

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Металлургия және өнеркәсіптік инженерия институты


«Технологиялық машиналар, көлік және логистика» кафедрасы



ҚОРҒАУҒА РҰҚСАТ

ТМ,КжЛ кафедра меңгерушісі

т.ғ.к., ассоц.профессор

 Елемесов К.К.

« 27 » 05 2021 ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

«Жүк көтергіштігі 900 кг болатын жоғары жүргіштікті жүктік автомобильді жобалап, үлестіргіш қораптың құрылысын жобалау» тақырыбына

5B071300 - Көлік, көліктік техника және технологиясы
мамандығы бойынша

Орындаған

Дүйсен Р.

Пікір беруші

Ғылыми жетекші

тьютор

 Канажанов А.Е.

« ____ » _____ 2021 ж.

« ____ » _____ 2021 ж.

Алматы 2021

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті


Металлургия және өнеркәсіптік инженерия институты
«Технологиялық машиналар, көлік және логистика» кафедрасы

5B071300 – Көлік, көліктік техника және технологиясы

БЕКІТЕМІН

ТМ,КжЛ кафедра меңгерушісі

т.ғ.к., ассоц.профессор

 Елемесов К.К.

« 18 » 01 2021 ж.

Дипломдық жұмысты даярлауға

ТАПСЫРМА

Білім алушыға: Дүйсен Рашидаға

Жұмыстың тақырыбы: «Жүк көтергіштігі 900 кг болатын жоғары жүргіштікті жүктік автомобильді жобалап, үлестіргіш қораптың құрылысын жобалау.

Университеттің №2131- б «24» 11. 2020 ж бұйырығымен бекітілген

Орындалған жобаның өткізу мерзімі « ___ » мамыр 2021 жыл

Дипломдық жұмыстың бастапқы мәліметтері: УАЗ 3909 автомобилінің техникалық сипаттамасы

Есеп–түсініктеме жазбаның талқылауға берілген сұрақтарының тізімі мен қысқаша диплом жұмысының мазмұны :

а) Диплом жұмысы тақырыбының дәйектемесі.

б) Әдеби-патенттік шолу

в) Есептеу бөлімі

г) Қорытынды, пайдаланған әдебиеттер тізімі.

Графикалық материалдардың тізімі (міндетті түрде қажет сызбалар көрсетілген) 1 – жүктік автомобилінің жалпы көрінісі – А1 1 бет; 2 – әдеби-патенттік шолу материалы – А1 1 бет; 3 – үлестіргіш қораптың құрастырма сызбасы – А1 1бет; 4 – үлестіргіш қораптың құрастыру бірліктері А1 1 бет; 5 – жұмыстық сызба А1 1 бет

Ұсынылған негізгі әдебиеттер

1. Вахламов В. К. Автомобили: Основы конструкции: Учебник для студентов высших учебных заведений. – М.: ”Академия”, 2004.

1. Гришкевич А. И. Автомобили. Конструкции и расчет. Минск: Выш. шк. 1985. 240с.

2. Чирканов В.Ф. и др. УАЗ 31512, 3741, 3362, 2206, 3303, 3909. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту. Москва: ООО «Авто-книга», 1999. 174 с.

АННОТАЦИЯ

В дипломной работе на тему «Проектирование грузового автомобиля повышенной проходимости грузоподъемностью 900 кг с разработкой конструкции раздаточной коробки» за автомобиль аналог взят грузовой автомобиль УАЗ-3909 грузоподъемностью 900 кг. В дипломной работе произведен тяговый расчет автомобиля и расчет разрабатываемого узла. Для выполнения поставленной задачи проведен патентный поиск, в результате которого было принято решение использовать патент на изобретение компактной раздаточной коробки с дифференциалом, патент RU 2026208 МПК В60К17/34.

АНДАТПА

«Жүк көтергіштігі 900 кг болатын жоғары жүргіштікті жүктік автомобильді жобалап, улестіргіш қораптың құрылысын жобалау» тақырыбындағы дипломдық жұмыста автокөлік мысалы ретінде жүккөтерімділігі 900 кг УАЗ-3909 автокөлігі алынған. Дипломдық жұмыста автокөліктің тартым есебі мен құрастырылып жатқан құрылымның есептеулері қарастырылған. Қойылған тапсырманы орындау үшін патенттік іздеу жасалып, нәтижесінде дифференциалы бар шағын үйлестіру қорабын ойлап табу патентін қолдануға шешім қабылданды, патент RU 2026208 МПК В60К17/34.

ANNOTATION

In the thesis on the subject "Design of the truck of the increased passability with a loading capacity of 900 kg with development of construction of a transfer case" the analog is taken for the car the truck UAZ-3909 with a loading capacity of 900 kg. In the thesis tractive calculation of the car and calculation of the developed node is made. For execution of an objective patent search as a result of which the decision to use the patent for the invention of a compact transfer case with differential, the patent RU 2026208 MPK B60K17/34 was made is carried out.

МАЗМҰНЫ

	Кіріспе	9
1	Отандық және шетелдік автомобильдердің конструкцияларына шолу жасау және талдау	10
1.1	Автокөлік құралдарының жіктелуі	10
1.2	Отандық және шетелдік автомобильдердің құрылымдық ерекшеліктері	11
1.3	Жобаланатын автомобильге техникалық тапсырманы дайындау	19
2	Әдеби-патенттік шолу	22
2.1	Әзірленген түйіннің мақсаты	22
2.2	Таратқыш қораптарына қойылатын талаптар	23
2.3	Таратқыш қораптарының жіктелуі	23
2.4	Патенттік ақпарат	23
2.5	Әзірленіп жатқан тораптың құрылымын жетілдіру бойынша техникалық ұсыныстар	27
3	Автомобильдің тарту есебін жүргізу	28
3.1	Қозғалтқыштың сыртқы жылдамдық сипаттамаларын анықтау	29
3.2	Негізгі берілістің беріліс санын анықтау	32
3.3	Беріліс қорабының беріліс сандарын анықтау	32
3.4	Автомобильдің қуат балансы	34
3.5	Әр түрлі берілістердегі автомобильдің динамикалық факторы	37
3.6	Әр түрлі берілістерде автомобильді жеделдету	42
3.7	Автокөлікті жеделдету уақыты мен жолы	46
4	Автомобильдің таратқыш қорабын есептеу	49
4.1	Таратқыш қорабының беріліс санын анықтау	53
4.2	Есептік жүктеме режимі	54
4.3	Тісті дөңгелектердің параметрлерін таңдау	55
4.4	Тістердің белсенді беттерінің байланыс төзімділігін есептеу	56
4.5	Беріктігін есептеу	59
4.6	Білікке әсер ететін жүктемелерді анықтау	61
4.7	Домалау мойынтіректерді есептеу	62
4.8	Өсаралық дифференциалды есептеу	64
	Қорытынды	66
	Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	67

КІРІСПЕ

Қазіргі уақытта елдің бірыңғай көлік жүйесі шеңберінде де, өңірлік, ведомстволық және өндірістік көлік құрылымдары шегінде де жүзеге асырылатын автомобиль жүк және жолаушылар көлік тасымалдарының желісі кеңеюде. Автомобиль көлігінің тиімділігін арттыру проблемасын неғұрлым ұтымды шешу автомобиль көлігінің конструкцияларын жетілдіру және арнайы жылжымалы құрамды құру болып табылады. Бірінші және екінші жағдайда да олар автомобиль конструкцияларының жұмыс жағдайларына және олардың нақты мақсаттарынан туындайтын талаптарға максималды сәйкестігін камтамасыз етуге тырысады.

Менің дипломдық жұмысымның тақырыбы: «Жүк көтергіштігі 900 кг болатын жоғары жүргіштікті жүктік автомобильді жобалап, улестіргіш қораптың құрылысын жобалау».

Автомобильдерде өткізу қабілетін арттыру үшін беріліс қорабынан кейін қосымша таратқыш қораптары орнатылады. Таратқыш қорабы қозғалтқыштан шыққан айналу моментті алдыңғы және артқы жетекші белдіктеріне жібереді.

Таратқыш қорабында алдыңғы осьті қосуға және өшіруге арналған құрылғы және автомобильдің доңғалақтарындағы моментті едәуір арттыруға мүмкіндік беретін қосымша төмендету берілісі бар. Бұл қиын жол жағдайында көлік қозғалысы кезінде қажет. Егер автомобиль жүктемесіз жұмыс істесе және негізінен жетілдірілген жол бетінің жабындысы бар жолдармен жүрсе, онда алдыңғы көпірді қосу қажет емес, өйткені отын шығыны артып кетеді, автокөлік трансмиссиясындағы қондырғыларының тозуы артады. Бұл кемшіліктерді жою үшін өсаралық дифференциалды таратқыш қорабында қолдануға болады.

Бұл дипломдық жұмыстың мақсаты: екі жетекші белдіктері бар жүктік автомобилінің таратқыш қорабының құрылымына дифференциалды механизмді еңгізу болып табылады.

Жұмысты жазу кезінде келесі міндеттер қойылды:

1 Оқу техникалық және анықтамалық әдебиеттермен, нормативтік құжаттармен өз бетінше жұмыс істеу дағдыларын көрсету;

2 Отандық және шетелдік автокөлік құралдарының құрылымындарын зерттеу;

3 Жүк көлігі үшін ықшам таратқыш қорабын жобалау;

4 Автокөліктің тарту есебін және қарастырылып отырған тораптың жобалық есебін жүргізу;

5 Жасалған жұмыс туралы жалпы қорытынды жасау.

1 Отандық және шетелдік автомобильдердің конструкцияларына шолу жасау және талдау

1.1 Автокөлік құралдарының жіктелуі

Дипломдық жұмыстың тақырыбы бойынша «Жүк көтергіштігі 900 кг болатын жоғары жүргіштікті жүктік автомобильді жобалап, улестіргіш қораптың құрылысын жобалау» керек. Жоғары жүргіштікті жүк көлігін жобалауды бастау үшін алдымен автокөлік құралдарының классификациясын қарастырайық.

Біріккен Ұлттар Ұйымының Еуропалық Экономикалық Комиссиясының Ішкі көлік комитеті (БҰҰ ЕЭК ережелері) жачан көлік құралдарының жіктемесі төрт типке бөлінеді, олардың әр категориясы әріппен көрсетіледі: *L*, *M*, *N* немесе *O*. Жобаланған автомобильдің жүк көтергіштігі бойынша біз *N1* категориядағы автокөлік құралдарын таңдаймыз.

L категориясына толық салмағы 1 тоннаға дейін болатын төрт дөңгелектен аз болатын автокөлік құралы жатады.

M категориясына кемінде төрт дөңгелегі немесе үш дөңгелегі бар және толық салмағы бір тоннадан асатын, жолаушыларды тасымалдауға арналған автокөлік құралы кіреді. Бұларға жеңіл автомобильдер, шағын автобустар және автобустар жатады.

N категориясы пикаптардан бастап карьерлік самосвалдарға дейінгі барлық жүк көліктерін біріктіреді. Ершікті тартқыштарды жіктеу кезінде автопоездың толық массасы есепке алынбайды, тек автомобильдің өзінің толық массасы есепке алынады. Бұл *категорияға* төрт және одан да көп дөңгелектері бар жүктік автомобильдерінен басқа, толық салмағы бір тоннадан асатын үш дөңгелекті жүктік машиналары да жатады.

O категориясына тіркемелер мен жартылай тіркемелер кіреді. Жартылай тіркеменің толық массасы оның жабдықталған күйдегісінен және жүк көтергіштегі массасынан тұрады.

N1 категориясы-техникалық рұқсат етілген максималды массасы 3,5 тоннадан аспайтын жүктерді тасымалдауға арналған көлік құралдары.

N1 категориясындағы мысалдарға келесі автомобиль модельдерін жатқызуға болады:

- отандық автокөлік құралдары: ГАЗ-33027, 2310, 2752; ИЖ-2717; УАЗ-3303, 3309, 3741; ВАЗ-2329, 1706;

- шетелдік автокөлік құралдары: Ford Transit; Fiat Ducato; Iveco Daily; Mercedes-Benz Vito, Sprinter; Volkswagen LT28, LT35.

Жоғарыда аталған автокөлік құралдарынан біз отандық модельдердің орналасу сұлбаларын қарастырамыз ГАЗ-33027, УАЗ-3303, УАЗ-3309 және шетелдік модельдердің Fiat Ducato, Mercedes-Benz Sprinter, Volkswagen LT28 орналасу сұлбаларын қарастырамыз.

1.2 Отандық және шетелдік автомобильдердің құрылымдық ерекшеліктері

ГАЗ-33027.

Газ 4x4 отандық автомобиль өндірушісінің толық жетекті нұсқалары 1995 жылдан бері шығарылуда. Осы типтегі автомобильдерді шығару көлемі аз болды. Бұл жүргіштігінің салыстырмалы түрде төмен деңгейіне байланысты, өйткені 4x4 ГАЗель барлық категориядағы жолдарда ұсақ жүктерді тасымалдауға жүруге арналған, бірақ толық жолсыздық жолмен жүре алмайды. Сондықтан газ-33027 базалық нұсқадан белдіктің екілік компоновкасы (артқы) сақталды. Жүрісі жұмсақ, сыртқа қарайтын көрінісі жақсы, матадан жасалған жайлы орындықтар, радио, қуатты жақсы жылытқыш, рульдік басқарылымның күшейткіші бар және т. б. Қосылатын алдыңғы белдікті орнатудың арқасында, демультипликаторды және таратқыш қорабын орнату арқылы жүк көтергіштігі 1,3 тоннаға дейін төмендеді.



1.2.1 Сурет – ГАЗ-33027 жүктік автокөлігі

Дөңгелек формуласы / дөңгелектері жетекші – 4x4 / барлығы

Көлік құралының орналасу сұлбасы-жартылай капотты, қозғалтқыштың орналасуы-алдыңғы бойлық болып келеді.

Тиеу кеңістігінің орындалуы-доғаларымен және борттық платформасының тенті бар немесе олар орналаспауы мүмкін.

Кабина – тұтас металл, екі есікті, үш орынды

1.2.1 Кесте - ГАЗ-33027 автомобильдің жалпы техникалық сипаттамалары

Дөңгелек формуласы	4x4
Тасымалданатын жүктің массасы, кг	2100-2200
Тасымалданатын жүктің толық массасы, кг: - алдыңғы өске - артқы өске	1350-1450 2050-2150
Габаритті өлшемдер, мм: - ұзындығы - ені - биіктігі	5560 2098 2200
База, мм:	2900

УАЗ-3909.

Бұл модель - "фермер" вагон типті - бұл 3 бүйірлік бір есікті және екі есікті артқы есігі бар арнайы жолаушы –жүк толық жетекті автомобиль. Автомобильдің басты артықшылығы - әмбебаптылығы: мұнда бір уақытта жүргізуші, 7 жолаушы және 450 кг жүк оқшауланған бөлікте "бірге өмір сүре" алады (жолаушылар салоны терезелі перегородкамен бөлінген). Салондағы үстелі, жылу өнімділігі жоғары жылытқыш бар, басқа конструкторлық өзгертулері бар жаңалықтары УАЗ-3909-ны жұмыста сенімді көмекші ретінде көрсетіледі. Жайлылық, жан - жақтылық және жоғары өтімділікті автокөлік - бұл үйлеспейтін болып көрінетін белгілердің барлығы УАЗ-3909 фермерінде көрініс тапты. Автомобильдерге қозғалтқыштардың екі түрі, Ульяновск мотор зауыты мен Заволжск мотор зауытының қозғалтқыштары орнатылады.



1.2.2 Сурет – УАЗ-3909 жүктік автокөлігі

Дөңгелек формуласы / дөңгелектері жетекші – 4x4 / барлығы

Көлік құралының орналасу сұлбасы – вагонды; қозғалтқыштың орналасуы-алдыңғы бойлық.

Тиеу кеңістігінің орындалуы - әйнектелген немесе әйнектелмеген жабық тұтас металды жүктік фургон болып келеді.

Кабина – жүк бөлігінен керегемен бөлінген, үш есікті, жеті орынды болып келеді.

1.2.2 Кесте - УАЗ-3909 автомобильдің жалпы техникалық сипаттамалары

Дөңгелек формуласы	4x4
Тасымалданатын жүктің массасы, кг	1820
Тасымалданатын жүктің толық массасы, кг:	
- алдыңғы өске	1380
- артқы өске	1440
Габаритті өлшемдер, мм:	
- ұзындығы	4440
- ені	1940
- биіктігі	2101
База, мм:	2300

УАЗ-3303.

УАЗ-3303 — Ульяновск автомобиль зауытында шығарылатын өтімділігі жоғары жүктік автомобилі. Қазіргі уақытта УАЗ-330394 және УАЗ-330364 модификациялары ЗМЗ-409 қозғалтқышымен шығарылады.

Кабина-тұтас металдан жасалынады, екі орындығы бар, екі бүйірлі бір жақты есіктері бар және қозғалтқыш капотының алынбалы қақпағы бар.

Көліктің әртүрлі модификацияларының платформалары ағаштан және металдан жасалынуы мүмкін мүмкін. Борттық УАЗ-3303 автокөлігі, біз қарастыратын техникалық сипаттамалары, шын мәнінде, жүктік машинасы, кабинасы металдан жасалған, екі есігі, стандартты, толық жетекті және капоттың алынбалы қақпағы бар. Автомобильде моторы алдыңғы компоновкалы болып келеді. Қазіргі уақытта көлікті жаппай шығару тоқтатылған жоқ, бірақ ол екі негізгі модификацияда шығарады.



1.2.3 Сурет – УАЗ-3303 жүктік автокөлігі

Дөңгелек формуласы / дөңгелектері жетекші – 4x4 / барлығы.

Көлік құралының орналасу сұлбасы – вагонды; қозғалтқыштың орналасуы-алдыңғы бойлық болып келеді.

Тиеу кеңістігінің орындалуы - әйнектелген немесе әйнектелмеген жабық тұтас металды жүктік фургон болып келеді.

Кабина – жүк бөлігінен перегородкамен бөлінген, үш есікті, жеті орынды.

1.2.3 Кесте - УАЗ-3303 автомобильдің жалпы техникалық сипаттамалары

Дөңгелек формуласы	4x4
Тасымалданатын жүктің массасы, кг	1845
Тасымалданатын жүктің толық массасы, кг: - алдыңғы өске - артқы өске	1220-1420 1430-1630
Габаритті өлшемдер, мм: - ұзындығы - ені - биіктігі	4460 1965 2660
База, мм:	2300

Fiat Ducato (230W).

Фургон Fiat Ducato - бұл пайдаланудағы жоғары тиімділікті, құрылымның қарапайымдылығы мен сенімділігі жоғары автокөлік. Фургонның 3 модификациясы бар, дөңгелек базасының 3 варианты, шанақтың биіктігінің 2 варианты бар. Кең есіктер мен төмен табалдырықтар ыңғайлы тиеу мен түсіруді қамтамасыз етеді. FIAT Group (итальян сөзінен аударғанда Fabbrica Italiana Automobili Torino, Туриннің итальяндық автомобиль фабрикасы) — итальяндық автомобиль өндіруші компания, қозғалтқыштар, қаржылық және өндірістік бірлестік. Штаб-пәтері Туринде (Пьемонт аймағы) орналасқан.



1.2.4 Сурет - Fiat Ducato автокөлігі

Дөңгелек формуласы / дөңгелектері жетекші – 4x4 / барлығы.

Көлік құралының орналасу сұлбасы - жартылай капотты, қозғалтқыштың орналасуы - алдыңғы көлденең болып келеді.

Тиеу кеңістігінің орындалуы - төбесі жоғары немесе төмен орналасқан, бүйір жылжымалы есігі бар немесе жоқ болуы мүмкін, артқы екі есігі, борттық платформасы бар толық металлды фургон.

Кабина - екі немесе төрт есікті, бір немесе екі қатарлы орындықтары бар.

