$\omega_M = \pi n_M / 30$	
Иінді біліктің бұрыштық жылдамдығы, рад (карбюраторлық қозғалтқыштар үшін)	$\omega_e = \omega_M / 3 + 50 * \pi$	
Иінді біліктің бұрыштық жылдамдығы, рад (дизельдер үшін)	$\omega_e = 0,75 \omega_N$	
Трансмиссияның беріліс қатынасы	$u_{тр} = u_o * u_{кп}$	
Автомобильдің айналатын массаларын есепке алатын коэффициент	$\delta = 1 + \delta_1 * u_{кп}^2$	
Іліністің білігіне келтірілген автомобильдің инерция моменті	$J_a = \delta M r_k^2 / u_{тр}^2$	
Иінді білікке келтірілген автомобиль қозғалысының кедергі моменті	$M_{\psi} = G_a \psi r_a / (u_{тр} * \eta_{тр})$	
Бір орында тұрып қалудың жұмысы	$W_6 = 0,5 J_a \omega_e^2 M_{kmax} / (M_{kmax} - M_{\psi})$	
Бір орында тұрып қалудың меншікті жұмысы, Дж/см ²	$a_6 = W_6 / (z_f \pi * (D^2 - d^2))$	
Бір орында тұрып қалудың шектік меншікті жұмысы (жеңіл автомобильдер үшін), Дж/см ³	$[a_6]$	50...70

1	2	3
Бір орында тұрып қалудың шектік меншікті жұмысы (жүк автомобильдер үшін), Дж/см ⁴	[a ₆]	15...120
Максимал моментке сәйкес иінді біліктің бұрыштық жылдамдығы, рад		
Жетекші дисктің орташа температурасының көтерілуі, град	$\Delta t = \gamma W_g / (m_n * c)$	
Іліністі бір қосып жібергенде жетекші дисктің шектік орташа температурасының көтерілуі, град	[Δt]	10,0
Бөлшектердің есебі		
Қысқыш серіппелері		
Тартылған және сығымдалған серіппелердің жиынтық күші, Н	$P_o = (0,05 - 0,08) P_n$	
Бір серіппенің сығымдау күші, Н	$P_n = (P_n + P_o) / z_n$	
Бір серіппенің рұқсат етілген сығымдау күші, Н	алынады	800
Диаметрлердің қатынасы	D_n / d_n	
Бұралу кернеуі, Мпа	$\tau = 8k D_n * P_n / (\pi d_n^3)$	
Шектік бұралу кернеуі, Мпа	[τ]	700...900
Орамдардың толық саны	$i = i_n + 1,5$	
Серіппенің қатаңдық коэффициенті, Н/мм	$c_n = G d_n^4 / (8 D_n^3 * i)$	
Серіппенің мүмкіндік қатаңдық коэффициенті, Н/мм	алынады	36...40
Тежегіш жапсырмасының тозу шамасы, мм	$l_n = 0,5 \delta_n$	
Ілініс толық ажыратылған жағдайдағы бір серіппенің максимал сығымдау күші, Н	$P_{nmax} = P_n + c_n * l_n$	
Ажыратылған іліністің серіппелерінің сығымдау күші, Н	$P_{nmax} = P_{nmax} * z_n$	
Іліністі ажырататын тұтқа		
Тұтқаның қауіпті қимасында иілуге кедергі моменті	$W_n = \pi * d_p^3 / 32$	