1.2.4 Кесте - Fiat Ducato автомобильдің жалпы техникалық сипаттамалары

Дөңгелек формуласы	4x4
Тасымалданатын жүктің массасы, кг	1760-2065
Тасымалданатын жүктің толық массасы, кг: - алдыңғы өске - артқы өске	1460-1850 1460-2120
Габаритті өлшемдер, мм: - ұзындығы - ені - биіктігі	4521-5620 1998 2150-2725
База, мм:	2850

Mercedes-Benz T1N «Sprinter».

Mercedes-Benz компаниясының аз тонналы автомобильдер тобы.

Шанақ ұзындығының төрт нұсқасы бар (доңғалақ базасының үш нұсқасы) және шатырдың биіктігінің үш нұсқасы, артқы өсетрде екі скатты немесе бір скатты дөңгелектері бар. Шассидің жүк көтерімділігі 3050 кг. Көптеген модификациялары бар: жолаушылар микроавтобусы, маршруттық такси (19+7 орын), қала-аралық микроавтобус (20 орынға дейін), жүктік фургоны, борттық жүктік көлігі, авторефрижератор, мамандандырылған автомобильдер (жедел жәрдем, жылжымалы штаб, манипулятор, кран) және т. б.

Еуропада да, Ресей Федерациясында да МВ Sprinter-ді корпусын қайта жабдықтау және қосымша жабдықтау тәжірибесі кең таралған.



1.2.5 Сурет – Mercedes-Benz T1N «Sprinter» автокөлігі

Дөңгелек формуласы / дөңгелектері жетекші – 4x2 / артқы.

Көлік құралының орналасу сұлбасы - жартылай капотты, қозғалтқыштың орналасуы - алдыңғы көлденең болып келеді.

Тиеу кеңістігінің орындалуы – фургон, толық металлды, бүйір жылжымалы есігі бар, артқы екі есігі де бар, борттық платформасы бар немесе қақпағы жоғары немесе төмен орналасуы мүмкін.

Кабина - екі есікті, бір (екі- немесе үшорынды) немесе екі қатарлы (отыратын орындақтардың саны алтыға дейін) орындықтары бар.

1.2.5 Кесте - Mercedes-Benz T1N «Sprinter» автомобильдің жалпы техникалық сипаттамалары

Дөңгелек формуласы	4x2
Тасымалданатын жүктің массасы, кг	1845-1985
Тасымалданатын жүктің толық массасы, кг: - алдыңғы өске - артқы өске	1350-1460 1500-1700
Габаритті өлшемдер, мм: - ұзындығы - ені - биіктігі	5585 1933 2570
База, мм:	3550

Volkswagen LT28.

LT автокөліктерінде—заманауи дизайн, прогрессивті техникалық шешімдер, оңтайлы жайлылық, қауіпсіздікті арттыру және экономикалық тиімділік барлық түрдегі тасымалдау үшін тамаша жабдықталуымен үйлеседі. Жүктеуді және түсіруді жеңілдету үшін еден деңгейі төмендетіліп, есіктің өлшемдері ұлғайтылды. Саңылаудың ені (артқы есіктері ашық болған кезде) 1560, ал биіктігі -1540 (жоғары вагон үшін -1775) мм. Артқы ашпалы есіктер 90° ашылмалы болатындай етіп бекітіледі, бірақ оларды 180° да ашуға болады, ал жеке нұсқада - барлығы 270° ашуға болады. Кез-келген жағына тиеу және түсіру үшін жылжымалы есікті орнатуға болады. Дененің бүйірлері тік болады дерлік. Ішкі ені 1736 мм және ұзындығы әр түрлі базаның мәндерінде 2515-тен 4215 мм-ге дейін болуы мүмкін, дененің жүк сыйымдылығы 7,0-ден 13,4 м³-ге дейін өзгереді.

Дөңгелек формуласы / дөңгелектері жетекші – 4x2 / артқы.

Көлік құралының орналасу сұлбасы - жартылай капотты, қозғалтқыштың орналасуы - алдыңғы көлденең болып келеді.

Тиеу кеңістігінің орындалуы – 2DX0AE – жүктік фургон, жоғары (LN) немесе нормальды (LN) қақпағымен; 2DX0FE – жүктік борттық платформа (PN, DN) немесе самосвал (PK, DK).



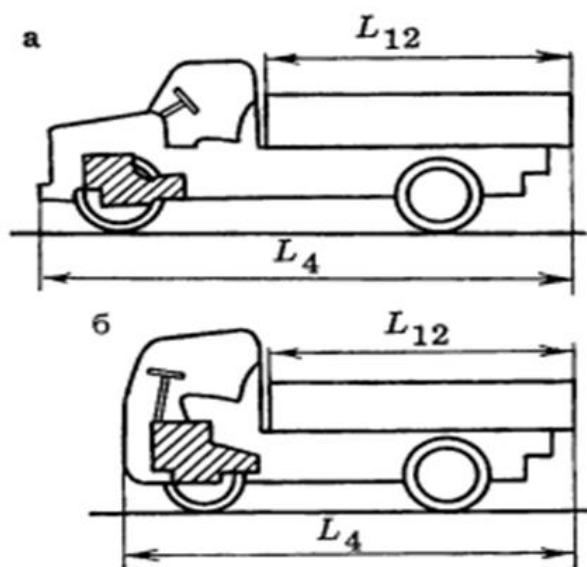
1.2.6 Сурет – Volkswagen LT28 автокөлігі

Кабина - толық металлды, екі есікті; LH , LN, PN, PK – екі орынды; DN, DK – бес орынды, орындықтары екі қатарлы

1.2.6 Кесте - Volkswagen LT28 автокөлігінің жалпы техникалық сипаттамалары

Дөңгелек формуласы	4x2
Тасымалданатын жүктің массасы, кг	1807-2229
Тасымалданатын жүктің толық массасы, кг:	
- алдыңғы өске	1460-1750
- артқы өске	1500-2240
Габаритті өлшемдер, мм:	
- ұзындығы	4835
- ені	1933
- биіктігі	2350
База, мм:	1625

Автокөлік құралдырының моделінің деректерін салыстыру және олардың техникалық деректерін зерттеу арқылы біз автомобильдердің орналасу сұлбаларына талдау жасаймыз. Біз қазіргі заманғы автомобиль өнеркәсібінде жүк көліктерін орналастырудың екі негізгі сұлбасы кеңінен таралғанын білдік (сурет 1.2.7): қозғалтқыштың артында орналасқан кабинамен; қозғалтқыштың үстінде орналасқан кабинамен.



а - қозғалтқыштың артында орналасқан кабина;

б - қозғалтқыштың үстінде орналасқан кабина

1.2.7 Сурет – Жүк автомобильдерін құрастырудың негізгі сұлбалары

"Кабинаның қозғалтқыштың үстінде" орналасуының артықшылықтарына мыналар жатады: доңғалақ базасын және автомобильдердің жалпы ұзындығын ұтымды пайдалану; автомобильдің алдыңғы білігінің максималды рұқсат етілген жүктемесін алу мүмкіндігі, демек, автомобильдің жүк көтергіштігін арттыру; қаптаманың бөлшектерін, капоттың қанаттарын шығаруда көп еңбекті қажет етпейтін және автомобильдің ұзындығын азайтқан кезде автомобильдің өз салмағының төмендеуі; автомобильдің маневрлігін және жүргізуші өз орнынан көруді жақсарту; қозғалтқышқа және онымен байланысты түйіндер мен механизмдерге қолжетімділікті жақсарту, өйткені бұл жағдайда кабина алдыңғы бекіту нүктелеріне қатысты аударылады.

"Кабинаның қозғалтқыштың үстінде" орналасуының сұлбасы бойынша автомобильдің орналасуы басқа сұлбалармен салыстырғанда олардың жүктеме қабілеттілігін барынша арттыруға мүмкіндік береді.

УАЗ отбасылық автомобильдерін отандық автомобиль жасау тәжірибесінде "қозғалтқыштың үстіндегі кабина" сұлбасы бойынша орналасу қабылданды, бұл "қозғалтқыштың артындағы кабина" сұлбасы бойынша жасалған ГАЗ малой грузоподъемности и зарубежной марки автомобилей Fiat Ducato, Mercedes-Benz Sprinter, автомобильдерінің төмен жүк көтергіштігі мен шетелдік маркалы автомобильдердің орналасуымен салыстырғанда доңғалақ базасын 800 мм-ге, автомобильдің жалпы ұзындығын 700 мм-ге азайтуға, платформаның ұзындығын 310 мм-ге арттыруға мүмкіндік береді. Үлкен жүк көтерімділігіне қарамастан, УАЗ автомобильдерінің ГАЗ маркаларының массасынан аспайтын өзіндік массасы болды.

"Қозғалтқыш үстіндегі кабина" орналасуының кемшіліктеріне мыналар жатады: кабинаны төңкеру және құлыптау механизмінің құрылысына байланысты кабина құрылымының күрделенуі; кабинадан кіру және шығу

ыңғайлы емес; беріліс қорабын, іліністі және тежегішті басқару жетегінің қиындауы. Кабинаның сәтті жасалған құрылымның және автомобильдің тұтастай орналасуымен бұл кемшіліктер минимумға дейін азаяды.

Отандық және шетелдік жобалау тәжірибесі көрсеткендей, негізгі автомобильдер үшін "қозғалтқыш үстіндегі кабинаның" орналасуы жақсырақ, өйткені жоғарыда аталған артықшылықтар толығымен көрінеді.

Магистральдық автомобильдердің алдыңғы осьтік жүктемесі 60 кН дейін және одан жоғары өсу тенденциясы кабинаның одан әрі алға жылжуымен байланысты болуы мүмкін, бұл жүксіз автомобильдің ілінісу салмағын азайтады және сәйкесінше жүксіз қозғалыс кезінде тайғақ жолдарда жүруді нашарлатады.

Сондықтан, жүктелмеген автомобильдің жетекші доңғалақтарына минималды рұқсат етілген жүктеме туралы мәселе маңызды болып табылады және тіркеу салмағына байланысты әр түрлі жолдарда автомобильдің жүргіштігі мен тұрақтылығын анықтау бойынша теориялық және эксперименттік зерттеулер жүргізуді керек етеді.

Отандық және шетелдік автомобильдердің техникалық сипаттамалары мен орналасу сұлбаларын салыстырғаннан кейін, мен ауыл шаруашылығында қолдануға болатын ең ұтымды автомобиль, жүк көтергіштігі төмен және өтімділігі жоғары автомобильді дипломдық жұмыс үшін автомобиль аналогы УАЗ – 3309 маркалы көлік құралын таңдадым.

1.3 Жобаланатын автомобильге техникалық тапсырманы дайындау

Отандық және шетелдік автомобильдердің құрылымдық ерекшеліктерін қарастыра отырып, жобалау үшін ең қолайлы автомобиль- УАЗ-3909 (сурет 1.2.2) болатын болды. Дипломдық жұмыс үшін автомобиль аналог ретінде біз УАЗ-3909 маркалы автокөлікті қоладанамыз. УАЗ-3909 автомобиль маркасының расшифровкасы: толық салмағы 2-ден 8 тоннаға дейінгі арнайы жүктік автокөлік құралы (алғашқы екі сан), Ульяновск автомобиль зауытының 09-шы моделі (соңғы екі сан). Оның техникалық сипаттамасын қарастырайық.

1.3.1 Кесте - УАЗ -3309 борттық автомобильдің техникалық сипаттамалары

Дөңгелек формуласы	4×4
Орын саны	7
Ұзындығы, мм	4440
Ені, мм	1940
Биіктігі, мм	2101
Дөңгелек базасы, мм	2300
Клиренс, мм	220
Өтетін өткелдің тереңдігі, мм	500

кестенің жалғасы 1.3.1

Жабдықталған автомобильдің массасы, кг	1820
Толық массасы, кг	2820
Жүккөтерімділігі, кг	900
Қозғалтқыш	бензинді, УМЗ-4178
Отын түрі	октандық саны 92-ден кем емес бензин
Жұмыстық көлемі, л.	2,445
Максималды қуаты, л.с.(кВт)	4000 айн/мин кезінде 55,9 (76)
Максималды айналу моменті, Н.м	2200-2500 айн/мин кезінде 159,8 (16,3)
Максималды жылдамдық, км/сағ	110
Отын шығыны 90 км/сағ кезінде, л/100 км	16,5
Отын бақтарының сыйымдылығы, л	86
Беріліс қорабы	механикалық, 4-сатылы
Таратқыш қорабы	механикалық, 2-сатылы
Тежегіш жүйесі	гидравликалық, вакуумды күшейткішімен, барабанды
Шиналар	225/75R16

Модель УАЗ 3909 «Фермер» – бұл 4 есікті, толық жетекті, жүкті және жолаушыларды таситын вагонды типті автокөлік, оны қазіргі уақытта ресейлік УАЗ автомобиль компаниясы (Ульяновск автомобиль зауыты) ұсынып, шығарады. Бұл модельдің басты ерекшелігі - автомобильде жеті адам, оның ішінде жүргізуші және тағы 450 кг жүк сияуы мүмкін, оған арнайы оқшауланған жүк бөлімі арналған. Жолаушылар салоны мен жүк бөлімі арасында терезесі бар перегородка бар. Көліктің төрт есігі бар: үш жалғыз бүйір есік және бір қосарланған есік. УАЗ 3909 автокөліктің корпусы толық металдан жасалынады, оның негізінде өте берік рамалық құрылым бар. Фургонның дөңгелек базасы - 2300 мм, ұзындығы – 4440 мм, ені-1940 мм, биіктігі-2101 мм. Сондай-ақ, автомобильге қарапайым жолдарда да, жолдан тыс жерлерде де сәтті жүруге мүмкіндік беретін жоғары өтімділікті автомобиль екенін атап өткен жөн. Салон өнімділігі жоғары жылытқышпен жарактандырылады, онай алынатын үстелмен жабдықталған, бұл модель балық аулауға немесе аң аулауға тамаша мүмкіндік беретін автокөлік.

УАЗ 3909 автокөлігі бастапқыда төрт цилиндрлі карбюраторлы қозғалтқышпен жабдықталған, оны Заволжский немесе Ульяновск зауыттарымен шығарылған, көлемі 2.5 литр, қуаты 92 аттың күші болатын. Заволжск зауытынан шыққан күштік агрегаты ЗМЗ-402 деп аталды, ал Ульяновск қозғалтқышы УМЗ-4178 деп аталды. Сондай-ақ, 2.9 литр көлемді УМЗ-4218 карбюраторлы қозғалтқышы ұсынылды, оның қуаты 99 а.к. тең болды. Бүгінгі таңда УАЗ 3909, 4 цилиндрлі УМЗ-4213 инжекторлық

қозғалтқышымен жабдықталған, ол Евро II экологиялық стандартына сәйкес келеді. Бұл күштік агрегаттың қуаты - 99 а.к. тең болды. Автомобильдің максималды жылдамдығы 110 км/сағ.

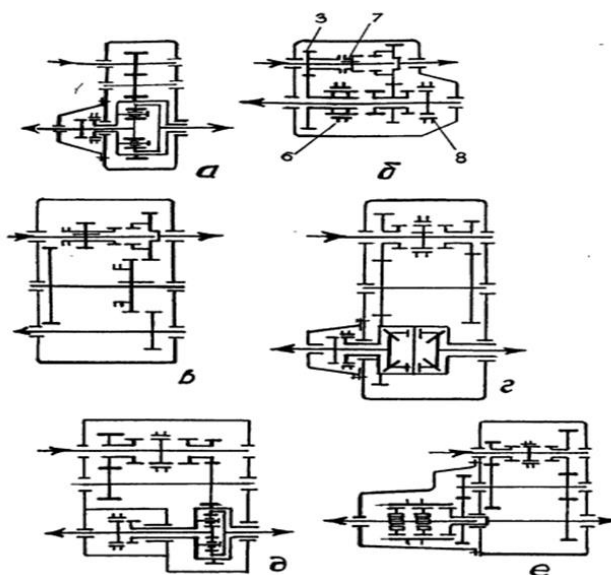
Беріліс қорабына келетін болсақ, мұнда 4 сатылы механикалық беріліс қорабы орналастырылады, сондай-ақ екі рычагты екі сатылы таратқыш қорабы орнатылған. Жетек барлық дөңгелектерге тұрақты. Алдыңғы белдік арнайы құрылымды болып келеді, алдыңғы ступицаларды сөндіруге мүмкіншілік бар. Тежегіш жүйесі алдыңғы және артқы барабанды тежегіштерін қамтиды. Осы автомобиль үшін ABS антиблокировка жүйесі, антипробуксовка жүйесі (tractioncontrol) сияқты қосалқы жүйелер жоқ. Мұнда тіпті рульдік күшейткіш те жоқ. Мұның себептерінің бірі - бұл автомобильдің қатал жұмыс режимдеріне (батпақты жолдар, жолдары жоқ жерлер) арналғандығы және оны құрудың негізгі мақсаты жоғары сенімділік пен техникалық қызмет көрсетудің қарапайымдылығы болды, бұған, негізінен, өндіруші толықтай қолын жеткізді.

2 Әдеби-патенттік шолу

2.1 Әзірленген түйіннің мақсаты

Толық жетекті немесе көп жетекті автомобильдің трансмиссиясында айналу моментін жетекші белдіктеріне таратуға арналған тарату қорабы деп аталатын қондырғы болуы мүмкін.

Жоғары жүргіштікті көлік құралының тарату қорабы үшін айналу моментті тарату функциясы әдетте жалғыз ғана емес. Мұндай автомобильдер жоғары тірек-ілінісу қасиеттеріне ие, бұл жетекші доңғалақтарына оңтайлы (доңғалақтардың бір шинасымен — көбінесе біркелкі) масса бөлу арқылы қол жеткізіледі. Мұндай автомобильдердің жоғары тірек-ілінісу қасиеттері жетекші доңғалақтарда өте маңызды айналу моменттерді жүзеге асыруға мүмкіндік береді, оларды алу үшін трансмиссияда үлкен берілістер саны болуы керек. Өндірісті арзандату мақсатында өтімділігі жоғары автомобильдердің көпшілігі өтімділігі шектеулі сериялық автомобильдер базасында шығарылады. Мұндай автомобильдердің трансмиссиясында сериялық беріліс қорабы қолданылады, оның төменгі (бірінші) берілісінің беріліс саны аз болады, өтімділігі жоғары автомобиль жоғары тірек-ілінісу қасиеттерін толығымен жүзеге асыра алатындай жеткіліксіз болып келеді. Сонымен қатар, жоғары өтімділікті автомобильдің трансмиссиясының тиімді жұмыс істеуі үшін оның беріліс сандарның диапазоны базалық автомобильдің беріліс қорабын қамтамасыз етуге мүмкіндік беретіннен екі есе кең болуы керек.



Сурет 2.1.1 – Тарату қораптарының құрылымдық схемалары

Сериялық беріліс қорабы қолданылатын жоғары жүргіштікті көлік құралының трансмиссиясындағы беріліс сандарының ауқымын кеңейту және оның беріліс санын максималды арттыру үшін тарату қорабына қосымша тістер

жұбын енгізеді. Бұл тістер жұбы төмендету берілісі немесе демультипликатор деп аталады. Көлік ауыр жол жағдайына түскен кезде демультипликатор іске қосылады. Оның болуы трансмиссиядағы беріліс сандарының санын екі есе көбейтуге мүмкіндік береді, олардың әрқайсысының, соның ішінде сериялық беріліс қорабының бірінші сатысындағы мәндерін арттырады.

Өтімділігі жоғары оригинал (жол прототипі жоқ) автомобильдердің беріліс қораптары, әдетте, трансмиссиядағы беріліс сандарының кең спектрін ескере отырып жасалынады, сондықтан 2.1.1 а суретте көрсетілгендей, тарату қорабында төменгі берілістің болмауы мүмкін.

2.2 Таратқыш қораптарына қойылатын талаптар

Тарату қораптары, олардың құрылымдық схемасына қарамастан, келесі талаптарды қанағаттандыруы керек:

1 Жетекші белдіктерге айналу моментін автомобильдің ең жақсы өтімділігі қамтамасыз етілетіндей етіп бөлу.