1	2	3
Тұтқалар шеттерінде күштердің әрекетінің июші моментінің июші кернеуі	$\sigma_n = P_{nmax} * l / (u_p * i * W_n)$	
Июші моментінің шектік июші кернеуі	$[\sigma_n]$	140-160
Жетектегі дисктің күпшегі		
Шлицті тесіктің орташа радиусы, мм	$r_{cp} = (d_n + d_b) / 4$	
Жапырылу күші	$P_{ш} = M_{kmax} * \beta / r_{cp}$	
Түйісу ауданы	$F_{ш} = 0,5(d_n - d_b) l_{ш} * i_{ш}$	
Шлицтердің жапырылу кернеуі, Мпа	$\sigma_c = P_{ш} / (F * \alpha)$	
Шлицтердің шектік жапырылу кернеуі, Мпа	$[\sigma_c]$	15...30
Шлицтердің қиылу кернеуі, МПа	$\tau = P_{ш} / (i_{ш} * l_{ш} * b_{ш} * \alpha)$	
Шлицтердің шектік қиылу кернеуі, Мпа	$[\tau]$	5...15

2 Беріліс қорабының есебі

Беріліс қорабының осьтер аралықтарын, осьтік өлшемдерін, біліктердің диаметрін, тісті доңғалақтардың модулі, тістердің көлбеу бұрыштары, тісті доңғалақтар тәждердің жұмысшы ендері ... кестелерден таңдап алынады.

Негізгі өлшемдер, осьтер аралығы, кинематика, жетекші және аралық біліктердің тұрақты тістесіп тұратын тістегеріштер жұптардың беріліс саны, аралық біліктің тұрақты тістесіп тұратын тістегеріштің тістер саны, екінші біліктің бірінші беріліс тістегеріштің тістер саны, беріліс қорабының жүктемелері, тісті дөңгелектердің ені, үштік модули, бөлгіш шеңбердің диаметрі, тұрақты тістесіп тұратын тістердің жұптарына әсер ететін күштер, бірінші берілісті қосқанда тістердің жұптарына әсер ететін күштер, екінші біліктің есебі, нәтижелік кернеулер есептеліп шығарылған. Есептелген мәліметтерді 2.1 кестеге келтіреміз.

2.1 кесте-Беріліс қорабының есебі

Көрсеткіштер	Есептейтін формула	Мән-дері
1	2	3
Негізгі өлшемдер		
Қозғалтқыштың максимал айналдырушы моменті	$M_{\text{кmax}}$	
Кoeffициент (жеңіл автомобильдердің беріліс қорабтары үшін)	$k_a=14,5-16$	
Кoeffициент (жүк автомобильдердің беріліс қорабтары үшін)	$k_a=17-21,5$	
Беріліс қорабының жылдамдату коэффициенті	U_1	
Эмпирикалық коэффициент	$k_d=4-4,6$	
Осьтер аралығы		
Жетектегі біліктің айналдыру моменті, Нм	$M_{\text{вых}}$	
Осьтер аралығы, мм	$a_w=k_a(M_{\text{вых}})^{1/3}$	
Беріліс қорабы		
Тісті доңғалақтар тәждердің жұмысшы ені, мм	$b=(0,19-0,23)a_w$	
Подшипниктердің ені (жеңіл автомобильдер үшін), мм	$B=(0,25-0,28)a_w$	

1	2	3
Подшипниктердің ені (жүк автомобильдер үшін), мм	$B=(0,20-0,25)a_w$	
Екі жақты тісті муфта синхронизатормен (жеңіл автомобильдер үшін)	$H=(0,68-0,78)a_w$	
Екі жақты тісті муфта синхронизатормен (жүк автомобильдер үшін)	$H=(0,40-0,55)a_w$	
Негізгі өлшемдер		
Беріліс қорабының осьтік өлшемдері (жүк автомобильдер үшін), мм:		
Төрт сатылы	$l=(2,2-2,7)a_w$	
Бес сатылы	$l=(2,7-3,0)a_w$	
Алты сатылы	$l=(3,2-3,5)a_w$	
Төрт сатылы беріліс қораб (жеңіл автомобиль үшін)	$l=(3,0-3,4)a_w$	
Біліктердің диаметрі		
Үш білікті беріліс қорабындағы жетектегі және аралық біліктердің диаметрі	$d=0,45a_w$	
Үш білікті беріліс қорабындағы жетектегі және аралық біліктердің диаметрі (шлицтердің ішкі диаметрі)(Қосымша А.7)	10x46x56	
Біліктің ең үлкен диаметрі мен тірек аралықтары арасындағы ара қатынас:		
аралық білік үшін	$d/l=0,16-0,18$	
жетектегі білік үшін	$d/l=0,18-0,21$	
Шлицті бөлігінде жетекші біліктің диаметрі	$d=k_d M_{кmax}^{1/3}$	
Кинематика		
Қозғалтқыштың максимал айналдырушы моменті, Нм	$M_{кmax}$	
Қалыпты, мм	m_n	
Тістің кескін бұрышы, град	α_w	
Тістің көлбеу бұрышы (жүк автомобильдер үшін), град	$\beta=25-40$	
Тістің көлбеу бұрышы (жеңіл автомобильдер үшін), град	$\beta=20-25$	

1	2	3
Бірінші берілісте беріліс саны	$u_1 = z_2 * z_4 / (z_1 * z_3)$	
Бірінші біліктің тістер саны	$z_1 = 17 - 27$	
Жетекші және аралық біліктердің тұрақты тістесіп тұратын тістегеріштер жұптардың беріліс саны	$u_n = z_2 / z_1 = 1,6 - 2,5$	
Аралық біліктегі бірінші беріліс тістегеріштің тістер саны	$z_3 = 13 - 17$	
Шешуі		
Аралық біліктің тұрақты тістесіп тұратын тістегеріштің тістер саны	$z_2 = u_n * z_1$	
Екінші біліктің бірінші беріліс тістегеріштің тістер саны	$z_4 = u_1 * z_1 * z_3 / z_2$	
Беріліс қорабының жүктемелері		
Тісті дөңгелектер		
Тісті дөңгелектердің ені	$b = (5 \dots 8) m_n$	
	$\cos \beta$	
	$\operatorname{tg} \beta$	
	$\operatorname{tg} \alpha_w$	
	$\cos \alpha_w$	
Үштік модуль, мм	$m_s = m_n / \cos \beta$	
Бөлгіш шеңбердің диаметрі		
Бірінші біліктің тұрақты тістесіп тұратын тістегеріші	$d_{w_{n3}} = m_s * z_1 / \cos \beta$	
	$d_{w_{z3}} = m_s * z_3 / \cos \beta$	
Аралық біліктің тұрақты тістесіп тұратын тістегеріші	$d_{w_{z2}} = m_s * z_2 / \cos \beta$	
Екінші біліктің бірінші беріліс тістегеріші	$d_{w_{z4}} = m_s * z_4 / \cos \beta$	
Тұрақты тістесіп тұратын тістердің жұптарына әсер ететін күштер		
Шеңберлік	$P_{n.3} = M_{\text{кmax}} / r_{w_{n.3}}$	
Біліктік	$P_{\text{хп.3}} = P_{n.3} * \operatorname{tg} \beta$	
Радиалды	$P_{R_{n.3}} = P_{n.3} * \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta$	
Қалыпты	$P_{\text{нп.3}} = P_{n.3} / (\cos \alpha_w \cos \beta)$	
Бірінші берілісті қосқанда тістердің жұптарына әсер ететін күштер		
Шеңберлік	$P_1 = M_{\text{кmax}} * u_1 / r_{w4}$	
Біліктік	$P_{x1} = P_1 * \operatorname{tg} \beta$	
Радиалды	$P_{R1} = P_1 * \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta$	