2 Автокөліктің қозғалысына келетін жоғары қарсылықты жеңу үшін үлкен беріліс сандарын құра білу мүмкіндігі болуы керек.

3 Демультипликаторды қосқан кезде трансмиссия бөлшектерінің артық жүктелуін болдырмайтын құрылғылары болуы тиіс.

4 Шу деңгейінің жоғары болуын болдырмау.

5 Жоғары ПӘК-ің болуы.

2.3 Таратқыш қораптарының жіктелуі

Тарату қораптарын жіктеудің негізгі белгісі-жетектің түрі болып есептеледі. Егер тарату қорабының барлық шығыс біліктері қатты механикалық байланысқа ие болса, жетек блокированный деп аталады. Егер тарату қорабының шығыс біліктері дифференциал арқылы қамтамасыз етілсе, жетек дифференциалды деп аталады. Сондай-ақ, автоматты қуат алу құрылғылары арқылы трансмиссияның бір тармағының уақытша қосылуын қамтамасыз ететін тарату қораптары бар.

Трансмиссияның құрылымдық схемасына сәйкес тарату қораптарындағы шығыс біліктерінің саны әр түрлі болуы мүмкін: әдетте олар екеу болуы мүмкін, бірақ жүктік көлігінің жетекші белдіктерінің параллель жетегінде үш болуы мүмкін.

2.4 Патенттік ақпарат

Әдеби шолудан кейін біз қарастырылатын құрылымға патенттік сараптама жүргіземіз.

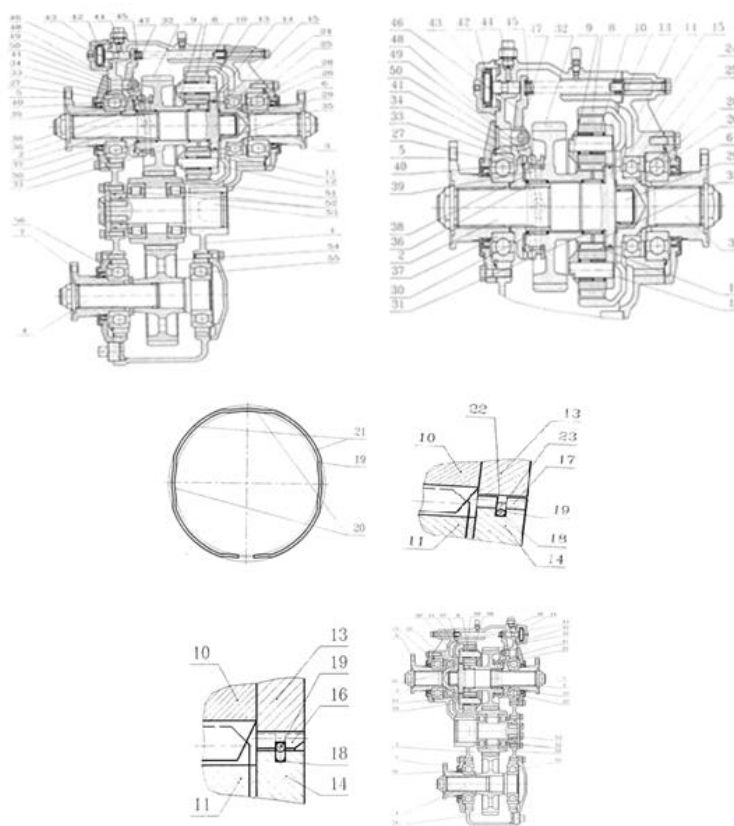
1 Жүктік автокөлігінің тарату қорабы

RU 2026208 МПК: B60K17/34

Авторлары: Лившиц И.П., Лиходедов И.Г.

Пайдалануы: доңғалақты көлік құралдарының трансмиссияларында, атап айтқанда тарату қорабының конструкцияларында. Өнертабыстың мәні: тарату қорабында короналы тісті дөңгелектен, сателлиттері бар жүргізушіден және солнечный шестернядан тұратын дифференциалды механизм бар.

Сателлит корпусында орналасқан сателлиттер саусақтарда орнатылады және онымен қосылған шайбаға орнатылады, ол, білікте жасалған және солнечный шестерняның тісті тәжі деңгейінде орналасқан сыртқы шлицтері бар шлицтердің көмегімен сақиналы бұрттпен біріктіріледі. Шлицтері сақиналы ойықпен бөлінеді, онда бекіту элементі фигуралы пішінді кесілген серпімді бекіту сақинасы түрінде орнатылады, онда ойықтың түбімен байланысқан бөліктер бар. Дифференциалды механизмнің мұндай орындалуы тарату қорабының ықшамдылығын қамтамасыз ете отырып, оған қосылған біліктің бірдей құрылымы әртүрлі конструкциялардың жүргізушілерін пайдалануға мүмкіндік береді. 4 з.п.ф - лы, 6 л.



2.4.1 Сурет – Жүктік автокөлігінің тарату қорабы

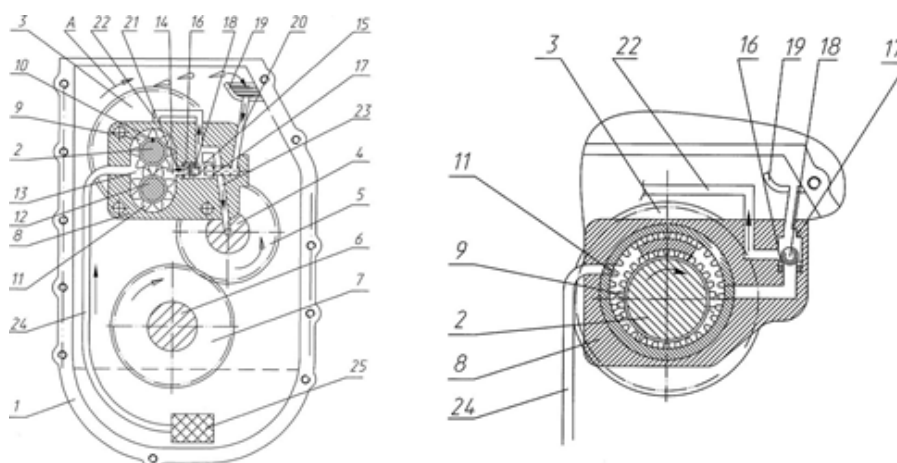
2 Тарату қорабы

RU 2382256 МПК: F16H3/091

Авторлары: Кузнецов В.Я., Горбатовский А.В.

Өнертабыс машина жасауға қатысты. Тарату қорабында (1) корпус, мойынтіректерінде шестернялармен орналасқан (3) жетекші білігі (2), шестернясы (7) бар аралық білік (4) шестернямен (5) тұрақты түйіспеде

жалғанған, жетелінетін білігі (6) шестернямен берілістердің бірімен (5) ілінуде орналасқан, дифференциалды механизмі бар. Тарату қорабының жоғарғы жағында май сорғысы бекітілген (8). Сорғының (8) жетекші білігі (9) жетекші білікте (2) орналасқан. Сорғы корпусында (8) клапан қуысы (15) ол бір өс аралығында седлалармен (16) және (17), және серіппелі шаригімен (18) жасалған. Сорғының (8) қуысына майдың өтуі шаригі бар пружина арқылы (18) ер-тоқымға (16) басылған кезде қамтамасыз етіледі. Корпустың жоғарғы бөлігінде май жинағыш (19) науа түрінде жасалады, ол арна (20) клапан қуысымен (15) жалғанады. Клапан қуысының (15) арнасы (21) сорғының (8) айдау қуысымен (14), арна (22) - шестерня мойынтіректерінің қуыстарымен (3), ал арна (23) - шестеня мойынтіректерінің қуыстарымен (5) жалғанған. Сорғының (8) сору қуысы (13) түтік арқылы (24) май қабылдағышқа (25) қосылған. Сорғы (8) корпусындағы клапан қуысы (15) тігінен орналасуы мүмкін, бұл жағдайда төменгі ер-тоқым (16) прорезьдермен жасалады, ал шарик (18) серіппелі емес болып келеді. Тарату қорабының мойынтіректерінің сенімділігі мен қызмет ету мерзімін арттыруға қол жеткізіледі. 2 н. п. ф - лы, 2 ил.



2.4.2 Сурет – Май сорғысы

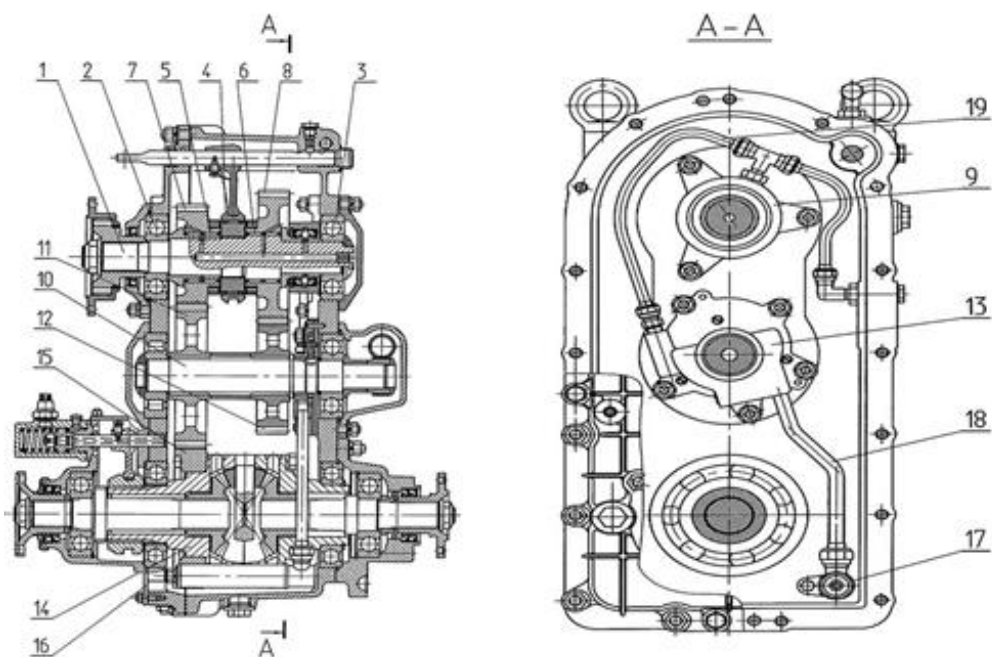
3 Тарату қорабы

RU 2264927 МПК: В60К17/34

Авторлары: Королев Е.А., Королев Ю.Н.

Өнертабыс көлік құралдарының трансмиссиясына қатысты. Тарату қорабында берілістерді ауыстыру механизмі және мойынтіректері орнатылған шестернялары бар бастапқы білік, ол аралық біліктің тістегеріштерімен тұрақты іліністе тұрады, аралық біліктің тістегеріштерінің бірімен ілініп тұрған тістегеріші бар екінші білікше шестернямен (дифференциалмен немесе онсыз) орналасады. Қорапта сүзгіден, май қабылдағыштан, түтіктерден және аралық білік жетегі бар сорғыдан тұратын мәжбүрлі майлау жүйесі орнатылған, ал сүзгі алынбалы болып келеді. Нәтижесінде беріліс қорабының беріктігі артады,

машинаны ұзақ қашықтыққа сүйреу мүмкіндігі қамтамасыз етіледі және техникалық қызмет көрсетудің күрделілігі төмендейді.

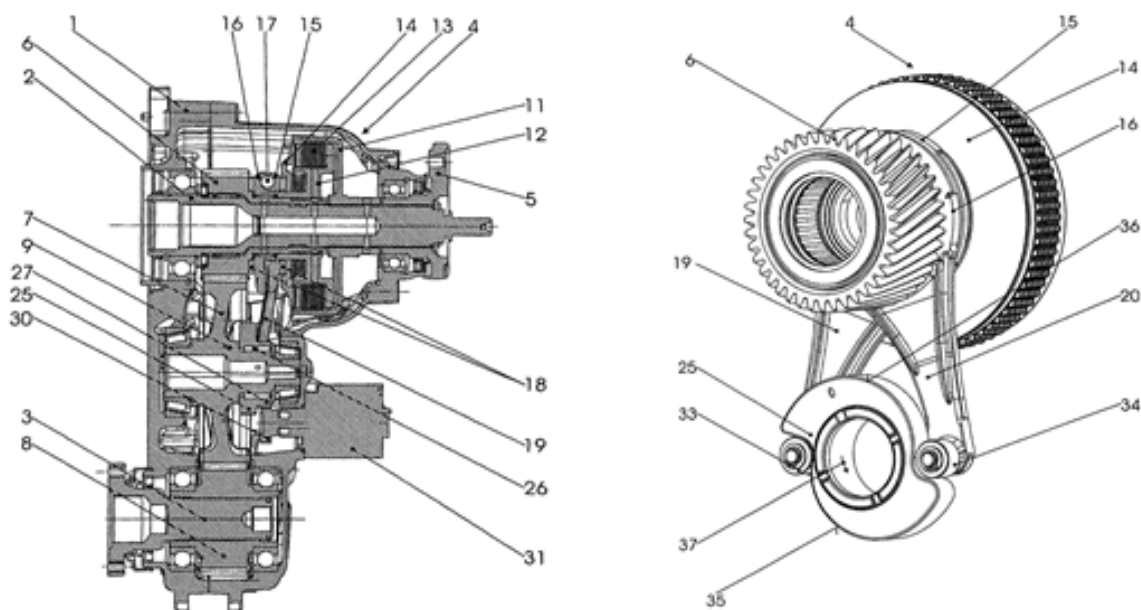


2.4.3 Сурет –Тарату қорабы

4 Басқарылатын үйкеліс ілінісі бар автомобильдерге арналған таратқыш қорабы

RU 2398993 МПК: F16H63/30

Авторлар: Круггер Маркус, Галл Дитмар, Фридл Маркус



2.4.4 Сурет –Тарату қорабы

Өнертабыс көлік құралдарының тарату қораптарына жатады. Тарату қорабы кожухтан (1), бірінші жетекші белдікке жетек жалғауы бар бастапқы біліктен (2), басқарылатын үйкеліс ілінісінен (4) және екінші жетек белдігін қозғалысқа келтіру үшін жылжытудан (6, 7, 8) тұрады. Басқарылатын үйкелісті ілінісі (4) бір-біріне қатысты айнала алатын және сыртқы ұшымен басқару контуры бойымен қозғалатын қайшы тұтқалары бар (19, 20) екі рампалық сақина (15, 16) арқылы қозғалады. Басқару контурлары бір-біріне қатысты екі жұмыс беті (35, 36) бар басқару жұдырықшасында (25) жасалады. Басқару жұдырықшасы (25) бірінші біліктің (2) осіне параллель осьтің айналасында айналу мүмкіндігіне ие. Басқару жұдырықшасы (25) екінші шестерняға (7) немесе оның білігіне (9) айналу мүмкіндігімен орнатылады. Жетектің ықшамдылығы мен үнемді жұмысына қол жеткізіледі. 3 з.п. ф-лы, 2 ил.

2.5 Әзірленіп жатқан тораптың құрылымын жетілдіру бойынша техникалық ұсыныстар

Әдеби-патенттік шолуды аяқтағаннан кейін біз тарату қорабының құрылымын әзірлеумен техникалық ұсыныстарды қарастырдық. Патенттік іздеуді талдағаннан кейін, дипломдық жұмыста жүзеге асырылатын ең қолайлы патент В60К17/34 класты RU 2026208 патенті екенін анықтадық. Осы техникалық шешімнің нәтижесінде беріліс қорабының беріктігі артады, автокөлікті ұзақ қашықтыққа сүйреу мүмкіндігі қамтамасыз етіледі және техникалық қызмет көрсетудің күрделілігі төмендейді.

3 Автомобильдің тарту есебін жүргізу

Алғашқы мәліметтерді қарастыру	
Автокөлік типі	Отынның ең аз үлестік шығыны $g_e, \text{г/кВт}\cdot\text{час}$
Қолдану саласы мен қажеттілігі	арнайы жолаушылар мен жүкті тасымалдайтын автокөлік
Максималды жылдамдығы, км/сағ	110
Жүк көтерімділігі, кН	900
Қозғалтқыштың типі	Карбюраторлы
Қозғалтқыштың орналасу орны	бойлық, алдыңғы жағында
Қолданатын отын түрі	бензин
Трансмиссия типі	механикалық
Дөңгелектер формуласы	4x4
Автокөліктің толық салмағы G_a , кН	28,2
Автокөліктің алдыңғы өсіне түсетін жүктемесі G_1 , кН	13,8
Автокөліктің артқы өсіне түсетін жүктемесі G_2 , кН	14,4
Автокөліктің базасы L , м	2,3
Ағындылық факторы $k_b F_b$, $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$	0,92
Трансмиссиясының ПӘК-і	0,9
	292

Бір дөңгелекке түсетін жүктемені табамыз, сондағы

$$\frac{G_1}{2} = \frac{13,8}{2} = 6,9 \text{ кН};$$

$$\frac{G_2}{4} = \frac{14,4}{4} = 3,6 \text{ кН}.$$

Ең үлкен жүктеме бойынша стандарттардан шина таңдап аламыз. Сонымен, МЕСТ 5513 – 75 225/75R16 шинасын таңдаймыз.

Сырғанаусыз домалап келе жатқан доңғалақтың домалау радиусы шамалап жетеленетін тәртіпте домалаған доңғалақтың домалау радиусіне тең болады. Ол еркін радиус r_c мен статикалық радиус $r_{ст}$ арасында орын алады. Іс жүзіндегі мақсаттар үшін жеткілікті дәлділікпен $r_{ко}$ радиусы (жетеленетін тәртіпте домалаған доңғалақтың домалау радиусы) мына формуламен табылуы мүмкін:

$$r_{ко} = \lambda_{ш} r_c, \quad (3.1)$$

мұндағы $\lambda_{ш} = 0,95 \dots 0,97$ - шинаның жаншылу коэффициенті.
 $\lambda_{ш} = 0,95$ деп қабылдаймыз. Сонымен табатынымыз

$$r_{ко} = 0,95(406/2 + 169) = 0,35 \text{ м}.$$

3.1 Қозғалтқыштың сыртқы жылдамдық сипаттамаларын анықтау

Ең үлкен жылдамдық кезінде автомобильдің үдеуі нольге тең болғандықтан, қуат теңестірімінің теңдеуінен берілген v_{max} (км/сағ) жылдамдықтағы қозғалысты қамтамасыз ету үшін қозғалтқыштың керекті қуаты N_{ev} (кВт) мына формуламен табылады

$$N_{ev} = \frac{\left(G_d \psi_v + \frac{K_B F_B v_{max}^2}{13} \right) v_{max}}{3600 \eta_{TP}}, \quad (3.2)$$

мұндағы ψ_v - жол кедергісінің коэффициенті.

Жобаланатын автомобиль үшін жол кедергісінің есептік коэффициентін ψ_v цементбетон немесе асфальтбетон төсемді горизонталь жолдағы қозғалыстан таңдап аламыз, сонда $\psi_v = f(v)$ екенін ескереміз. Берілген автомобиль үшін ψ_v мына формуламен анықталуы мүмкін $\psi_v = 0,02 + 6 \cdot 10^{-6} \frac{v_{max}^2}{3,6^2}$,

$\psi_v = 0,025$ деп қабылдаймыз.

(3.2) формуласына белгілі шамалардың мәндерін қойып табатынымыз:

$$N_{ev} = \frac{\left(28,2 \cdot 10^3 \cdot 0,025 + \frac{0,92 \cdot 110^2}{13} \right) \cdot 110}{3600 \cdot 0,9} = 53 \text{ кВт}.$$

Қозғалтқыштың сыртқы жылдамдық сипаттамасын салу үшін мына формуланы пайдаланамыз:

$$N_{\dot{a}} = N_e \max \left[a \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + \hat{a} \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (3.3)$$

мұндағы a, b, c – коэффициенттер. Олардың шамалары қозғалтқыш түрі мен құрылысына тәуелді болады;

N_e, n_e -қуат пен қозғалтқыштың иінді білігінің айналу санының ағында шамалары;

N_{emax}, n_N – ең үлкен қуат және ең үлкен қуатқа сәйкес келетін иінді біліктің айналу жиілігі.

Қозғалтқыштың ең үлкен қуаты (3.3) формуласы бойынша N_e, n_e ағынды шамаларды белгілі N_{ev}, n_v шамаларымен алмастыру арқылы анықталады, яғни

$$N_e \max = \frac{N_{ev}}{a \left(\frac{n_v}{n_N} \right) + \hat{a} \left(\frac{n_v}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_v}{n_N} \right)^3}. \quad (3.4)$$

УАЗ-3909 автомобиліне қойылатын қозғалтқышты нысана қылып, белгісіз a , b және c коэффициенттерін табамыз. Сонда бұл қозғалтқыштың иінді білігінің айналу жиілігін шектегішпен жабдықталатынын ескереміз, сонымен ізделініп отырған коэффициенттер мына формуламен анықталады:

$$\begin{aligned} a &= 1 - \frac{M_3 K_\omega (2 - K_\omega)}{100(K_\omega - 1)^2}, \\ b &= 2 \frac{M_3 K_\omega}{100(K_\omega - 1)^2}; \\ c &= \frac{M_3}{100} \left(\frac{K_\omega}{K_\omega - 1} \right)^2, \end{aligned} \quad (3.5)$$

мұндағы M_3 – айналдырғыш момент қоры, %;

K_ω - жиілік бойынша бейімделу коэффициенті. Карбюраторлық қозғалтқыштар үшін M_3 және K_ω өзгеру аралықтары: $M_3 = (5...35)\%$; $K_\omega = 1,5...2,5$. $M_3 = 20\%$ және $K_\omega = 2,0$ деп қабылдаймыз. Онда

$$\begin{aligned} a &= 1 - \frac{20 \cdot 2,0 (2 - 2,0)}{100 \cdot (2,0 - 1)^2} = 1, \\ b &= 2 \cdot \frac{20 \cdot 2,0}{100 \cdot (2,0 - 1)^2} = 0,8, \\ c &= \frac{20}{100} \left(\frac{2,0}{2,0 - 1} \right)^2 = 0,8. \end{aligned}$$

Табылған коэффициенттердің дұрыстығын мына теңдеу арқылы тексереміз

$$a + b - c = 1. \quad (3.6)$$

Шынында,

$$1 + 0,8 - 0,8 = 1.$$

Айналу жиілігін шектегішпен жабдықталған қозғалтқышты автомобильде $\left(\frac{n_v}{n_N} \right)$ қатынасы бірге тең, олай боолса $N_{e_{\max}} = N_{ev}$.

Қозғалтқыштың сыртқы жылдамдық сипаттамасын салу үшін n_N жиілігін таңдап алу керек. Жүктік автомобильдердің карбюраторлық қозғалтқыштары үшін n_N жиілігі (3000...4600) айн/мин аралығында болады. $n_N = 4000$ айн/мин деп қабылдаймыз.

Автомобильге қойылған қозғалтқыштың жұмысы кезінде қозғалтқыш қуатының бір бөлігі қосымша механизмдердің жетегіне жұмсалады, сондықтан қозғалтқыш және автокөлік құралының түріне тәуелді K_c коэффициенті енгізіледі. Әдетте, қозғалтқыштардың техникалық сипаттамаларында қуаттың N_c стандарттік шамалары келтіріледі, ал ол N_e қуатының сәйкес шамаларымен келесі байланыста болады

$$N_e = K_c N_c. \quad (3.7)$$

Осыдан

$$N_c = \frac{N_e}{K_c}. \quad (3.8)$$

Есептерде $k_c = 0,93...0,95$ деп алуға болады. $K_c=0,95$ қабылдаймыз. Қозғалтқыштың иінді білігіндегі айналдырғыш момент мына формула бойынша табылады

$$M_e = 9554 \frac{N_e}{n_e}, \text{ Нм}. \quad (3.9)$$

Қозғалтқыштардың иінді білігінің айналу сандарының әртүрлі мәндерін беріп, (3.3) формуласы бойынша қуат пен айналдырғыш моменттің сәйкес шамаларын табамыз. Онда табатынымыз

$$N_e = 53 \left[1 \left(\frac{800}{4000} \right) + 0,8 \left(\frac{800}{4000} \right)^2 - 0,8 \left(\frac{800}{4000} \right)^3 \right] = 12 \text{ кВт}.$$

Сәйкес табатынымыз

$$N_c = \frac{12}{0,95} = 12,6 \text{ кВт}.$$

$$M_e = 9554 \frac{12}{800} = 143 \text{ Нм}.$$

$$M_c = 9554 \frac{12,6}{800} = 150,5 \text{ Нм}.$$

N_e қалған мәндері үшін ізделінетін шамалардың есептік мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.1.1).

3.1.1 Кесте - Қозғалтқыштың есептік параметрлерінің шамалары

n_e , айн/мин	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000
N_e , кВт	12	18,6	25,3	31,8	37,9	43,3	47,8	51,1	53
N_c , кВт	12,6	19,6	26,6	33,5	39,9	45,6	50,3	53,8	55,8

кестенің жалғасы 3.1.1

М _е , НМ	143,3	148,1	151,1	151,9	150,9	147,7	142,7	135,6	126,6
М _с , НМ	150,5	156	158,8	160	158,8	155,6	150,2	142,8	133,3

3.2 Негізгі берілістің беріліс санын анықтау

Негізгі берілістің беріліс саны мына формула бойынша анықталады:

$$U_0 = 0,377 \frac{n_{e\max} r_{ko} c_v}{v_{\max} U_B}, \quad (3.10)$$

мұндағы $n_{e\max} = n_N$ – қозғалтқыштың иінді білігінің ең үлкен айналу жиілігі;

c_v – жоғары берілістің коэффициенті. $c_v = 1$ деп қабылдаймыз;

U_b - берілістер қорабының жоғары берілісінің беріліс саны.

$U_b=1$ деп қабылдаймыз.

Белгілі шамаларды (3.10) формуласына қойып табатынымыз

$$U_0 = 0,377 \frac{4000 \cdot 0,35 \cdot 1}{110 \cdot 1} = 4,79.$$

3.3 Беріліс қорабының беріліс сандарын анықтау

Бірінші берілістің беріліс санын анықтау.

Бірінші берілістің беріліс санын автокөліктің техникалық сипаттамасынан қабылдаймыз $U_1 = 3,78$.

Берілістер қорабының сатылар санын анықтау.

Алдымен берілістер қорабының беріліс сандарының диапазонын D_k анықтаймыз. Ол мына формула арқылы табылады

$$D_k = \frac{U_1}{U_B}, \quad (3.11)$$

мұндағы U_b - – берілістер қорабының жоғары берілісінің беріліс саны. $U_b = 1$, деп қабылдаймыз. Олай болса

$$D_k = 3,78/1 = 3,78$$

Сонымен бұл автомобильге 4сатылы берілістер қорабы қойылуы тиіс.

Аралық берілістердің беріліс сандарын анықтау.

$U_b=1$ болғанда «m» аралық берілісінің беріліс саны мына формула арқылы анықталады

$$U_m = U_1^{\frac{n-m}{n-1}}, \quad (3.12)$$

мұндағы n – берілістер қорабының сатылар саны ($n=4$). Олай болса

$$U_2 = 3,78^{\frac{4-2}{4-1}} = 2,43;$$

$$U_3 = 3,78^{\frac{4-3}{4-1}} = 1,56;$$

$$U_4 = 3,78^{\frac{4-4}{4-1}} = 1,0.$$

Егер де автокөліктің трансмиссиясы толық жетекті болатын болса, онда таратқыш қорабы орнатылады, ол екі берілісі болады: жоғары және төменгі. Жоғарғысы тура немесе бірге жақын болатын беріліс саны бар. Төменгі берілістің беріліс саны шарттардан анықталады:

а автокөліктің максималды көтерілуін жеңу

$$U_H = \frac{\Psi_{max} G_a r_{ko}}{M_{emax} U_o U_1 \eta_{тр}}, \quad (3.13)$$

мұндағы Ψ_{max} - максималды көтерілуі. $\Psi_{max} = 0,7 \dots 0,9$. Сонда $\Psi_{max} = 0,7$. Олай болса

$$U_H = \frac{28,2 \cdot 10^3 \cdot 0,7 \cdot 0,35}{151,9 \cdot 4,79 \cdot 3,78 \cdot 0,9} = 2,79;$$

б жалғасқан салмақты толық пайдалану

$$U_H = \frac{G_\varphi \varphi r_{ko}}{M_{emax} U_o U_1 \eta_{тр}}, \quad (3.14)$$

мұндағы G_φ – автокөліктің жалғасқан салмағы;

$\varphi = 0,7 \dots 0,9$. $\varphi = 0,7$ болсын.

Толық жетекті автокөліктің жалғасқан салмағы

$$G_\varphi = G_a, \quad (3.15)$$

мұндағы G_a – автокөліктің толық массасы.

$$G_\varphi = 28,2 \text{ кН.}$$

Демек,

$$U_H = \frac{28,2 \cdot 10^3 \cdot 0,7 \cdot 0,35}{151,9 \cdot 4,79 \cdot 3,78 \cdot 0,9} = 2,79.$$

в минималды тұрақты қозғалыс жылдамдығын қамтамасыз ету

$$U_H = 0,377 \frac{n_{emin} r_{ko}}{U_0 U_1 v_{min}}, \quad (3.16)$$

мұндағы v_{min} - минималды тұрақты қозғалыс жылдамдығы. Минималды тұрақты қозғалыс жылдамдығы $v_{min} = 2 \dots 3$ км/сағ. $v_{min} = 3$ км/сағ болсын. Онда

$$U_H = 0,377 \frac{800 \cdot 0,35}{4,79 \cdot 3,78 \cdot 3} = 1,94.$$

(3.13), (3.14) және (3.16) формулалары бойынша есептелген төменгі берілістің беріліс сандарының мәндерін салыстыра отырып, біз $U_H = 1,94$ қабылдаймыз.

3.4 Автомобильдің қуат балансы

Автомобильдің қуат теңестірімінің теңдеуін келесі түрде көрсетуге болады:

$$N_k = N_\psi + N_e + N_{aj}, \quad (3.17)$$

мұндағы N_k - жетекші доңғалақтарға келтірілген қуат;
 N_ψ - жол кедергілерін өтуге жұмсалатын қуат;
 N_{aj} - автомобильдің шапшаңдата қозғалуы үшін жұмсалатын қуат.

Автомобильдің жетекші доңғалақтарына келтірілген қуат мына формула арқылы есептелінуі мүмкін

$$N_k = P_k \cdot v = N_e \eta_{TP} = N_e - \Delta N_{TP}, \quad (3.18)$$

мұндағы ΔN_{TP} - трансмиссиядағы қуат жойылымы;

P_k – жетекші доңғалақтардағы айналма күш.

Жол кедергілерін өтуге жұмсалатын қуат мына формула арқылы анықталады:

$$N_k = P_k \cdot v = N_e \eta_{TP} = N_e - \Delta N_{TP}, \quad (3.19)$$

мұндағы P_ψ – жолдың кедергі күші.

Ауа кедергісін жеңуге жұмсалатын қуат мына формула арқылы табылады

$$N_e = P_e \cdot v = K_e F_e v^3, \quad (3.20)$$

мұндағы P_b – ауа кедергісінің күші.

Автомобильдің шапшаңдата қозғалуы үшін жұмсалатын қуат мына формула арқылы анықталады

$$N_{aj} = P_{aj}v = m_a \frac{dv}{dt}v, \quad (3.21)$$

мұндағы m_a - автомобильдің толық массасы;
 P_{aj} - автомобильдің инерция күші;
 $\frac{dv}{dt} = j$ - автомобильдің үдеуі.

(3.17) теңдеуін графикалық әдіспен шешкен ыңғайлырақ болады, яғни теңдеудің сол және оң жақтарындағы шамаларды берілістер қорабының әр берілісі үшін $N_e = f(v)$ байланыстары үшін, ал жол кедергісі ψ_o болғанда берілістер қорабының тікелей берілісінде автомобильдің қозғалысы үшін $(N_\psi + N_B) = f(v)$ байланысы түрінде көрсетеміз.

Алдын-ала 3.4.1.-кестеде көрсетілген қозғалтқыштың иінді білігінің айналу жиіліктеріне сәйкес келетін автомобильдің әртүрлі берілістердегі жылдамдықтарын анықтаймыз.

Белгілі қозғалтқыштың иінді білігінің айналу жиілігінде (айн/мин), домалау радиусында (м) және негізгі беріліс пен берілістер қорабының беріліс сандарында автомобиль жылдамдығы (км/сағ) мына формула көмегімен табылады:

$$v = 0,377 \frac{n_e r_{ko}}{U_o U_k}, \quad (3.22)$$

мұндағы U_k - берілістер қорабының сәйкес сатысының беріліс саны.
 $n_e = 800$ айн/мин және $U_1 = 3,78$ болғанда табатынымыз

$$v_1 = 0,377 \frac{800 \cdot 0,35}{4,79 \cdot 3,78} = 5,83 \text{ км/сағ},$$

$$v_{1H} = 0,377 \frac{800 \cdot 0,35}{4,79 \cdot 3,78 \cdot 1,94} = 3,01 \text{ км/сағ}.$$

n_e және U_k қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.4.1).

3.4.1 Кесте - Әртүрлі n_e және U_k болғанда автомобиль жылдамдығының мәндері

n_e , айн/мин	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000
v_1 , км/сағ	5,83	8,75	11,66	14,58	17,49	20,41	23,32	26,24	29,15
v_2 , км/сағ	9,07	13,60	18,14	22,67	27,21	31,74	36,28	40,81	45,34
v_3 , км/сағ	14,13	21,19	28,25	35,32	42,38	49,44	56,51	63,57	70,63
v_4 , км/сағ	22,04	33,06	44,08	55,09	66,11	77,13	88,15	99,17	110

кестенің жалғасы 3.4.1

$v_{1н}, \text{ км/сағ}$	3,01	4,51	6,01	7,52	9,02	10,52	12,02	13,53	15,03
$v_{2н}, \text{ км/сағ}$	4,68	7,01	9,35	11,69	14,03	16,36	18,70	21,04	23,37
$v_{3н}, \text{ км/сағ}$	7,28	10,92	14,56	18,21	21,85	25,48	29,13	33,77	36,41
$v_{4н}, \text{ км/сағ}$	11,36	17,04	22,72	28,40	34,08	39,76	45,44	51,12	56,80

(3.18), (3.19) және (3.20) формулалары бойынша сәйкес қуаттарды анықтаймыз, сонда автомобиль жылдамдығы км/сағ берілгенін ескереміз, сонымен (3.19) және (3.20) формулалары мына түрге келеді

$$N_{\psi} = (f + i)G_a \frac{v}{3,6}$$

Және де асфальтбетон немесе цементбетон төсемді орташа сапалы жол үшін $f = 0,015$. Сонымен қатар автомобиль тікелей берілісте 3% кем емес қырдан өтуі тиіс, яғни $i = 0,03$, сондықтан жол кедергісінің коэффициенті $\psi_0 = 0,015 + 0,03 = 0,045$.

$$N_b = \frac{K_B F_B V^3}{3,6^3}$$

$v = 22,04 \text{ км/сағ}$ және $\psi_0 = 0,045$. болғанда табатынымыз

$$N_{\psi} = 0,045 \cdot 28,8 \cdot 10^3 \cdot 22,04 / 3,6 = 7,80 \text{ кВт.}$$

$$N_b = \frac{0,92 \cdot 22,04^3}{3,6^3} = 0,21 \text{ кВт.}$$

$$N_b + N_{\psi} = 7,80 + 0,21 = 8,01 \text{ кВт.}$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.4.2).

Жетекші доңғалақтарға келтірілген қуат N_k берілістер қорабының сатысының номеріне байланысты емес, сондықтан берілістер қорабының әртүрлі сатылары үшін ол қозғалтқыштың иінді білігінің айналу жиілігіне байланысты анықталады.

3.4.2 Кесте - Әртүрлі жылдамдықтарда ізделінетін параметрлердің мәндері

$v, \text{ км/сағ}$	22,04	33,06	44,08	55,09	66,11	77,13	88,15	99,17	110
$N_{\psi}, \text{ кВт}$	7,80	11,65	15,54	19,42	23,30	27,19	31,07	34,96	38,78
$N_b, \text{ кВт}$	0,21	0,71	1,69	3,30	5,70	9,05	13,51	19,23	26,25
$(N_{\psi} + N_b), \text{ кВт}$	8,01	12,36	17,23	22,72	29	36,24	44,58	54,19	65,03

n_e барлық өзгеру диапазоны үшін N_e шамалары 2-кестеде келтірілген және (20) формуласын ескере отырып, сәйкес N_k шамаларын табамыз (кесте 3.4.3).

3.4.3 Кесте - Әртүрлі n_e мәндерінде N_k және N_e қуаттарының мәндері

n_e , айн/мин	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000
N_e , кВт	12	18,6	25,3	31,8	37,9	43,3	47,8	51,1	53
$N_k=N_e\eta_{TP}$, кВт	10,8	16,74	22,77	28,62	34,11	38,97	43,02	45,99	47,7

3.4.1 - 3.4.3 кестелерінің нәтижелері бойынша автомобильдің қуат теңестірілімінің графигін құрамыз.

$$N_{\psi_v} = 0,019 \cdot 28,2 \cdot 10^3 \cdot 22,04 / 3,6 = 3,28 \text{ кВт.}$$

$$N_{\psi_v} + N_b = 3,28 + 0,21 = 3,49 \text{ кВт.}$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.4.4).

3.4.4 Кесте - Әртүрлі жылдамдықтарда N_{ψ_v} және N_b қуаттарының мәндері

v , км/сағ	22,04	33,06	44,08	55,09	66,11	77,13	88,15	99,17	110
N_{ψ_v} , кВт	3,28	4,92	6,56	8,20	9,84	11,48	13,12	14,76	16,37
N_b , кВт	0,21	0,71	1,69	3,30	5,70	9,05	13,51	19,23	26,25
$(N_{\psi_v} + N_b)$, кВт	3,49	5,63	8,25	11,5	15,54	20,53	26,63	33,99	42,62

3.5 Әр түрлі берілістердегі автомобильдің динамикалық факторы

Динамикалық фактор мына формула бойынша анықталады

$$D = \frac{P_{ko} - P_B}{G_a}, \quad (3.23)$$

мұндағы P_{ko} – автомобильдің жетекші доңғалақтарындағы толық айналма күш;

P_B – ауа кедергісінің күші.

Автомобильдің жетекші доңғалақтарындағы толық айналма күш мына формула бойынша анықталады

$$P_{ko} = \frac{M_e U_0 U_k}{r_{ko}} \eta_{TP}. \quad (3.24)$$

Ауа кедергісінің күші мына формула бойынша анықталады

$$P_B = \frac{K_B F_B v^2}{3,6^2}. \quad (3.25)$$

Динамикалық фактор әр беріліс үшін анықталады, сонда M_e және v мәндері 1 және 2-кестеден алынады.

Бірінші беріліс үшін $U_1 = 3,78$ және $v = 5,83$ км/сағ болғанда табатынымыз

$$P_{ko} = \frac{143,3 \cdot 4,79 \cdot 3,78 \cdot 0,9}{0,35} = 6,67 \text{ кН.}$$

$$P_b = \frac{0,92 \cdot 5,83^2}{3,6^2} = 0,0024 \text{ кН.}$$

$$D = \frac{(6,67 - 0,0024) \cdot 10^3}{28,2 \cdot 10^3} = 0,24.$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.5.1).