1	2	3
Қалыпты	$P_{n1}=P_1/(\cos\alpha_w\cos\beta)$	
Екінші білігі шлицтердің диаметрі	$d_{в.о}$	
Екінші біліктің есеббі		
Жүк автомобильдері беріліс қорабтарының қартерлерінің осьтік өлшемдері, мм		
Бес сатылы	$l=(2,7-3,0)a_w$	
Тісті доңғалақтар тәждердің жұмысшы ені,мм	$b=(0,19-0,23)a_w$	
Жүк автомобильдер үшін подшипниктердің ені,мм	$B=(0,20-0,25)a_w$	
Жүк автомобильдердегі екі жақты тісті муфта синхронизатормен	$H=(0,40-0,55)a_w$	
Тіректен тістегерішікке дейінгі аралық, мм		
Горизонтал жазықтағы күштердің айналдыру моменті,Нм	$M_r=l_1*P_1$	
Вертикал жазықтағы күштердің айналдыру моменті,Нм	$M_b=l_1*P_2$	
z_1 тістегерішке келетін есеппен айыратын айналдыру момент	$M_p=M_{кmax}*u_1$	
Ең үлкен иілу момент,Нм	$M_{из}=(M_r^2+M_b^2)^{1/2}$	
Нәтижелік момент,Нм	$M_{pec}=(M_p^2+M_{из}^2)^{1/2}$	
Нәтижелік кернеу,МПа	$\sigma_{pec}=M_{pec}/(0,1*d_{в.о}^3)$	
Шектік нәтижелік кернеу,МПа	$[\sigma_{pec}]$	200...400

3 Кардандық берілістерді есептеу

Кардандық берілістердің ұзындығы, шекті айналыс жиілігі, кардандық білігінің сыртқы және ішкі диаметрлері, айқаспаның, топсалардың, ашалардың өлшемдері анықталады. Айналдыру моменті, нормал күштер, иілу, қию кернеулері есептелінеді (3.1 кесте).

3.1 кесте - Кардандық біліктің есебі

Көрсеткіштер	Есептейтін формула	Мәндері
1	2	3
Негізгі өлшемдер		
Түп тұлға		
Негізгі параметрлер		
Автомобильдің максимал жылдамдығы, км/ч (қосымша В.4)	v_{\max}	
Бас берілістің беріліс саны	u_0	
Доңғалақ радиусы, м	$r_{\text{ко}}$	
1-ші берілісте беріліс қорабының беріліс саны		
Қозғалтқыштың максимал айналдыру моменті, Нм	$M_{\text{кmax}}$	
Автомобильдің толық жүгі	G_a	
Артқы оське келетін салмақ	$G_{\text{сц}}$	
Шинаны жолмен ілінісу коэффициенті	φ	
Айқастырма шабағының диаметрі, мм	$d_{\text{ш}}$	
Кардандық берілісіндегі біліктер арасындағы бұрыш	γ	
Инерлердің саны (қосымша В.3)	алынады $z_{\text{игл}}$	
Иненің диаметрі, мм (қосымша В.3)	алынады $d_{\text{игл}}$	
Иненің ұзындығы, мм (қосымша В.3)	алынады $l_{\text{игл}}$	
Топса ашасы тесігінің диаметрі, мм (қосымша В.3)	алынады d	
Сырт жақтан қарағанда топса ашаларының арасындағы қашықтық, мм (қосымша В.3)	алынады H_2	