3.5.1 Кесте - Бірінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

v_1 , км/сағ	5,83	8,75	11,66	14,58	17,49	20,41	23,32	26,24	29,15
M_e , Нм	143,3	148,1	151,1	151,9	150,9	147,7	142,7	135,6	126,6
P_{ko} , кН	6,67	6,90	7,04	7,07	7,03	6,88	6,64	6,31	5,89
P_b , кН	0,0024	0,0054	0,0097	0,0150	0,0217	0,0296	0,0386	0,0489	0,0603
D	0,236	0,244	0,249	0,250	0,249	0,243	0,234	0,222	0,207

Екінші беріліс үшін $U_2 = 2,43$ және $v = 9,07$ км/сағ болғанда табатынымыз:

$$P_{ko} = \frac{143,3 \cdot 4,79 \cdot 2,43 \cdot 0,9}{0,35} = 4,30 \text{ кН.}$$

$$P_b = \frac{0,92 \cdot 9,07^2}{3,6^2} = 0,0058 \text{ кН.}$$

$$D = \frac{(4,30 - 0,0058) \cdot 10^3}{28,2 \cdot 10^3} = 0,152.$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.5.2).

3.5.2 Кесте - Екінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

v_2 , км/сағ	9,07	13,60	18,14	22,67	27,21	31,74	36,28	40,81	45,34
M_e , Нм	143,3	148,1	151,1	151,9	150,9	147,7	142,7	135,6	126,6
P_{ko} , кН	4,30	4,43	4,52	4,55	4,52	4,42	4,27	4,06	3,79
P_b , кН	0,0058	0,0131	0,0234	0,0365	0,0526	0,0715	0,0934	0,1182	0,1459
D	0,152	0,157	0,159	0,160	0,158	0,154	0,148	0,140	0,129

Үшінші беріліс үшін $U_3 = 1,56$ және $v = 14,13$ км/сағ болғанда табатынымыз:

$$P_{ko} = \frac{143,3 \cdot 4,79 \cdot 1,56 \cdot 0,9}{0,35} = 2,75 \text{ кН.}$$

$$P_b = \frac{0,92 \cdot 14,13^2}{3,6^2} = 0,0142 \text{ кН.}$$

$$D = \frac{(2,75 - 0,0142) \cdot 10^3}{28,2 \cdot 10^3} = 0,097.$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.5.3).

3.5.3 Кесте - Үшінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

v_3 , км/сағ	14,13	21,19	28,25	35,32	42,38	49,44	56,51	63,57	70,63
M_e , Нм	143,3	148,1	151,1	151,9	150,9	147,7	142,7	135,6	126,6
P_{ko} , кН	2,75	2,85	2,90	2,92	2,90	2,84	2,74	2,61	2,43
P_b , кН	0,0142	0,0319	0,0567	0,0886	0,1275	0,1735	0,2270	0,2869	0,3541
D	0,097	0,100	0,101	0,100	0,098	0,095	0,089	0,082	0,074

Төртінші беріліс үшін $U_4=1$ және $v = 22,04$ км/сағ болғанда табатынымыз:

$$P_{ko} = \frac{143,3 \cdot 4,79 \cdot 1 \cdot 0,9}{0,35} = 1,77 \text{ кН.}$$

$$P_b = \frac{0,92 \cdot 22,04^2}{3,6^2} = 0,0345 \text{ кН.}$$

$$D = \frac{(1,77 - 0,0345) \cdot 10^3}{28,2 \cdot 10^3} = 0,062.$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.5.4).

3.5.4 Кесте – Төртінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

v_4 , км/сағ	22,04	33,06	44,08	55,09	66,11	77,13	88,15	99,17	110
M_e , Нм	143,3	148,1	151,1	151,9	150,9	147,7	142,7	135,6	126,6
P_{ko} , кН	1,77	1,82	1,86	1,87	1,86	1,82	1,76	1,67	1,56
P_b , кН	0,0345	0,0776	0,1379	0,2154	0,3103	0,4223	0,5516	0,6981	0,8590
D	0,062	0,062	0,061	0,059	0,055	0,050	0,043	0,034	0,025

Бірінші беріліс үшін $U_{1H} = 3,78 \cdot 1,94$ және $v = 3,01$ км/сағ болғанда табатынымыз:

$$P_{ko} = \frac{143,3 \cdot 4,79 \cdot 3,78 \cdot 1,94 \cdot 0,9}{0,35} = 12,94 \text{ кН.}$$

$$P_b = \frac{0,92 \cdot 3,01^2}{3,6^2} = 0,0006 \text{ кН.}$$

$$D = \frac{(12,94 - 0,0006) \cdot 10^3}{28,2 \cdot 10^3} = 0,459.$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.5.5).

3.5.5 Кесте - Бірінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

v_{1H} , км/сағ	3,01	4,51	6,01	7,52	9,02	10,52	12,02	13,53	15,03
M_e , Нм	143,3	148,1	151,1	151,9	150,9	147,7	142,7	135,6	126,6
P_{ko} , кН	12,94	13,38	13,65	13,72	13,63	13,34	12,89	12,25	11,44
P_b , кН	0,0006	0,0014	0,0026	0,0040	0,0058	0,0079	0,0103	0,0130	0,0160
D	0,459	0,0474	0,484	0,486	0,483	0,473	0,457	0,434	0,405

Екінші беріліс үшін $U_{2H} = 2,43 \cdot 1,94$ және $v = 4,68$ км/сағ болғанда табатынымыз:

$$P_{ko} = \frac{143,3 \cdot 4,79 \cdot 2,43 \cdot 1,94 \cdot 0,9}{0,35} = 8,32 \text{ кН.}$$

$$P_b = \frac{0,92 \cdot 4,68^2}{3,6^2} = 0,0016 \text{ кН.}$$

$$D = \frac{(8,32 - 0,0016) \cdot 10^3}{28,2 \cdot 10^3} = 0,295.$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.5.6).

3.5.6 Кесте - Екінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

$v_{2н}$, км/сағ	4,68	7,01	9,35	11,69	14,03	16,36	18,70	21,04	23,37
M_e , НМ	143,3	148,1	151,1	151,9	150,9	147,7	142,7	135,6	126,6
P_{ko} , кН	8,32	8,60	8,77	8,82	8,76	8,58	8,29	7,87	7,35
P_b , кН	0,0016	0,0035	0,0062	0,0097	0,0140	0,0190	0,0248	0,0314	0,0388
D	0,295	0,305	0,311	0,312	0,310	0,304	0,293	0,278	0,259

Үшінші беріліс үшін $U_{3н} = 1,56 \cdot 1,94$ және $v = 7,28$ км/сағ болғанда табатынымыз:

$$P_{ko} = \frac{143,3 \cdot 4,79 \cdot 1,56 \cdot 1,94 \cdot 0,9}{0,35} = 5,34 \text{ кН.}$$

$$P_b = \frac{0,92 \cdot 7,28^2}{3,6^2} = 0,0038 \text{ кН.}$$

$$D = \frac{(5,34 - 0,0038) \cdot 10^3}{28,2 \cdot 10^3} = 0,189.$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.5.7).

3.5.7 Кесте– Үшінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

$v_{3н}$, км/сағ	7,28	10,92	14,56	18,21	21,85	25,48	29,13	33,77	36,41
M_e , НМ	143,3	148,1	151,1	151,9	150,9	147,7	142,7	135,6	126,6
P_{ko} , кН	5,34	5,52	5,63	5,66	5,63	5,51	5,32	5,05	4,72
P_b , кН	0,0038	0,0085	0,0150	0,0235	0,0339	0,0461	0,0602	0,0810	0,0941
D	0,189	0,195	0,199	0,200	0,198	0,194	0,187	0,176	0,164

Төртінші беріліс үшін $U_{4н} = 1 \cdot 1,94$ және $v = 11,36$ км/сағ болғанда табатынымыз:

$$P_{ko} = \frac{143,3 \cdot 4,79 \cdot 1 \cdot 1,94 \cdot 0,9}{0,35} = 3,42 \text{ кН.}$$

$$P_b = \frac{0,92 \cdot 11,36^2}{3,6^2} = 0,0092 \text{ кН.}$$

$$D = \frac{(3,42 - 0,0092) \cdot 10^3}{28,2 \cdot 10^3} = 0,121.$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.5.8).

3.5.8 Кесте - Төртінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

$v_{4н},$ км/сағ	11,36	17,04	22,72	28,40	34,08	39,76	45,44	51,12	56,80
$M_c,$ НМ	143,3	148,1	151,1	151,9	150,9	147,7	142,7	135,6	126,6
$P_{кo},$ кН	3,42	3,54	3,61	3,63	3,61	3,53	3,41	3,24	3,03
$P_b,$ кН	0,0092	0,0206	0,0366	0,0573	0,0824	0,1122	0,1466	0,1855	0,2290
D	0,121	0,125	0,127	0,127	0,125	0,121	0,116	0,108	0,099

3.5.1 – 3.5.8 кестелердің нәтижелері бойынша автомобильдің динамикалық сипаттамасын құрамыз. Автомобильдің динамикалық сипаттамасында біз ілінісумен шектелген динамикалық факторды көрсетеміз, ол мына формула бойынша есептелінеді

$$D_{\varphi} = \varphi \left(\frac{G_2}{G_a} \right), \quad (3.26)$$

(3.26) формулаға белгілі шамалардың мәндерін $\varphi = 0,6$ -ға ауыстыру арқылы біз аламыз

$$D_{\varphi} = 0,6 \left(\frac{14,4 \cdot 10^3}{28,2 \cdot 10^3} \right) = 0,306.$$

3.6 Әр түрлі берілістерде автомобильді жеделдету

Автомобиль үдеуі мына формула арқылы табылуы мүмкін

$$j = \frac{(D - \psi_v)g}{\delta}, \quad (3.27)$$

мұндағы $\psi_v = f(v)$ ((3) формуласын қара) алдында анықталғандай, $\psi_v = 0,019$. Мынаны ескеру қажет, яғни жол кедергісінің коэффициенті ψ_v жылдамдық 50 км/сағ артқанда қарқынды өсетіндігі байқалады. Сондықтан бірінші, екінші, үшінші және төртінші берілістердегі жылдамдықтарда жол кедергісінің коэффициенті тұрақты деп есептейміз және оның шамасы домалауға кедергі коэффициентіне тең деп санаймыз.

Асфальбетон жол үшін домалауға кедергі коэффициент $f = 0,0015 \dots 0,020$ құрайды (қанағаттанарлық күйде). $f = 0,0015$ деп қабылдаймыз; δ – автомобильдің айналмалы массаларын ескеретін коэффициент; g – еркін түсу үдеуі. $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Автомобильді жобалау бойынша мәліметтер тапшы болғанда айналмалы массаларды ескеретін коэффициент мына формула көмегімен анықталуы мүмкін

$$\delta = 1 + \sigma_1 U_k^2 + \sigma_2, \quad (3.28)$$

мұнда σ_1 - қозғалтқыштың айналмалы массаларын ескеретін коэффициент. $\sigma_1 = 0,04 \dots 0,06$. $\sigma_1 = 0,05$ деп қабылдаймыз;

σ_2 - доңғалақтардың айналмалы массаларын ескеретін коэффициент, $\sigma_2 = 0,03 \dots 0,05$. $\sigma_2 = 0,04$ деп қабылдаймыз;

Бірінші беріліс үшін $U_1 = 3,78$, $\Psi_v = f = 0,015$, $D = 0,236$ (5,83 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз:

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot 3,78^2 + 0,04 = 1,75;$$

$$j = \frac{(0,236 - 0,015) \cdot 9,81}{1,75} = 1,24 \text{ м/с}^2.$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.6.1).

3.6.1 Кесте - Бірінші берілістегі автомобиль үдеулері

v_1 , км/сағ	5,83	8,75	11,66	14,58	17,49	20,41	23,32	26,24	29,15
D	0,236	0,244	0,249	0,250	0,249	0,243	0,234	0,222	0,207
j, м/с ²	1,24	1,28	1,31	1,32	1,31	1,28	1,23	1,16	1,08

Екінші беріліс үшін $U_2 = 2,43$, $\Psi_v = f = 0,015$, $D = 0,152$ (9,07 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз:

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot 2,43^2 + 0,04 = 1,34;$$

$$j = \frac{(0,152 - 0,015) \cdot 9,81}{1,34} = 1 \text{ м/с}^2.$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.6.2).

3.6.2 Кесте - Екінші берілістегі автомобиль үдеулері

v_2 , км/сағ	9,07	13,60	18,14	22,67	27,21	31,74	36,28	40,81	45,34
D	0,152	0,157	0,159	0,160	0,158	0,154	0,148	0,140	0,129
j, м/с ²	1	1,04	1,05	1,06	1,05	1,02	0,97	0,92	0,83

Үшінші беріліс үшін $U_3 = 1,56$, $\Psi_v = f = 0,015$, $D = 0,097$ (14,13 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз:

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot 1,56^2 + 0,04 = 1,16;$$

$$j = \frac{(0,097 - 0,015) \cdot 9,81}{1,16} = 0,69 \text{ м/с}^2.$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.6.3).

3.6.3 Кесте - Үшінші берілістегі автомобиль үдеулері

v_3 , км/сағ	14,13	21,19	28,25	35,32	42,38	49,44	56,51	63,57	70,63
D	0,097	0,100	0,101	0,100	0,098	0,095	0,089	0,082	0,074
j , м/с ²	0,69	0,72	0,73	0,72	0,70	0,68	0,63	0,57	0,50

Төртінші беріліс үшін $U_4 = 1$, $\Psi_v = 0,019$, $f = 0,015$, $D = 0,062$ (22,04 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз:

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot 1^2 + 0,04 = 1,09;$$

$$j = \frac{(0,062 - 0,019) \cdot 9,81}{1,09} = 0,39 \text{ м/с}^2.$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.6.4).

3.6.4 Кесте - Төртінші берілістегі автомобиль үдеулері

v_4 , км/сағ	22,04	33,06	44,08	55,09	66,11	77,13	88,15	99,17	110
D	0,062	0,062	0,061	0,059	0,055	0,050	0,043	0,034	0,025
j , м/с ²	0,39	0,39	0,38	0,36	0,32	0,28	0,22	0,14	0

Бірінші беріліс үшін $U_{1н} = 3,78 \cdot 1,94$, $\Psi_v = f = 0,015$, $D = 0,459$ (3,01 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз:

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot (3,78 \cdot 1,94)^2 + 0,04 = 3,73;$$

$$j = \frac{(0,459 - 0,015) \cdot 9,81}{3,73} = 1,17 \text{ м/с}^2.$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.6.5).

3.6.5 Кесте - Бірінші берілістегі автомобиль үдеулері

$v_{1н}$, км/сағ	3,01	4,51	6,01	7,52	9,02	10,52	12,02	13,53	15,03
D	0,459	0,0474	0,484	0,486	0,483	0,473	0,457	0,434	0,405
j , м/с ²	1,17	1,21	1,23	1,24	1,23	1,21	1,16	1,10	1,03

Екінші беріліс үшін $U_{2н} = 2,43 \cdot 1,94$, $\Psi_v = f = 0,015$, $D = 0,295$ (4,68 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз:

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot (2,43 \cdot 1,94)^2 + 0,04 = 2,15;$$

$$j = \frac{(0,295-0,015)9,81}{2,15} = 1,28 \text{ м/с}^2.$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.6.6).

3.6.6 Кесте - Екінші берілістегі автомобиль үдеулері

$v_{2н},$ км/сағ	4,68	7,01	9,35	11,69	14,03	16,36	18,70	21,04	23,37
D	0,295	0,305	0,311	0,312	0,310	0,304	0,293	0,278	0,259
$j, \text{ м/с}^2$	1,28	1,32	1,35	1,36	1,35	1,32	1,27	1,20	1,11

Үшінші беріліс үшін $U_{3н} = 1,56 \cdot 1,94$, $\Psi_v = f = 0,015$, $D = 0,189$ (7,28 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз:

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot (1,56 \cdot 1,94)^2 + 0,04 = 1,5;$$

$$j = \frac{(0,189-0,015)9,81}{1,5} = 1,14 \text{ м/с}^2.$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.6.7).

3.6.7 Кесте - Үшінші берілістегі автомобиль үдеулері

$v_{3н},$ км/сағ	7,28	10,92	14,56	18,21	21,85	25,48	29,13	33,77	36,41
D	0,189	0,195	0,199	0,200	0,198	0,194	0,187	0,176	0,164
$j, \text{ м/с}^2$	1,14	1,18	1,20	1,21	1,20	1,17	1,12	1,05	0,97

Төртінші беріліс үшін $U_{4н} = 1 \cdot 1,94$, $\Psi_v = f = 0,015$, $D = 0,121$ (11,36 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз:

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot (1 \cdot 1,94)^2 + 0,04 = 1,23;$$

$$j = \frac{(0,121-0,015)9,81}{1,23} = 0,85 \text{ м/с}^2.$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.6.8).

3.6.8 Кесте - Төртінші берілістегі автомобиль үдеулері

$v_{4н},$ м/сағ	11,36	17,04	22,72	28,40	34,08	39,76	45,44	51,12	56,80
D	0,121	0,125	0,127	0,127	0,125	0,121	0,116	0,108	0,099
$j, \text{ м/с}^2$	0,85	0,88	0,89	0,89	0,88	0,85	0,81	0,74	0,67

3.6.1 – 3.6.8 кестелерінің нәтижелері бойынша автомобиль үдеуінің оның

жылдамдығымен байланысының графигін құрастырамыз.

3.7 Автокөлікті жеделдету уақыты мен жолы

Асфальбетон немесе цементбетон жолдағы автомобиль қозғалысы қарастырылатындықтан және де жол кедергісінің коэффициенті екінші берілістің динамикалық факторынан әжептәуір кіші болуына байланысты автомобильдің орнынан қозғалуын және шапшаңдата қозғалуын екінші берілісте жүргізген қолайлы болады, өйткені автомобильдің екінші берілістегі үдеулері бірінші берілістегі үдеулерге карағанда үлкен

Белгілі берілісте v_{\min} жылдамдығынан v жылдамдығына дейін автомобильдің шапшаңдата қозғалу уақыты келесі байланыстан анықталады

$$t = \int_{v_{\min}}^v \frac{dv}{j_x}. \quad (3.29)$$

Бұл байланысты интегралдау сандық әдіспен жүргізіледі.

Автомобиль жылдамдығы Δv_i шамасына өскенде, оның қозғалыс уақыты Δt_i бір қалыпты үдемелі қозғалыстың заңдылығымен анықталады, яғни

$$\Delta t_i = \frac{\Delta v_i}{j_{CP}} = \frac{2(v_i - v_{i-1})}{j_{x(i-1)} + j_{xi}}. \quad (3.30)$$

«к» берілісінде $v_{k \min}$ жылдамдығынан $v_{k \max}$ жылдамдығына дейін автомобильдің жинақталған шапшаңдата қозғалу уақыты жылдамдықтар аралықтарындағы шапшаңдата қозғалу уақыттарының қосындысымен анықталады.

Берілістер алмастыру уақыты кезінде жылдамдық жойылымы

$$\Delta v_n = \frac{g\psi \cdot t_n}{\delta_n}, \quad (3.31)$$

мұнда t_n – берілістер алмастыру уақыты. $t_n = 0,8...1,5c$. Оны 1с деп қабылдаймыз;

δ_n – берілістер алмастыру кезінде айналмалы массаларды ескеретін коэффициент. $\delta_n = 1,03...1,05$. $\delta_n = 1,04$ деп қабылдаймыз;

ψ - жол кедергісінің коэффициенті.

$\Delta v_i = v_i - v_{i-1}$ жылдамдықтар аралығында автомобильдің шапшаңдата қозғалу жолы былай табылады

$$\Delta S_i = v_{CP} \Delta t_i = 0,5(v_i + v_{i-1}) \Delta t_i. \quad (3.32)$$

$v_{k \min}$ жылдамдығынан $v_{k \max}$ жылдамдығына дейін автомобильдің шапшаңдата қозғалу уақыты

$$S = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta S_i, \quad (3.33)$$

мұндағы n -жылдамдықтар аралықтарының саны.

« k » берілісінен « $k+1$ » берілісіне өткенде t_n алмастыру уақыты ішінде автомобильдің жүрген жолы былай анықталады

$$\Delta S_n = (v_{k \max} - 0,5\Delta v_n) \cdot t_n. \quad (3.34)$$

Екінші берілісте 9,07 км/сағ жылдамдықтан 13,60 км/сағ жылдамдыққа дейін автомобиль шапшаңдата қозғалуы үшін шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta v_i}{j_{cp}} = \frac{2(13,60-9,07)}{3,6(1+1,04)} = 1,23 \text{ с.}$$

$$\Delta S_i = v_{cp} \cdot \Delta t_i = 0,5(13,60+9,07) \cdot 1,23/3,6 = 3,87 \text{ м.}$$

Жылдамдықтардың қалған аралықтары үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.7.1).

Екінші берілістегі шапшаңдата қозғалу уақыты

$$t_2 = \sum \Delta t_i = 10,09 \text{ с.}$$

Екінші берілістегі шапшаңдата қозғалу жолы

$$S_2 = \sum \Delta S_i = 77,71 \text{ м.}$$

Екінші берілістен үшінші беріліске өткенде берілістер алмастыру уақыты ішінде жылдамдық жойылуы

$$\Delta v_n = 9,81 \cdot 0,015 \cdot 1/1,04 = 0,14 \text{ м/с.}$$

Берілістер алмастыру уақыты $t_n = 1 \text{ с.}$

Екінші берілістен үшінші беріліске өткенде берілістер алмастыру уақыты ішінде автомобильдің жүрген жолы

$$\Delta S_n = (45,34/3,6 - 0,5 \cdot 0,14) \cdot 1 = 12,52 \text{ м.}$$

А нүктесінің координаталары: $v_A = 45,34 \text{ км/сағ}$, $j_A = 0,83 \text{ м/с}^2$.

3.7.1 Кесте - Екінші берілісте жылдамдықтар аралықтарындағы шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы

V_{i-1} жылдамдығынан V_i жылдамдығына дейінгі аралық, км/сағ	9,07- дан 13,60- ке дейін	13,60- тан 18,14- ке дейін	18,14- тен 22,67- ке дейін	22,67- ден 27,21- ке дейін	27,21- ден 31,74- ке дейін	31,74- тен 36,28- ке дейін	36,28- ден 40,81- ке дейін	40,81- ден 45,34- ке дейін
$\Delta t_i, c$	1,23	1,21	1,19	1,20	1,22	1,27	1,33	1,44
$\Delta S_i, m$	3,87	5,33	6,74	8,31	9,99	12	14,24	17,23

Үшінші берілісте 45,34 км/сағ жылдамдықтан 49,44 км/сағ жылдамдыққа дейін автомобиль шапшаңдата қозғалуы үшін шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta v_i}{j_{cp}} = \frac{2(49,44-45,34)}{3,6(0,83+0,68)} = 1,51 \text{ c.}$$

$$\Delta S_i = v_{cp} \cdot \Delta t_i = 0,5(49,44+45,34) \cdot 1,51/3,6 = 19,88 \text{ м.}$$

Жылдамдықтардың қалған аралықтары үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.7.2).

Үшінші берілістегі шапшаңдата қозғалу уақыты

$$t_3 = \sum \Delta t_i = 11,45 \text{ c.}$$

Үшінші берілістегі шапшаңдата қозғалу жолы

$$S_3 = \sum \Delta S_i = 186,97 \text{ м.}$$

Үшінші берілістен төртінші беріліске өткенде берілістер алмастыру уақыты ішінде жылдамдық жойылымы

$$\Delta v_n = 0,14 \text{ м/с.}$$

Берілістер алмастыру уақыты $t_n=1c$.

Үшінші берілістен төртінші беріліске өткенде берілістер алмастыру уақыты ішінде автомобильдің жүрген жолы

$$\Delta S_n = 19,55 \text{ м.}$$

В нүктесінің координаталары: $v_B = 70,63 \text{ км/сағ}$, $j_B = 0,50 \text{ м/с}^2$.

3.7.2 Кесте - Үшінші берілісте жылдамдықтар аралықтарындағы шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы

v_{i-1} жылдамдығынан v_i жылдамдығына дейінгі аралық, км/сағ	45,34-тен 49,44-ге дейін	49,44-тен 56,51-ге дейін	56,51-ден 63,57-ге дейін	63,57-ден 70,63-ге дейін
Δt_i , с	1,51	3	3,27	3,67
ΔS_i , м	19,88	44,15	54,54	68,40

Төртінші берілісте 70,63 км/сағ жылдамдықтан 77,13 км/сағ жылдамдыққа дейін автомобиль шапшаңдата қозғалуы үшін шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta v_i}{j_{cp}} = \frac{2(77,13-70,63)}{3,6(0,50+0,28)} = 1,16 \text{ с.}$$

$$\Delta S_i = v_{cp} \cdot \Delta t_i = 0,5(77,13+70,63) \cdot 1,16/3,6 = 23,81 \text{ м.}$$

Жылдамдықтардың қалған аралықтары үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.7.3).

Төртінші берілістегі шапшаңдата қозғалу уақыты

$$t_4 = \sum \Delta t_i = 73,38 \text{ с}$$

Төртінші берілістегі шапшаңдата қозғалу жолы

$$S_4 = \sum \Delta S_i = 1995,7 \text{ м.}$$

3.7.3 Кесте - Төртінші берілісте жылдамдықтар аралықтарындағы шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы

v_{i-1} жылдамдығынан v_i жылдамдығына дейінгі аралық, км/сағ	70,63-тен 77,13-ке дейін	77,13-тен 88,15-ке дейін	88,15-тен 99,17-ке дейін	99,17-ден 110-ке дейін
Δt_i , с	1,16	12,24	17	42,98
ΔS_i , м	23,81	280,98	442,28	1248,63

3.7.1 – 3.7.3 -кестелерінің нәтижелері бойынша автомобиль жылдамдығының оның шапшаңдата қозғалу уақытымен және жолымен байланыстарының графиктерін құрастырамыз

3.8 Автомобильдің отындық сипаттамасы

Жолдық отын шығыны (л/100км) мына формула бойынша анықталады

$$Q_s = \frac{10^2 g_{EN} K_{II} K_E (N_{\psi} + N_e)}{\rho v \eta_{TP}}, \quad (3.35)$$

мұндағы g_{EN} –қозғалтқыштың ең үлкен қуат кезіндегі сыбағалы отын шығыны;

K_{II} –қозғалтқыштың қуатын пайдалану дәрежесіне тәуелді коэффициент;

K_E – қозғалтқыштың айналу жиілігін пайдалану дәрежесіне тәуелді коэффициент;

ρ –отынның тығыздығы. Бензин үшін $\rho=730\text{кг/м}^3$.

Қозғалтқыштың ең үлкен қуат кезіндегі сыбағалы отын шығынын шамалап былай алуға болады: $g_{EN} = (1,15...1,05) \cdot g_e$; $g_{EN} = 1,1$; $g_e = 1,1 \cdot 292 = 321$ г/кВт·сағ деп қабылдаймыз.

K_{II} коэффициенті мына формула арқылы табылады

$$K_{II} = 3,27 - 8,22I + 9,13I^2 - 3,18I^3; \quad (3.36)$$

K_E коэффициенті мына формула арқылы табылады

$$K_E = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3; \quad (3.37)$$

Қозғалтқыштың қуатын пайдалану дәрежесі

$$I = \frac{\Delta N_{\partial} + \Delta N_{TP} + N_{\psi} + N_e}{N_c}, \quad (3.38)$$

мұндағы $\Delta N_{дв}$ қосымша механизмдер жетегіне жұмсалатын қуат;

ΔN_{TP} – трансмиссиядағы қуат жойылымы.

Қозғалтқыштың айналу жиілігін пайдалану дәрежесі мына формула бойынша анықталады:

$$E = \frac{n_e}{n_N}, \quad (3.39)$$

Жолдық отын шығынын автомобиль тікелей берілісте қозғалғанда жолдың кедергісінің коэффициенті $\psi_v = 0,019$ болғанда анықтаймыз.

$n_e = 800$ айн/мин, $v = 22,04$ км/сағ болғанда табатынымыз:

$$\Delta N_{дв} = N_c - N_e = 12,6 - 12 = 0,6 \text{ кВт};$$

$$\Delta N_{TP} = N_e - N_k = 12 - 10,8 = 1,2 \text{ кВт};$$

$$И = \frac{0,6+1,2+3,49}{12,6} = 0,420;$$

$$K_{И} = 3,27-8,22 \cdot 0,420 + 9,13 \cdot 0,420^2 - 3,18 \cdot 0,420^3 = 1,193;$$

$$E = 800/2400 = 0,33$$

$$K_E = 1,25 - 0,99 \cdot 0,2 + 0,98 \cdot 0,2^2 - 0,24 \cdot 0,2^3 = 1,089;$$

$$Q_s = \frac{10^2 \cdot 321,2 \cdot 1,193 \cdot 1,089 \cdot 3,49}{730 \cdot 22,04 \cdot 0,9} = 10 \frac{\text{л}}{100\text{км}}.$$

n_e және v қалған мәндері үшін ізделінетін шамалардың мәндерін кестеге жинақтаймыз (кесте 3.8.1).

3.8.1 Кесте - Автомобильдің отындық сипаттамасын құруға арналған есептік мәліметтер

n_e , айн/мин	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000
v , км/сағ	22,04	33,06	44,08	55,09	66,11	77,13	88,15	99,17	110
$\Delta N_{дв}$, кВт	0,6	1	1,3	1,7	2	2,3	2,5	2,7	2,8
$\Delta N_{тр}$, кВт	1,2	1,86	2,53	3,18	3,79	4,33	4,78	5,11	5,3
$(N_{\psi} + N_b)$, кВт	3,49	5,63	8,25	11,5	15,54	20,53	26,63	33,99	42,62
N_c , кВт	12,6	19,6	26,6	33,5	39,9	45,6	50,3	53,8	55,8
И	0,420	0,433	0,454	0,489	0,535	0,596	0,674	0,777	0,909
$K_{И}$	1,193	1,164	1,122	1,062	0,999	0,941	0,904	0,903	0,954
E	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
K_e	1,089	1,035	0,995	0,970	0,957	0,955	0,962	0,978	1,0
Q_s , л/100км	10	10,03	10,22	10,51	10,99	11,69	12,84	14,80	18,07

Бос күйдегі автомобиль үшін қажетті шамалардың мәндерін кестеге келтіреміз (кесте 3.8.2).

3.8.2 Кесте - Автомобильдің отындық сипаттамасын құруға арналған есептік мәліметтер

n_e , айн/мин	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000
v , км/сағ	22,04	33,06	44,08	55,09	66,11	77,13	88,15	99,17	110
$\Delta N_{дв}$, кВт	0,6	1	1,3	1,7	2	2,3	2,5	2,7	2,8
$\Delta N_{тр}$, кВт	1,2	1,86	2,53	3,18	3,79	4,33	4,78	5,11	5,3
$(N_{\psi} + N_b)$, кВт	2,5	4,15	6,27	9,03	12,57	17,07	22,68	29,54	37,69
N_c , кВт	12,6	19,6	26,6	33,5	39,9	45,6	50,3	53,8	55,8

кестенің жалғасы 3.8.2

И	0,341	0,358	0,380	0,415	0,460	0,520	0,596	0,694	0,821
K _и	1,403	1,351	1,290	1,204	1,111	1,017	0,941	0,900	0,916
Е	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
K _е	1,089	1,035	0,995	0,970	0,957	0,955	0,962	0,978	1,0
Q _s , л/100км	8,47	8,58	8,93	9,36	9,88	10,51	11,39	12,82	15,34

3.8.1 және 3.8.2 кестенің нәтижелері бойынша автомобильдің отындық сипаттамасын құрастырамыз

4 Автомобильдің таратқыш қорабын есептеу

4.1 Таратқыш қорабының беріліс санын анықтау

Төменгі берілістің беріліс саны мыналарға тәуелді болып анықталады:
- автомобильдің максималды өте алатын өрлеу бұрышы

$$U_H = \frac{\Psi_{max} G_a r_o}{T_{emax} U_o U_1 \eta_{тр}}, \quad (4.1)$$

мұндағы Ψ_{max} - максималды өте алатын өрлеу бұрышы. $\Psi_{max} = 0,7$;
 G_a - автокөліктің толық салмағы, $G_a = 28,2$ кН;
 r_o - сырғанаусыз қозғалатын дөңгелектің радиусы, $r_o = 0,35$ м;
 T_{emax} - қозғалтқышпен істелінетін максималды айналу моменті
 $T_{emax} = 159,8$ Нм
 U_o - басты берілістің беріліс саны, $U_o = 4,625$;
 U_1 - берілістер қорабындағы бірінші берілістің беріліс саны, $U_1 = 3,78$;
 $\eta_{тр}$ - Трансмиссияның ПӘК-і, $\eta_{тр} = 0,9$.

$$U_H = \frac{28,2 \cdot 10^3 \cdot 0,7 \cdot 0,35}{159,8 \cdot 4,625 \cdot 3,78 \cdot 0,9} = 2,75;$$

- Іліністік салмақты толық пайдалану

$$U_H = \frac{G_\varphi \varphi r_o}{T_{emax} U_o U_1 \eta_{тр}}, \quad (4.2)$$

мұндағы G_φ – автокөліктің іліністік салмағы;
 $\varphi = 0,7 \dots 0,9$. $\varphi = 0,7$ болсын.
Толық жетекті автокөліктің іліністік салмағы

$$G_\varphi = G_a = 28,2 \text{ кН.}$$

$$U_H = \frac{28,2 \cdot 10^3 \cdot 0,7 \cdot 0,35}{159,8 \cdot 4,625 \cdot 3,78 \cdot 0,92} = 2,75.$$

- ең төменгі тұрақты қозғалыс жылдамдығын қамтамасыз ету

$$U_H = 0,377 \frac{n_{emin} r_o}{U_o U_1 v_{min}}, \quad (4.3)$$

мұндағы v_{min} - ең төменгі тұрақты қозғалыс жылдамдығы. Ең төменгі тұрақты қозғалыс жылдамдығы $v_{min} = 2 \dots 3$ км/сағ. $v_{min} = 3$ км/сағ болсын.
Сондағы

$$U_H = 0,377 \frac{800 \cdot 0,35}{4,625 \cdot 3,78 \cdot 3} = 1,94.$$

Егер де U_H мәні 1 тәуелділікпен табылатын болған жағдайда, оның табылған мәндері 2 тәуелділікпен табылған мәннен асатын болса, онда авткөліктің ілінісу салмағын жоғарылату қажет. Егер автомобильдің ілінісу массасын ұлғайту мүмкін болмаса, екінші шарт бойынша табылған U_H қабылданады. Бұл жағдайда автомобиль белгіленген жол кедергісін жеңе алмайды. Бірінші және екінші шарт бойынша таңдалған беріліс сандары үшіншісімен анықталады. Соңында, U_H үшінші шарт бойынша қабылданады, өйткені жоғарғы өтімділікті толық жетекті автомобиль үшін моменттің ең толық іске асырылуы маңызды фактор болып табылады, бұл мүмкіндігінше төмен жылдамдықпен қозғалған кезде мүмкін болады.

Төменгі сатының беріліс саны $U_p = U_H = 1,94$.

Максималды кинематикалық жылдамдықты қамтамасыз ететін беріліс қорабындағы ең жоғары берілісінің беріліс саны $U_B = 1,0$.

4.2 Есептік жүктеме режимі

Жетекші доңғалақтардың жолмен максималды ілінісуі бойынша есептелген жүктеме режимі.

1 Тарату қорабының шығыс біліктеріндегі ілінісу бойынша жалпы айналу моменті.

$$T_\varphi = T_{\varphi_{п.м}} + T_{\varphi_{з.м}} = \varphi_{max} r_k (G_{п.м} + G_{з.м}) / u_{в.к}, \quad (4.4)$$

мұндағы $T_{\varphi_{п.м}}$, $T_{\varphi_{з.м}}$ - алдыңғы белдікке және артқы белдікке (арбаларға) сәйкес шығу біліктеріндегі ілінісу моменттері, Нм;

φ_{max} - шиналардың жолмен ілінісуінің максималды коэффициенті, $\varphi_{max} = 0,8$;

$G_{п.м}$, $G_{з.м}$ - алдыңғы және артқы белдіктердің сәйкесінше жүктемелері, Н;

$u_{в.к}$ - Шығыс біліктерінен бастап жетекші доңғалақтарға дейінгі беріліс саны, $u_{в.к} = 4,625$.

$$T_\varphi = 0,8 \cdot 0,35 \cdot 28200 / 4,625 = 1707,2 \text{ Нм}$$

2 Кіріс білігіне арналған есептелген айналу моменті

- тарату қорабының төменгі берілісінде:

$$T'_p = T_\varphi / u_{p.к.н}, \quad (4.5)$$

мұндағы $u_{p.k.n}$ - тарату қорабының төменгі берілісіндегі беріліс саны,
 $u_{p.k.n} = 1,94$

$$T'_p = 1707,2/1,9 = 880 \text{ Нм};$$

- тарату қорабының жоғарғы берілісінде:

$$T'_p = T_\varphi / u_{p.k.v}, \quad (4.6)$$

мұндағы $u_{p.k.v}$ - тарату қорабының жоғарғы берілісіндегі беріліс саны,
 $u_{p.k.v} = 1$

$$T'_p = 1707,2/1 = 1707,2 \text{ Нм};$$

3 Тарату қорабының төменгі берілісіндегі айналу жиілігі

$$n_{p.k.n} = n_{\partial\vartheta T} / i_1, \quad (4.7)$$

мұндағы $n_{\partial\vartheta T}$ - максималды момент болғандағы қозғалтқыштың айналу жиілігі, айн/мин, $n_{\partial\vartheta T} = 4000$ айн/мин;

i_1 - бірінші берілістің беріліс қатынасы, $i_1 = u_1$.

$$n_{p.k.n} = 4000/3,78 = 1058,20 \text{ айн/мин}$$

4.3 Тісті дөңгелектердің параметрлерін таңдау

Тарату қорабының негізгі өлшем параметрі - ось аралық қашықтық болып есептелінеді.

$$a_w = R_a \cdot \sqrt[3]{T_{emax}}, \quad (4.8)$$

мұндағы R_a -17...19,5 шегінде орналасқан автобустар мен жүк автомобильдеріне арналған коэффициент, $R_a = 19,5$.

$$a_w = 19,5 \cdot \sqrt[3]{159,8} = 105 \text{ мм}.$$

4.4 Тістердің белсенді беттерінің байланыс төзімділігін есептеу

Тексеру есебі тістердің жұмыс беттерін шаршаудың салдарынан ақаулардың алдын алуға арналған. Есептеуді рұқсат етілген байланысу кернеуі арқылы жүргіземіз.

1 Алдыңғы белдігінің жетек білігіндегі есептелу моменті

$$T_p' = 1707,2 \text{ Нм};$$

2 Шеңберлік есептік күші

$$F_t = 2T_1 / d_{w1} = 2T_2 / d_{w2}, \quad (4.9)$$

мұндағы T_1, T_2 - шестерня мен дөңгелектегі сәйкесінше айналдырушы моменттері, Нм;

d_{w1}, d_{w2} – бастапқы шеңберлердің диаметрлері, м.

$$F_t = 2 \cdot 1707,2 / 0,120 = 28453,33 \text{ Н};$$

3 Біліктің есептік айналу жиілігі

$$n = n_1 / U_{1B}, \quad (4.10)$$

мұндағы n_1 - беріліс қорабының бірінші білігінің айналу жиілігі.

$$n_1 = 4000 / 4,625 \cdot 3,78 = 288,80 \text{ айн/мин};$$

4 i- сатыдағы байланыс кернеуінің параметрін анықтау

$$\Pi_H = [F_{ti} / (b_w d_{wm1})] Z_H Z_\epsilon K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV_i}, \quad (4.11)$$

мұндағы F_{ti} – шеңберлік күш;

Z_H - байланыс кернеуінің коэффициенті;

Z_ϵ - тісті доңғалақтардың қабаттасу дәрежесін ескеретін коэффициент;

$K_{H\alpha}$ - тістер арасындағы жүктеменің таралуын ескеретін коэффициент;

$K_{H\beta}$ - тәждің ені бойынша жүктеменің таралуын ескеретін коэффициент;

K_{HV_i} - байланыстағы динамикалық жүктемені ескеретін коэффициент.