1	2	3
Б-Б қимасының тікбұрышы ұзындығы	L	
l/b қатынасы	k коэффициентке қарап алынды	
Бұралу кезіндегі серпімділік модуль, Мпа	G	85000
Шешуі		
Кардан білігі		
Иінді біліктің максимал айналу жиілігі, мин ⁻¹	$n_{kmax}=2,65 v_{amax} u_0/\tau_k$	
Беріліс қорабындағы жетекші біліктің айналдыру моменті, Нм	$M_1=M_{kmax}$	
Төменгі берілісте есеппен айыратын кардан білігіндегі айналдыру момент, Нм	$M=M_1*u_0$	
Білік қимасының ішкі диаметрі, мм	d	
Біліктің ұзындығы, см	L_k	
Қабырғасының қалыңдығы, см	δ	
Білік қимасының сыртқы диаметрі	D	
Кардандық білігінің шектік ұзындығы, см	$L_{kmax}=(0,83*10^7*(D^2+d^2)^{1/2})/n_k$	
Кардандық біліктің қауіпті айналыс жиілігіне	$n_{kp}=1,18*10^7*(D^2+d^2)^{1/2}/L_{kmax}^2$	
Кардандық біліктің қауіпті шекті айналыс жиілігіне (ГОСТ)	$n_{kp}=(1,5\dots 2)*n_{emax}$	
Кардандық білігі құбыры қимасының бұралуға қарсыласу моменті, мм ³	$W_\tau=\pi(D^4-d^4)/(16*D)$	
Құбырдың бұралу кернеуі, Мпа	$\tau_k=M/W_\tau$	
Құбыр қимасының полярлық моменті, м ⁴	$J_\tau=\pi(D^4-d^4)/32$	
Бұралып қалуы бұрышы, град	$Q_k=180*M*L_{TP}/(J_\tau G \pi)$	
Бір метрге шаққанда құбырдың бұралып қалуы бұрышы, град	$\theta_k=Q_k/L_k$	
Біліктің бұралу кезіндегі қаттылық шарты (біліктің бір метріне шаққанда), град	$\theta_k \leq 3\dots 9$ град	

Айқастырма мен аша		
1	2	3
Айқастырма кесігі арасындағы аралық, мм	$H=1,57*M^{1/3}$	
Айқастырма кесігі арасындағы аралық, мм	$H=1,57*(85*G_{\text{сш}}*r_{\text{ко}}*\varphi/u_0)^{1/3}$	
Айқастырма кесігі арасындағы аралық, мм (қосымша В.3)	алынады Н	
Біліктер есебі		
Айқастырма есебі		
Кардан подшипниктерінің қарама-қарсы орналасқан инелі роликтер арасындағы қашықтық	$l_k=H-l_{\text{игл}}/2$	
	$\cos\gamma$	
Тиектің ортасына әсер ететін шартты нормаль күш	$P_{\text{ш}}=10^3*M/(l_k*\cos\gamma)$	
Рш күштің иіні, мм	$h=l_k/2-H/3$	
Тиек қимасының қарсыласу моменті, мм ³	$W_{\sigma}=0,1d_{\text{ш}}^3$	
Тиектің А-А қимасындағы иілу кернеуі, МПа	$\sigma_{\text{и}}=P_{\text{ш}}h/W_{\sigma}$	
Тиектің А-А қимасындағы шектік иілуі кернеуі	$\Sigma_{\text{и}}$	200-300
Тиектің А-А қимасындағы қиылу кернеуі, МПа	$\tau_s=4P/(\pi d_{\text{ш}}^2)$	
Тиектің А-А қимасындағы шектік қиылу кернеуі,	τ_s	60-100
Топса ашасының есебі		
Рш күші әсер ететі нүктеден тесіктің шетіне дейін аралық	$c=((H_2/2-L_k/2)^2+(D/2)^2)^{1/2}$	
Ашадағы иін	А	
Б-Б қимадағы тікбұрыштың ені	В	
Ашадағы Б-Б қимасының иілуге қарсыласу моменті, мм ³	$W_{\sigma}=l*n^2/6$	
Ашадағы Б-Б қимасының бұрауға қарсыласу моменті, мм ³	$W_{\tau}=k*l*b^2$	
Ашадағы иілу кернеуі, МПа	$\sigma_{\text{и}}=P_{\text{ш}}*a/W_{\sigma}$	
Ашадағы бұрау кернеуі, МПа	$\tau_k=P_{\text{ш}}*c/W_{\tau}$	
Ашадағы шектік иілу кернеуі, МПа	$\sigma_{\text{и}}$	50-80
Ашадағы шектік бұрау кернеуі, МПа	T_k	80-160

4 Жетекші белдіктің есебі

Артқы белдікке келетін салмақ, жүктемені қайта белдіктерге тарату, шинаның жолмен ілінісу коэффициент, рессордың бекітетін ортасымен доңғалақтың орташа сызығының аралығы, доңғалақтың теңселу радиусы, қауыпты қиманың өлшемі, балка қабырғасының қалыңдығы қабылдап алынды.