Корригировандалмаған және өзара тең ығыстырылған тісті дөңгелектер үшін:

$$Z_H = 1,77 \cos \beta_B, \quad (4.12)$$

мұндағы β_B - негізгі цилиндрдегі тістің қисаю бұрышы, град.

УАЗ-3909 автокөлігінің беріліс қорабында барлық шестернялар тік тісті болып келеді, $\beta_B = 0^\circ$.

$$Z_H = 1,77 \cos 0 = 1,77.$$

$K_{H\alpha}$ - цилиндрлік берілістер үшін 1-ге тең.

$K_{H\beta}$ коэффициентін арақатынас негізінде таңдаймыз:

$$\Psi_{bd} = b_w/d_{w1} = 20/120 = 0,16 \approx 0,2$$

мәндер кестесі бойынша: $K_{H\beta} = 1,06$.

$K_{H\alpha}$ айналу жиілігі 1000 айн/мин дейінгі тік тісті цилиндрлік беріліс үшін мәндер кестесіне сәйкес таңдалады, ол 08 тең болады.

$$P_H = [28453,33/(20 \cdot 120)] 1,77 \cdot 1 \cdot 1,06 \cdot 1,08 = 24,02 \text{ МПа};$$

5 Циклдердің базалық саны кезінде түйіспелік төзімділіктің шекті параметрін анықтау

$$P_{Hlim} = P_{Hlim}^0 Z_R, \quad (4.13)$$

мұндағы P_{Hlim}^0 – N_{Ho} , Мпа циклдерінің базалық санына сәйкес келетін, белгіленген өлшемдермен, термоөңдеумен және тістердің беттерінің кедір-бұдырлығымен дөңгелектерді стендтік сынау кезінде түйіспелік төзімділік шегі. $P_{Hlim}^0 = 21,0$ МПа.

Z_R - ілгектегі неғұрлым өрескел тісті дөңгелектің тістерінің белсенді бетінің кедір-бұдырлығын ескеретін коэффициент. Кедір-бұдырлық класы - 7. $Z_R = 1,00$.

$$P_{Hlim} = 21,0 \cdot 1,00 = 21,00 \text{ МПа};$$

6 Түйіспелі кернеу параметрінің шамасын бағалау

$P_H < 0,9 P_{Hlim}$ болған кезінде түйіспелік төзімділік қамтамасыз етілген болып саналады және есептеу тоқтатылады.

$$24,02 > 0,9 \cdot 21,00 = 18,9;$$

$$P_H > 0,9 P_{Hlim}.$$

7 Шестерня мен доңғалақ үшін автомобильдің 1 км жүрісі кезіндегі жинақталған шаршау мөлшерін есептеу

$$R_{1H1} = a_1 \cdot N_s (\Pi_{HI}^{mH} \cdot \alpha_{HI} \cdot K_{nHI} \cdot U_{(1k)I} + \Pi_{HII}^{mH} \cdot \alpha_{HII} \cdot K_{nHII} \cdot U_{(1k)II} + \dots);$$

$$R_{1H2} = a_2 \cdot N_s (\Pi_{HI}^{mH} \cdot \alpha_{HI} \cdot K_{nHI} \cdot U_{(2k)I} + \Pi_{HII}^{mH} \cdot \alpha_{HII} \cdot K_{nHII} \cdot U_{(2k)II} + \dots), \quad (4.14)$$

мұндағы $U_{(1k)i}$, $U_{(2k)i}$ - беріліс сандары сәйкесінше шестерня мен доңғалақтан i -берілістегі жетекші доңғалақтарына дейін;

mH - түйіспелі шаршау қисығының көрсеткіші. $mH = 3$;

a_1 , a_2 - шестерня мен доңғалақтың бір айналымына сәйкес келетін циклдар саны: бір түйіспесі бар тісті дөңгелектер үшін $A = 1$;

α_{HI} - берілістегі жұмыстың салыстырмалы ұзақтығы, $\alpha_{HI} = 0,01$;
 $\alpha_{HII} = 0,03$; $\alpha_{H3} = 0,14$; $\alpha_{H4} = 0,82$;

N_s - 1 км жүріс үшін автомобильдің жетекші доңғалағының айналымдарының жиынтық саны.

$$N_s = 1000 / (2\pi r_k)$$

$$N_s = 1000 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,35) = 455.$$

K_{nHi} - i -берілістегі жүріс коэффициенті. Бұл коэффициентті табу үшін жетекші доңғалақтардағы меншікті тарту күшін есептеу керек.

$$P_{yди} = P_{Ki} / G_a$$

$$P_{yд1} = 0,434; P_{yдII} = 0,2; P_{yд3} = 0,11; P_{yд4} = 0,06;$$

$$K_{nHI} = 0,05; K_{nHII} = 0,25; K_{nH3} = 0,4; K_{nH4} = 0,45;$$

$$R_{1H1} = 1 \cdot 455 (24,02^3 \cdot 0,01 \cdot 0,05 \cdot 4,625) = 14581,83;$$

$$R_{1H2} = 1 \cdot 455 (24,02^3 \cdot 0,01 \cdot 0,05 \cdot 4,625 \cdot 1,06) = 15456,74;$$

8 Есептеуші түйіспелі кернеуін есептеу

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\Pi_H}, \quad (4.15)$$

мұндағы Π_H - тісті жұптың бірнеше сатыда жұмыс істеу кезіндегі параметрдің ең үлкен мәні, МПа

$$\sigma_H = 275 \sqrt{24,02} = 1347,78 \text{ МПа};$$

9 Кернеудің өзгеру циклдерінің эквивалентті санын анықтау

$$N_{HE1} = R_{1H1} L_0 / \Pi_H^{mH};$$

$$N_{HE2} = R_{1H2} L_0 / \Pi_H^{mH} . \quad (4.16)$$

$$N_{HE1} = 14581,83 \cdot 250000 / 24,02^3 = 267917,4;$$

$$N_{HE2} = 15456,74 \cdot 250000 / 24,02^3 = 278829,6;$$

10 Ұзақ мерзімділік коэффициентін есептеу

$$K_{HL1} = \sqrt[mH]{N_{H0}} / N_{HE1};$$

$$K_{HL2} = \sqrt[mH]{N_{H0}} / N_{HE2} . \quad (4.17)$$

$$K_{HL1} = 7,13;$$

$$K_{HL2} = 6,73.$$

11 Рұқсат етілген түйіспелі кернеулерін есептеу

$$\sigma_{HP1} = 275 \sqrt{\Pi_{H \lim}} K_{HL1};$$

$$\sigma_{HP2} = 275 \sqrt{\Pi_{H \lim}} K_{HL2} . \quad (4.18)$$

$$\sigma_{HP1} = 275 \sqrt{21 \cdot 7,13} = 3365,02 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = 275 \sqrt{21 \cdot 6,73} = 3269,26 \text{ МПа}.$$

$\sigma_{HP} > 0,8\sigma_{HLimM}$ кезінде $\sigma_{HP} = 0,8\sigma_{HLimM}$ қабылданады, мұндағы σ_{HLimM} - тістердің белсенді бетінің майысуы, жарылуы мүмкін шекті түйіспелі кернеуі, МПа.

4.5 Беріктігін есептеу

Беріктікке есептеу қалдық деформацияны немесе тістердің сынуын болдырмау үшін жасалады.

Беріліс қорабының төменгі берілісі үшін есептейміз

1 Есептелген айналу моментін және щеңберлік күшті есептеу

$$T_P = T_{\max} u_{1B}, \quad (4.19)$$

мұндағы T_{\max} - беріліс қорабының бірінші білігіндегі максималды динамикалық моменті, Нм

Динамикалық моменттің шамасын мына тәсілдердің біреуімен есептейді:
 а) трансмиссияның беріліс санына байланысты, б) динамика коэффициенті бойынша.

Тарату қорабының есептеуін тексеру үшін динамика коэффициентіне сәйкес есептеуді таңдаймыз.

$$T_{\max} = K_D T_{e\max}, \quad (4.20)$$

мұндағы K_D – динамика коэффициенті:

$K_D = 1,2 \dots 2,0$ - жеңіл автомобильдер үшін;

$K_D = 2,0 \dots 3,0$ - жүктік автомобильдері үшін;

$K_D = 2,5 \dots 3,0$ - өтімділігі жоғары автомобильдер үшін;

$K_D = 2,0$ коэффициентін таңдаймыз.

УАЗ - 3909 автомобиль қозғалтқышының максималды моменті-159,8 Нм.

$$T_{\max} = 2,0 \cdot 159,8 = 319,6 \text{ Нм};$$

$$T_p = 319,6 \cdot 4,625 \cdot 3,78 = 5587,407 \text{ Нм}.$$

Щеңберлік күш:

$$F_t = 2T_1 / d_{w1} = 2T_2 / d_{w2}$$

$$F_t = 2 \cdot 319,6 / 0,120 = 5326,67 \text{ Н}.$$

2 Максималды түйіспелі кернеуін анықтау.

$$\sigma_{H\max} = 275 \cdot \sqrt{[F_{t\max} / (b_w \cdot d_{wm1})] \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}$$

$$\sigma_{H\max} = 275 \sqrt{\left[\frac{5326,67}{20 \cdot 120} \right] 1 * 1,77 * 1 * 1 * 1,06} = 561,17.$$

3 шестеня және доңғалақ тістерінің иілуінің максималды кернеуін есептеу

$$\sigma_{F1\max} = [F_{t\max} / (b_{w1} \cdot m_{nm})] Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta};$$

$$\sigma_{F2\max} = [F_{t\max} / (b_{w2} \cdot m_{nm})] Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta}.$$

$$\sigma_{F1\max} = [5326,67 / (20 \cdot 4,65)] 3,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,06 = 236,78;$$

$$\sigma_{F2\max} = 236,78.$$

4 Жеткілікті беріктік шарттарын тексереміз

$$\sigma_{Hmax} \leq 0,9 \cdot \sigma_{HLimM};$$

$$\sigma_{F1max} \leq 0,9 \cdot \sigma_{Flim};$$

$$\sigma_{F2max} \leq 0,9 \cdot \sigma_{Flim}.$$

$$561,17 \leq 0,95 \cdot 3800 = 3610;$$

$$236,78 \leq 0,95 \cdot 1950 = 1852,5;$$

$$236,78 \leq 0,95 \cdot 1950 = 1852,5.$$

Беріктік шарты орындалды.

4.6 Білікке әсер ететін жүктемелерді анықтау

Білікті есептеу үшін, ең алдымен, оған әсер ететін күш факторлары орнатылады: айналу моменті, тістердің қосындысындағы күштер, тіректердің реакциясы мен қосымша күштер, мысалы, планетарлық берілістердегі ортадан тепкіш күштер, карданды берілістердің күштері және т. б.

1 Есептік моментті таңдау

$$T'_p = T_\varphi / u_{p.k.n}$$

$$T'_p = 1707,2 \text{ Нм};$$

2 Рессорлардағы жетекші белдіктің тербелісі кезінде пайда болатын кардан берілісінен күштің осьтік және радиалды компонентін анықтау

$$Q_a = 4T_p \mu \cos \gamma / (D_{ш} + d_{ш});$$

$$Q_r = 4T_p \mu \sin \gamma / (D_m + d_{ш}), \quad (4.21)$$

мұндағы T_p - кардандық беріліс арқылы берілетін есептеуші айналу моменті, Нм;

μ - Шлицті қосылыстағы үйкеліс коэффициенті: жақсы майлау кезінде $\mu = 0,04 \dots 0,06$, нашар майлау кезінде $\mu = 0,11 \dots 0,12$, жабысқан кезде $\mu = 0,40 \dots 0,45$.

$\mu = 0,05$ коэффициентін таңдаймыз.

$$d = k_d \sqrt[3]{M_{emax}} = 30,78 \text{ мм}$$

Осы жерден қабылдаймыз: $D_{ш} = 35 \text{ мм}$; $d_{ш} = 28 \text{ мм}$;

$$Q_a = 4 \cdot 1707,2 \cdot 0,05 \cos 17^\circ / [(35+28) \cdot 10^{-3}] = 5185,87 \text{ Н},$$

$$Q_r = 4 \cdot 1707,2 \cdot 0,05 \sin 17^\circ / [(35+28) \cdot 10^{-3}] = 1584,56 \text{ Н}.$$

4.7 Домалау мойынтіректерді есептеу

C_{0r} 1 айн/мин астам жиілікпен айналатын мойынтіректерді есептеу динамикалық жүк көтергіштігі C_r және статикалық жүк көтергіштігі C_{0r} критериялары бойынша орындалады.

Динамикалық жүк көтерімділігі бойынша сырғанау мойынтіректерді есептеу.

1 $T_{p,d}$ қозғалтқыштың есептелген моментін таңдау

$$T_{p,d} = a \cdot T_{e\max},$$

мұндағы a - қозғалтқыштың айналу моментін пайдалану коэффициенті, $a = 0,8$.

$$T_{p,d} = 159,8 \cdot 0,8 = 127,84 \text{ Нм}.$$

2 Мойынтіректің есептік ұзақ уақыттылығын есептеу

$$L_h = a_1 a_{23} (C_r/P)^m 10^6 / (60n), \quad (4.22)$$

мұндағы a_1 - ұзақ уақыттылық коэффициент, $a_1 = 0,44$;

a_{23} - жұмыс жағдайларының коэффициенті: $a_{23} = 1$

m - дәреже көрсеткіші, $m = 3$ - шарикті мойынтіректер үшін;

n - мойынтіректердің есептік айналу жиілігі;

C_r - мойынтіректердің динамикалық жүк көтергіштігі.

$$n = 1000 \frac{u_{\text{ми}}}{2\pi r_k} = 1000 \frac{1,94}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,35} = 883 \text{ айн/мин};$$

$$L_{hA} = 0,44 \cdot 1 \cdot (18000/1013,09)^3 \cdot 10^6 / (60 \cdot 883) = 46581,5 \text{ сағ}.$$

$$L_{hB} = 0,44 \cdot 1 \cdot (33200/1992,436)^3 \cdot 10^6 / (60 \cdot 883) = 38424 \text{ сағ}.$$

3 Қажетті мойынтіректің ұзақ мерзімділігін есептеу

$$[L_h] = L_0 / V_{\text{аср}}, \quad (4.23)$$

мұндағы L_0 - күрделі жөндеуге дейінгі автомобильдің жоспарланған жүрісі;

$V_{\text{аср}}$ - автомобильдің орташа жылдамдығы.

$L_0 = 250000$ км.

$V_{\text{аср}} = (0,5 \dots 0,75) V_{\text{амакс}}$, $V_{\text{аср}} = 82,5$ км/сағ.

$$[L_h] = 250000/82,5 = 2169,7 \text{ сағ.}$$

4 Шартты тексеру

$$[L_h] < L_h$$

Екі тірек динамикалық жүктеме жағдайына сәйкес келеді.

Статикалық жүк көтергіштігі бойынша домалау мойынтіректерін есептеу.

1 Эквивалентті жүктемені есептеу

Радиалды және радиалды-тіректі шарлы және роликті мойынтіректер үшін екі мүмкін мәндің ең үлкен мәні алынады:

$$P_0 = X_0 F_{\text{rmax}} K_{\text{д}} + Y_0 F_{\text{amax}} K_{\text{д}};$$

$$P_0 = F_{\text{rmax}} K_{\text{д}}, \quad (4.24)$$

мұндағы F_{rmax} , F_{amax} - мойынтірекке радиалды және осьтік жүктемелерге сәйкес барлық берілістердің ең үлкен мәні;

X_0, Y_0 - тиісінше радиалды және осьтік жүктемелердің коэффициенттері;

$K_{\text{д}}$ - динамика коэффициенті, $K_{\text{д}} = 2,5$.

$$P_0 = 0,5 \cdot 8947,606 \cdot 2,5 + 0,47 \cdot 5017,52 \cdot 2,5 = 17080,09 \text{ Н,}$$

$$P_{0A} = 8947,606 \cdot 2,5 = 22369,015 \text{ Н,}$$

$$P_{0B} = 0,6 \cdot 21116,63 \cdot 2,5 + 0,5 \cdot 0 \cdot 2,5 = 31674,945 \text{ Н;}$$

2 Мойынтіректің статикалық жүк көтірмділігін анықтау

Стандартты мойынтіректер үшін $C_{\text{ор}}$ мәндері каталогтар мен анықтамалықтарда келтірілген.

$$C_{\text{орB}} = 33200 \text{ Н; } C_{\text{орA}} = 18000 \text{ Н.}$$

3 Шарттың орындалуын тексеру

$$P_0 K_{60} K_{\text{мо}} \leq C_{\text{ор}},$$

мұндағы P_0 - эквивалентті жүктеме, Н;

K_{60} - қауіпсіздік коэффициенті, $K_{60} = 0,8$;

K_{mo} - материалдың коэффициенті, $K_{mo} = 1$ - сақиналы мойынтіректер үшін.

$$17895,212 < 18000,$$

$$25339,96 < 33200.$$

Шарт орындалмайды.

4.8 Өсаралық дифференциалды есептеу

Планетарлық берілістің беріліс қатынасын анықтау үшін Виллис әдісі қолданылады — жүргізгішті тоқтату әдісі.

Планетарлық берілістің беріліс қатынасы:

$$i_{1-2} = (w_1 - w_h)/(w_2 - w_h) = -(z_1/z_2) \quad (4.25)$$

мұндағы $(w_1 - w_h)$ және $(w_2 - w_h)$ – h жүргізушісіне қатысты 1 және 2 доңғалақтардың бұрыштық жылдамдығы;

z_1 и z_2 – бұл доңғалақтардың тістерінің саны.

Нақты планетарлық беріліс үшін (2 доңғалақ бекітілген қозалмайды, 1 доңғалақ – жетекші, h жүргізушісі жетеленетін) $w_2 = 0$, біз аламыз:

$$i_{1h} = \frac{w_1}{w_h} = 1 + (z_1/z_2) \quad (4.26)$$

Бір қатарлы планетарлық беріліс үшін $i_{1h} = 1,25...8,0$. $i_{1h}=2,0$ деп қабылдаймыз.

Планетарлық беріліс тістерінің түйіспелік беріктігін есептеу әр беріліс үшін бөлек қарапайым берілістерді есептеуге ұқсас болып келеді: 1—g (сыртқы түйіспе) және g—2 — (ішкі) жұп доңғалақтары. Мұндай берілістер үшін тек сыртқы түйіспені есептеу жеткілікті, өйткені модульдер мен күштер түйіспелері бірдей, ал ішкі түйіспе сыртқы түйіспеге қарағанда күшті.

Белсенді тіс беттерінің түйіспелі шаршауына планетарлық берілісті жобалау есебі келесі формула бойынша жүзеге асырылады:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} i_{1h}}{\psi_{bd} [\sigma]_H^2 i_{1h}}} \Omega \quad (4.27)$$

мұндағы d_1 - жетекші буынның бөлгіш диаметрі (шестерняның), мм;

$K_d = 78$ МПа - көмекші коэффициент;

T_2 – шестернядағы айналу моменті, Нмм;

$K_{H\beta}$ - жүктеме коэффициенті; $\Omega = 1,1...1,3$ - сателлиттер арасында жүктеменің біркелкі бөлінбеуін ескеретін коэффициент;

i_{1h} - беріліс саны;
 $\psi_{bd} = 0,75$ - тіс ұзындығының коэффициенті (дөңгелектің ені);
 $[\sigma]_H$ - рұқсат етілген түйіспелік кернеуі, МПа.

$$d_1 = 78 \sqrt[3]{\frac{1707,2 \cdot 1,06 \cdot 2,0}{0,75 \cdot 3365,02 \cdot 2,0}} \cdot 1,2 = 5,6 \text{ мм}$$

Планетарлық берілістерді есептеу кезінде доңғалақ тістерінің санын таңдау тек i беріліс қатынасына ғана емес, сонымен қатар берілістердің жиналу жағдайларына да байланысты болады. Бұл жағдайда орталық доңғалақтардың тістерінің қосындысы сателлиттердің санынан тең болуы керек.