Белдіктен түсетін жүктемеден жолдың нормал реакциясы, тік жазықта тік реакцияның әсерінен болатын белдіктегі ию момент, тарту күш, горизонтал жазықтағы тарту күшінің әсерінен болатын белдіктегі иілу момент, белдікті бұрайтын реактивті момент, қимадағы полярлық инерция момент, тік жазықтағы белдіктің иілуіне кедергі момент, горизонтал жазықтағы белдіктің иілуіне кедергі момент, күрделі кедергі кернеуі, белдіктің қауіпті қимасындағы бұралуына кедергі момент, бұралу кернеуі, ию кернеу есептеліп шығарылады. Есептелген мәліметтерді 4.1 кестеге келтіреміз.

4.1 кесте- Тура сызықты қозғалыста жетекші белдіктің есебі

Қорсеткіштер	Есептейтін формула	Мән-дері
1	2	3
Толық салмақ,Н		
Артқы белдікке келетін салмақ, Н	G_2	
Жүктемені қайта белдіктерге тарату	$m_2=1,1 \dots 1,2$	
Шинаның жолмен ілінісу коэффициенті	$\varphi=0,8-0,9$	
Рессордың бекітетін ортасымен мен доңғалақтың орташа сызығының аралығы, м	L	
Доңғалақтың теңселу радиусы, м	r_k	
Қауыпты қиманың өлшемі		
биіктігі,м	H	
биіктігі,м	H	
ені,м	B	
ені,м	B	
Тік жазықта балка қабырғасының қалыңдығы,см	δ_1	
Горизонтал жазықта балка қабырғасының қалыңдығы,см	δ_2	
Динамикалық коэффициенті	$K_d=1,5 \dots 3$	

1	2	3
Шешуі		
Белдіктен түсетін жүктемеден жолдың нормал реакциясы, Н	$R_{z1}=R_{z2}=m_2 * G/2$	
Тік жазықта тік реакцияның әсерінен болатын белдіктегі ию моменті, Нм	$M_{и.в}=R_{z1} * l=R_{z2} * l$	
Тарту күші, Н	$P_{\tau 1}=P_{\tau 2}=R_{z1} * \varphi=R_{z2} * \varphi$	
Горизонтал жазықтағы тарту күшінің Рф әсерінен болатын белдіктегі иілу моменті, Нм	$M_{и.г}=P_{\tau 1} * l=P_{\tau 2} * l$	
Белдікті бұрайтын реактивті моменті, Нм	$M_{кр}=P_{\tau 1} * r_k=P_{\tau 2} * r_k$	
Қимадағы полярлық инерция моменті	$I_y=\delta_1 * b^2(b+3h)/6$	
Тік жазықтағы белдіктің иілуіне кедергі момент	$W_b=2 * I_y/B$	
Полярный момент инерции сечения	$I_x=\delta_2 * h^2(h+3b)/6$	
Горизонтал жазықтағы белдіктің иілуіне кедергі момент	$W_r=2 * I_x/H$	
Күрделі кедергі кернеуі	$\sigma_{нз}=M_{и.в}/W_b + M_{и.г}/W_r$	
Белдіктің қауіпті қимасындағы бұралуына кедергі момент	$W_{кр}=2 * \delta_1 * H * B$	
Бұралу кернеуі, МПа	$\tau=M_{кр}/W_{кр}$	
Шекті иілу кернеуі	[σ]	
Шекті бұралу кернеуі	[τ]	
Динамикалық жүктеме жағдайында тік жазықтағы бұралу моменті в вертикальной плоскости	$M_{и}=R_{z1} * K_d * l$	
Ию кернеуі	$\sigma_{и}=M_{и}/W$	

5 Автомобиль дифференциалының есебі

Сателит ортасынан откен радиус, сателиттер саны, сателиттың диаметрі, дифференциал корпусының қалыңдығы, бас берілістің беріліс саны қабылдап алынады.