ҚОРЫТЫНДЫ

Бұл дипломдық жұмыста отандық және шетелдік автомобильдердің құрылымына шолу және талдау жүргізілді. Отандық автомобильдердің құрылымы ең қолайлы деген қорытындыға келдім. Біз автомобильдің аналогына сілтеме жасай отырып, жобаланған автомобильдің тартылыс есебін жүргіздік. УАЗ - 3909 аналогының жүк көлігінде тарату қорабы орнатылған. Оның кемшіліктері: құрылымның күрделілігі, тарату қорабының картерінің өлшемдері үлкен, жөндеу және техникалық қызмет көрсету қымбат, бүкіл кондырғының құны жоғары. Әлемдік экономикалық дағдарысқа байланысты нарық автокөлікке мынадай талаптар қояды: қажетті техникалық сипаттамаларын жоғалтпай, олардың конструкциясын оңайлату жолымен негізгі агрегаттар мен тетіктерге арналған шығындарды барынша азайту. Ол үшін біз ең тиімді техникалық шешім қабылдай отырып, тарату қорабының құрылымын жасадық. Осы техникалық шешімнің арқасында көлік құралының техникалық-экономикалық көрсеткіштері жақсарады, сонымен қатар габариттік өлшемдер азаяды.

Экономикалық дамудың қазіргі кезеңінде көліктің рөлі артып келеді, оның қызметі халық шаруашылығының барлық салаларының тиімділігіне байланысты болып келеді. Бірыңғай көлік жүйесінің құрамдас бөлігі еңбек құралдары мен жұмыс күшін тасымалдауды жүзеге асыра отырып, өндіріске қатысатын, республикамыздың әлеуметтік-экономикалық және мәдени өзара қарым-қатынасында маңызды рөл атқаратын автокөлік болып табылады.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Amarak – Трансмиссия и концепция привода. Устройство и принцип действия. URL: <http://vwts.ru/> (дата обращения 25.03.2013).
- 2 Audi Q7 – Трансмиссия/раздаточная коробка 0AQ. Программа самообучения 363. - Электрон. текстовые, граф., зв. дан. и прикладная прогр.
- 3 (5,3 Мб). AUDI AG, D-74172 Некарсульм, ООО «ФОЛЬКСВАГЕН Груп Рус», 2008. – 35 с.
- 4 Audi allroad quattro с понижающей передачей. Конструктивные особенности и описание работы. Программа самообучения 241. Электрон. текстовые, граф., зв. дан. и прикладная прогр. (2,5 Мб).
- 5 AUDI AG, D-85045 Ингольштадт, ООО «ФОЛЬКСВАГЕН Груп Рус», 2008. – 76 с.
- 6 Гришкевич А. И. Автомобили. Конструкции и расчет. Минск: Выш. шк. 1985. 240с.
- 7 Чирканов В.Ф. и др. УАЗ 31512, 3741, 3362, 2206, 3303, 3909. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту. Москва: ООО «Автокнига», 1999. 174 с.
- 8 Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М.: Машиностроение, 1989. 304 с.
- 9 Лукин П. П. Гаспарянц Г. А. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с.
- 10 Краткий автомобильный справочник. 9-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1982. 464 с.
- 11 Яскевич. Перевод с польского Коршунова Г.В. Ведущие мосты. М.: Машиностроение, 1985. 595 с.
- 12 Малов А. Н. «Краткий справочник металлиста» (КСМ). - М.: Машиностроение, 1987. 960 с.
- 13 Анухин В. И. Допуски и посадки. – Санк - Петербург, 2001. 220 с.
- 14 Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя в 3-х т. Т.3. – 5 изд., переработанное и дополненное. М. Машиностроение, 1980. 559 с.
- 15 Охрана труда в машиностроении: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. Е. Я. Юдин, С. В. Белова – 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1983 г.
- 16 Автомобили / В.К. Вахламов, М.Г. Шатров, А.А. Юрчевский. Под ред. А.А. Юрчевского. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 816 с.
- 17 Современные автомобильные технологии / Дж. Дэниэлс. – М.: ООО «Издательство АСТ»: ООО «Издательство Астрель», 2003. – 223 с.
- 18 Автомобиль: Основы конструкции: Учебник для вузов / Н.Н. Вишняков, В.К. Вахламов, А.Н. Нарбут и др. – 2-ое изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 304 с.

Пішім	Аумақ	Поз.	Белгіленуі	Атауы	Саны	Ескерту
				<u>Құжаттама</u>		
A1			ДЖ.АжАШ.17.31.00.000ЖК	Жалпы көрініс		
				<u>Құрастырма бірліктер</u>		
		1	ДЖ.АжАШ.17.31.01.000	Шанақ	1	
		2	ДЖ.АжАШ.17.31.02.000	Қозғалтқыш	1	
		3	ДЖ.АжАШ.17.31.03.000	Ілініс	1	
		4	ДЖ.АжАШ.17.31.04.000	Берілістер қорабы	1	
		5	ДЖ.АжАШ.17.31.05.000	Таратқыш қорабы	1	
		6	ДЖ.АжАШ.17.31.06.000	Карданды беріліс	1	
		7	ДЖ.АжАШ.17.31.07.000	Артқы жетекші белдік	1	
		8	ДЖ.АжАШ.17.31.08.000	Артқы аспа	1	
		9	ДЖ.АжАШ.17.31.09.000	Рама	1	
		10	ДЖ.АжАШ.17.31.10.000	Алдыңғы аспа	1	
		11	ДЖ.АжАШ.17.31.11.000	Алдыңғы жетекші белдік	1	
		12	ДЖ.АжАШ.17.31.12.000	Рульдік басқарылым	1	

ДЖ.АжАШ.17.31.00.000

Өзг.	Бет	Құжат №	Қолы	Күні				
Сызған		Дүйсен Р.			Жүк көтерімділігі 900 кг жүктік автомобиль	Әдед.	Бет	Беттер
Тексерген		Канажанов А.						
Н. бақылау		Козбағаров Р.				Сәтбаев университеті ТМ,КжЛ кафедрасы		
Бекіткен		Елемесов К.К.						

Пішім	Аумақ	Поз.	Белгіленуі	Атауы	Саны	Ескерту	
				<u>Құжаттама</u>			
AI			ДЖ.АжАШ.17.31.05.000 ҚС	Құрастырма сызбасы			
				<u>Құрастырма бірліктер</u>			
		1	ДЖ.АжАШ.17.31.13.000	Тәж тісті дөңгелек			
				моһынтіректермен	1		
		2	ДЖ.АжАШ.17.31.14.000	Екінші білік			
				саттелиттермен	1		
		3	ДЖ.АжАШ.17.31.15.000	Фланец моһынтіректермен	1		
		4	ДЖ.АжАШ.17.31.16.000	Аралық біліктің тісті			
				дөңгелегі моһынтіректермен	1		
		5	ДЖ.АжАШ.17.31.17.000	Алдыңғы белдіктің жетек			
				білігі моһынтіректермен	1		
				<u>Тетіктер</u>			
		6	ДЖ.АжАШ.17.31.05.001	Тісті дөңгелек	1		
		7	ДЖ.АжАШ.17.31.05.002	Аралық білік	1		
		8	ДЖ.АжАШ.17.31.05.003	Тұрқы	1		
		9	ДЖ.АжАШ.17.31.05.004	Фланец	1		
		10	ДЖ.АжАШ.17.31.05.005	Тісті диск	1		
		11	ДЖ.АжАШ.17.31.05.006	Тісті муфта	1		
		12	ДЖ.АжАШ.17.31.05.007	Моһынтірек қақпағы	1		
		13	ДЖ.АжАШ.17.31.05.008	Рычаг	1		
		14	ДЖ.АжАШ.17.31.05.009	Піспек	1		
				ДЖ.АжАШ.17.31.05.000			
Взг.	Бет	Құжат №	Қолы	Күні			
Сызған		Дүйсен Р.			Әдеб.	Бет	Беттер
Тексерген		Канажанов А.					
Н. дақылау		Козбагаров Р.			Сәтбаев университеті ТМ,КЖЛ кафедрасы		
Бекіткен		Елемесов К.К.					
Таратқыш қорады							

<i>Пішім</i>	<i>Аумақ</i>	<i>Поз.</i>	<i>Белгіленуі</i>	<i>Атауы</i>	<i>Саны</i>	<i>Ескерту</i>
		15	<i>ДЖ.АжАШ.17.31.05.010</i>	<i>Шток</i>	<i>1</i>	
		16	<i>ДЖ.АжАШ.17.31.05.011</i>	<i>Жетекші тісті дөңгелек</i>	<i>1</i>	
		17	<i>ДЖ.АжАШ.17.31.05.012</i>	<i>Күндік тісті дөңгелек</i>	<i>1</i>	
				<u><i>Стандартты тетіктер</i></u>		
		18		<i>Сырғанау мойынтірегі</i>		
				<i>МЕСТ 11524-82</i>	<i>1</i>	
		19		<i>Бұранда М10х1,25 - 6дх60</i>		
				<i>МЕСТ 7798-70</i>	<i>28</i>	
		20		<i>Бұранда М16х1,25 - 6дх60</i>		
				<i>МЕСТ 7798-70</i>	<i>2</i>	

			<i>ДЖ.АжАШ.17.31.05.000</i>					
<i>Взг.</i>	<i>Бет</i>	<i>Құжат №</i>	<i>Қолы</i>	<i>Күні</i>	<i>Таратқыш қорабы</i>	<i>Әдеб.</i>	<i>Бет</i>	<i>Беттер</i>
<i>Сызған</i>	<i>Дүйсен Р.</i>							
<i>Тексерген</i>	<i>Каназанов А.</i>							
<i>Н. дақылау</i>	<i>Коздагаров Р.</i>							
<i>Бекіткен</i>	<i>Елемесов К.К.</i>							
						<i>Сәтбаев университеті ТМ,КжЛ кафедрасы</i>		

П/ш	Аумақ	Поз.	Белгіленуі	Атауы	Саны	Ескерту
				<u>Құжаттама</u>		
А3			ДЖ.АжАШ.17.31.13.000 ҚС	Құрастырма сызбасы		
				<u>Тетіктер</u>		
		1	ДЖ.АжАШ.17.31.13.001	Короналы тісті дөңгелек	1	
		2	ДЖ.АжАШ.17.31.13.002	Тұрқы қақпағы	1	
		3	ДЖ.АжАШ.17.31.13.003	Фланец	1	
		4	ДЖ.АжАШ.17.31.13.004	Мойынтірек қақпағы	1	
				<u>Стандартты тетіктер</u>		
		5		Манжета		
				МЕСТ 8752-79	1	
		6		Сырғанау мойынтірегі		
				МЕСТ 11524-82	2	
		7		Бұранда М16х1,25 - 6дх60		
				МЕСТ 7798-70	1	
		8		Сомын М16		
				МЕСТ 5915-70	1	
		9		Бұранда М10х1,25 - 6дх60		
				МЕСТ 7798-70	10	

					ДЖ.АжАШ.17.31.13.000			
Өзг.	Бет	Құжат №	Қолы	Күні				
Сызған	Дүйсен Р.				Короналы тісті дөңгелек мойынтіректермен	Әдеб.	Бет	Беттер
Тексерген	Канажанов А.							
Н. бақылау	Козбагаров Р.					Сатбаев университеті ТМ,КжЛ кафедрасы		
Бекіткен	Елемесов К.К.							

Пішім	Аумақ	Поз.	Белгіленуі	Атауы	Саны	Ескерту
				<u>Құжаттама</u>		
A3			ДЖ.АжАШ.17.31.14.000 ҚС	Құрастырма сызбасы		
				<u>Тетіктер</u>		
		1	ДЖ.АжАШ.17.31.14.001	Екінші білік	1	
		2	ДЖ.АжАШ.17.31.14.002	Сателлит	2	
		3	ДЖ.АжАШ.17.31.14.003	Саусақ	2	
		4	ДЖ.АжАШ.17.31.14.004	Водило	1	
		5	ДЖ.АжАШ.17.31.14.005	Сақиналы бұрт	1	
		6	ДЖ.АжАШ.17.31.14.006	Бекіту сақинасы	2	
				<u>Стандартты тетіктер</u>		
		7		Тығырық		
				МЕСТ 11371-78	2	

					ДЖ.АжАШ.17.31.14.000		
Взг.	Бет	Құжат №	Қолы	Күні			
Сызған		Дүйсен Р.					
Тексерген		Канажанов А.					
Н. дақылау		Коздагаров Р.					
Бекіткен.		Елемесов К.К.					
					Екінші білік саттелиттермен		
					Әдеб.	Бет	Беттер
					Сәтбаев университеті ТМ,КжЛ кафедрасы		

Пішім	Аймақ	Поз.	Белгіленуі	Атауы	Саны	Ескерту
				<u>Құжаттама</u>		
А3			ДЖ.АЖАШ.17.31.15.000 ҚС	Құрастырма сызбасы		
				<u>Тетіктер</u>		
	1		ДЖ.АЖАШ.17.31.15.001	Фланец	1	
	2		ДЖ.АЖАШ.17.31.15.002	Мойынтірек қақпағы	1	
				<u>Стандартты тетіктер</u>		
	3			Манжета		
				МЕСТ 8752-79	1	
	4			Сырғанау мойынтірегі		
				МЕСТ 11524-82	1	

					ДЖ.АЖАШ.17.31.15.000		
Өзг.	Бет	Құжат №	Қолы	Күні			
Сызған		Дүйсен Р.			Фланец мойынтіректен		
Тексерген		Канажанов А.					
Н. бақылау		Козбагаров Р.					
Бекіткен		Елемесов К.К.					
					Өдеб.	Бет	Беттер
					Сатбаев университеті ТМ,КЖЛ кафедрасы		

Пішім	Аумақ	Поз.	Белгіленуі	Атауы	Саны	Ескерту
				<u>Құжаттама</u>		
А4			<i>ДЖ.АжАШ.17.31.16.000 ҚС</i>	<i>Құрастырма сызбасы</i>		
				<u>Тетіктер</u>		
		<i>1</i>	<i>ДЖ.АжАШ.17.31.16.001</i>	<i>Аралық біліктің тісті</i>		
				<i>дөңгелегі</i>	<i>1</i>	
				<u><i>Стандартты тетіктер</i></u>		
		<i>2</i>		<i>Сырғанау мойынтірегі</i>		
				<i>МЕСТ 11524-82</i>	<i>2</i>	

					<i>ДЖ.АжАШ.17.31.16.000</i>		
<i>Өзг.</i>	<i>Бет</i>	<i>Құжат №</i>	<i>Қолы</i>	<i>Күні</i>			
<i>Сызған</i>		<i>Дүйсен Р.</i>			<i>Аралық біліктің тісті</i> <i>дөңгелегі</i> <i>мойынтіректермен</i>		
<i>Тексерген</i>		<i>Канажанов А.</i>					
<i>Н. бақылау</i>		<i>Козбагаров Р.</i>					
<i>Бекіткен</i>		<i>Елемесов К.К.</i>					
					<i>Әдеб.</i>	<i>Бет</i>	<i>Беттер</i>
					<i>Сәтбаев университеті ТМ,КЖЛ кафедрасы</i>		

<i>Пішім</i>	<i>Аумақ</i>	<i>Поз.</i>	<i>Белгіленуі</i>	<i>Атауы</i>	<i>Саны</i>	<i>Ескерту</i>
				<i>Құжаттама</i>		
A4			<i>ДЖ.АЖАШ.17.31.17.000 ҚС</i>	<i>Құрастырма сызбасы</i>		
				<i>Тетіктер</i>		
		<i>1</i>	<i>ДЖ.АЖАШ.17.31.17.001</i>	<i>Алдыңғы белдіктің жетек</i>		
				<i>білігі</i>	<i>1</i>	
				<i>Стандартты тетіктер</i>		
		<i>2</i>		<i>Сырғанау мойынтірегі</i>		
				<i>МЕСТ 11524-82</i>	<i>1</i>	

					<i>ДЖ.АЖАШ.17.31.17.000</i>		
<i>Өзг.</i>	<i>Бет</i>	<i>Құжат №</i>	<i>Қолы</i>	<i>Күні</i>			
<i>Сызған</i>		<i>Дүйсен Р.</i>			<i>Әдед.</i>	<i>Бет</i>	<i>Беттер</i>
<i>Тексерген</i>		<i>Қанажанов А.</i>					
<i>Н. дақылау</i>		<i>Қозбағаров Р.</i>			<i>Сәтбаев университеті ТМ,КЖЛ кафедрасы</i>		
<i>Бекіткен</i>		<i>Елемесов К.К.</i>					

*Алдыңғы белдіктің жетек
білігі мойынтірекпен*

Ғылыми жетекшінің пікірі

Дипломдық жұмыс

(жұмыс түрлерінің атауы)

Дүйсен Рашида

(оқушының аты жөні)

5B071300-Көлік, көлік техникасы және технологиялары

(мамандықтың атауы мен шифрі)

Тақырыбы: *Жүк көтергіштігі 900 кг болатын жоғары жүргізілгенді жүктік автомобильді жобалап, үлестіргіш қораның құрылысын жобалау*

Дипломдық жұмысты орындау барысында Дүйсен Рашида университет қабырғасында алған білімін толығымен пайдалана білді. Жұмыс жетекшісінің берген тапсырмасына сай орындалған.

Дипломдық жұмыста автокөліктің тартым есебі мен құрастырылып жатқан құрылымның есептеулері қарастырылған, барлық сызулар МЕМСТ және КҚБЖ талаптарына сай орындалды. Қойылған тапсырманы орындау үшін патенттік іздеу жасалынып, нәтижесінде дифференциалы бар шағын үйлестіру қорабын ойлап табу патентін қолдануға шешім қабылданды.

Қорғауға ұсынылған дипломдық жұмыс Дүйсенова Р. дайындық деңгейін дәлелдейді. Осыған байланысты Дүйсенова Р. 5B071300– «Көлік, көлік техникасы және технологиялары» мамандығы бойынша сәйкес «бакалавр» академиялық дәрежесін ашық түрде қорғағаннан кейін беруге болады және ол қорғауға жіберіледі.

Ғылыми жетекші

Техника ғылымдарының магистры, тьютор

(қызметі, ғыл. дәрежесі, атағы)



Канажанов А.Е.

«27» мамыр 2021 ж.

Протокол анализа Отчета подобия

заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения

Заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Дүйсен Рашида

Название: Жүк көтергіштігі 900 кг болатын жоғары жүргіштікті жүктік автомобильді жобалап, үлестіргіш қораптың құрылысын жобалау

Координатор: Нурбол Камзанов

Коэффициент подобия 1:0.3

Коэффициент подобия 2:0

Замена букв:0

Интервалы:0

Микропробелы:2

Белые знаки:0

После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения констатирует следующее:

- обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;
- обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, работа не допускается к защите.

Обоснование:

В работе отсутствуют признаки плагиата. В связи с чем допускается к защите.

.....
.....
.....
.....
.....

27.05.2021 г.

.....

.....



Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения

Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:

Дипломная работа допускается к защите

.....
.....
.....
.....

27.05.2021г.

.....



Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения

Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Дүйсен Рашида

Название: Жұқ кәтергіштігі 900 кг болатын жоңғары жәргіштікті жұктік автомобильді жобалап, үлестіргіш қораптың құрылысын жобалау

Координатор: Нурбол Камзанов

Коэффициент подобия 1: 0.3

Коэффициент подобия 2: 0

Замена букв: 0

Интервалы: 0

Микропробелы: 2

Белые знаки: 0


После анализа Отчета подобия констатирую следующее:

- обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;
- обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, не допускаю работу к защите.

Обоснование:

.....

.....
Дата


.....
Подпись Научного руководителя