Дифференциал корпусына жеткізілетін момент, шеңберлік күш, бір сателитке әсер ететін күш, сателиттің бір тісіне әсер ететін шеңберлік күш, дифференциал корпусындағы жапырылу кернеуі есептелінеді.

Сателлит осінің диаметрі, сателлит тірелетін беттің ұзындығы, ілініс бұрышы, сателит конусының жарты бұрышы қабылдап алынады.

Қию кернеуі, сателлиттің шеңберлік күші, сателлит осіне әсер ететін меншікті қысым, дифференциал корпусындағы езілу кернеуі, сателлитке әсер ететін тіке күш, сателлиттен дифференциал корпусына түсетін үлестік қысым, сателлиттен дифференциал корпусына түсетін шекті үлестік қысым, біліктің ойысындағы ішкі диаметр, бұралу кернеуі есептеліп шғарылды (5.1 –кесте).

5.1 кесте- Дифференциал есебі

Көрсеткіштер	Есептейтін формула	Мән-дері
1	2	3
Берілгені		
Қозғалтқыштың қуаты	N_e	
Иінді біліктің айналу жиілігі, мин ⁻¹	n_d	
Беріліс қорабтың бірінші берілісте беріліс саны	$U_{кп}$	
Пайдалы әсер коэффициенті	η'	
Сателит ортасынан откен радиус, м	R_1	
Сателиттер саны	N_c	
Сателиттың диаметрі	D_1	
Дифференциал корпусының қалыңдығы	H_2	
Сателит үстіндегі томпақтың диаметрі	D	
Бас берілістің беріліс саны	U_o	
Қозғалтқыштың момент бойынша икемделушілік коэффициент	$k_m=1,1 \dots 1,2$	

Шешуі		
1	2	3
Қозғалтқыштың максимал айналдыру момент, Нм	$M_{кmax}=M_{кн} * k_m$	
Дифференциал корпусына жеткізілетін момент, Нм	$M_1=M_{кmax} * u_{кп} * u_o * \eta'$	
Дифференциал корпусына жеткізілетін шеңберлік күш, Н	$P=M_1/R_1$	
Бір сателлитке әсер ететін күш, Н	$P_c=M_1/R_1=P/k$	
Сателлиттің бір тісіне әсер ететін шеңберлік күш, Н	$P_{з.с}=P_c/n_c$	
Дифференциал корпусындағы жапырылу кернеуі, МПа	$\sigma_{см}=P_c/F$	
Дифференциал корпусындағы шектік жапырылу кернеуі, МПа	$[\sigma_{см}]=50...60$	
Сателлиттер остерінің есебі		
Берілгені		
Дифференциалдағы сателлиттің осіне әсер ететін күш, Н	P	
Сателлит осінің диаметрі	D_1	
Сателлит тірелетін беттің ұзындығы	H_1	
Ілініс бұрышы	A	
Сателлит конусының жарты бұрышы	Δ	
Шешуі		
Қию кернеуі, МПа	$\tau_{ср}=4 * P / (\pi * d_1^2)$	
Шекті қию кернеуі, МПа	$[\tau_{ср}]=100...120$	
Сателлиттің шеңберлік күші	$P_c=P/k$	
Сателлит осіне әсер ететін меншікті қысым	$q=P_c/h_1 * d_1$	
Шекті меншікті қысым, МПа	$[q]$	68
Дифференциал корпусындағы езілу кернеуі, МПа	$\sigma_{см}=P_c/F=M_n * i_k * i_{r.п} * \eta' / (R_1 * k * d_1 * h_2)$	
$\sin \delta$	$\sin(\delta * \text{ПИ}() / 180)$	
tga	$\tan(25 * \alpha \text{ПИ}() / 180)$	
Сателлитке әсер ететін тіке күш, Н	$S=Q * \sin \delta = P_c * \text{tga} * \sin \delta$	