

Автомобиль сериясы

КӨЛІК ДИНАМИКАСЫ

Мартин Мейверк



WILEY

АВТОМОБИЛЬ ДИНАМИКАСЫ

Автомобиль сериясы

Серияның редакторы: Томас Курфесс

Автомобиль динамикасы	Мейверк	мамыр, 2015
Автомобильдің беріліс қорабының шуылы мен дірілі: Өлшемдер, сигналдарды талдау, сигналдарды өңдеу және шуылды азайту шаралары	Тюма	сәуір, 2014
Қозғалтқыштар мен трансмиссияларды модельдеу және басқару	Эрикссон және Нильсен	сәуір, 2014
Бір осьті көлік құралдарын модельдеу, симуляциялау және басқару	Танелли, Корно және Саварези	наурыз, 2014
Автомобиль өнеркәсібіне арналған заманауи композиттік материалдар: құрылымдық тұтастығы және соққыға беріктігі	Эльмаракби	желтоқсан, 2013
Машина жасау өнеркәсібінде ұзаққа жарамдылықты анықтауға арналған жүктемені талдау жөніндегі нұсқаулық	Йоханессон және Спеккерт	қараша, 2013

АВТОМОБИЛЬ ДИНАМИКАСЫ

Мартин Мейверк

Гельмут-Шмидт Университеті (Федералдық Қарулы Күштер Университеті, Гамбург), Германия

WILEY

Басылым алғаш рет 2015 жылы жарияланды

©2015 JohnWiley & SonsLtd

Заңды мекенжайы:

JohnWiley & SonsLtd, TheAtrium, SouthernGate, Чичестер, Вес Сассекс, PO198SQ, Біріккен Корольдік

Біздің халықаралық редакциялық бөлімдеріміз, қолдау көрсету қызметтеріміз туралы, осы кітаптағы авторлық құқықпен қорғалған материалдарды қайта пайдалануға рұқсат алу үшін қалай өтінім беруге болатыны туралы толық ақпаратты біздің www.wiley.com веб-сайтымыздан қараңыз.

Автордың осы шығарманың авторы ретінде көрсетілу құқығы 1988 жылғы Авторлық құқық, үлгілер мен патенттер туралы заңға сәйкес расталды.

Барлық құқықтары қорғалған. Бұл басылымның ешбір бөлігі баспагердің алдын-ала рұқсатынсыз Британияның 1988 жылғы Авторлық құқық, үлгілер мен патенттер туралы заңында рұқсат етілген жағдайлардан басқа, қайта шығарылмауы, іздеу жүйесінде сақталмауы немесе кез-келген нысанда немесе кез-келген тәсілмен, электронды, механикалық, фотокөшірме, жазба немесе басқа түрде берілмеуі тиіс.

Wiley сонымен қатар өз кітаптарын әртүрлі электронды форматтарда жариялайды. Баспада пайда болатын мазмұнының кейбір бөлігі электронды кітаптарда кездеспеуі мүмкін.

Компанияның өз өнімдерін айыру үшін пайдаланатын таңбалары тауарлық белгі ретінде пайдаланылады. Осы кітапта пайдаланылатын өнімдердің барлық сауда маркалары мен атаулары олардың тиісті иелерінің сауда маркалары, қызмет көрсету белгілері, сауда маркалары немесе тіркелген сауда маркалары болып табылады. Баспагердің осы кітапта аты аталған қандай болмасын өнімге немесе жеткізушіге қатысы жоқ.

Жауапкершілік шегі/ кепілдіктен бас тарту: баспагер және автор осы кітапты дайындау үшін бар күштерін салғанымен, олар осы кітаптың мазмұнының дәлдігі немесе толықтығына қатысты ешқандай мәлімдеме немесе кепілдік бермейді, атап айтқанда, коммерциялық құндылығына немесе белгілі бір мақсатқа жарамдылығына қатысты кез-келген болжалды кепілдіктерден бас тартады. Кітап баспагер кәсіби қызметтерді көрсетумен айналыспайды және баспагер де, автор да осының салдарынан туындайтын зиян үшін жауапкершілікті көтермейді деген тұжырыммен сатылады. Егер кәсіби кеңес немесе сарапшылардың басқалай көмегі талап етілетін болса, құзыретті мамандардың қызметіне жүгіну керек.

АҚШ Конгресс Кітапханасының Библиографиялық жазбасына өтінім берілді.

ISBN: 9781118971352

Бұл кітап үшін каталогтық жазбаны Британия кітапханасынан табуға болады. 11 / 13pt Times Мәтіні Laserwords Private Limited компаниясында (Ченнаи, Үндістан) терілді.

12015

*Зайыбым Аннетке және балаларым Софья, Алёша, Индира және Фелисияға
арналады*

Мазмұны

Алғысөз	xi
Серияға кіріспе сөз	xiii
Кіріспе	xv
Аббревиатуралар мен символдардың тізімі	xvii
1 Кіріспе	1
1.1 Кіріспелік ескертулер	3
1.2 Автомобиль қозғалысы	4
1.3 Сұрақтар мен жаттығулар	8
2 Доңғалақ	11
2.1 Доңғалақ қозғалысының теңдеулері	11
2.2 Доңғалақ кедергісі	14
2.2.1 <i>Теңселуге қарсыласу</i>	14
2.2.2 <i>Су қабатының үстімен сырғу</i>	18
2.2.3 <i>Жаншылуға қарсыласу</i>	19
2.2.4 <i>Еңкіштігінің-түйіспелілігінің кедергісі</i>	19
2.3 Шинаның бойлық күшінің коэффициенті, сырғанақтау	20
2.4 Сұрақтар мен жаттығулар	24
3 Жүргізуге кедергі туғызу, талап етілетін қуаттылық	27
3.1 Аэродинамикалық кедергі	27
3.2 Градиенттік кедергі	29
3.3 Үдеуге қарсыласу	29
3.4 Барлық көлік құралының қозғалыс теңдеуі	32
3.5 Жұмыс сипаттамалары	34
3.6 Сұрақтар мен жаттығулар	39
<i>Мөлшері</i>	viii
4 Түрлендіргіштер	43
4.1 Іліністіргіш, айналу бұрышы жылдамдығының түрлендіргіші	45
4.2 Беріліс қорабы, гидротрансформатор	48
4.3 Сұрақтар мен жаттығулар	54
5 Қозғалыс сипаттамаларының диаграммасы, жанармай шығыны	57
5.1 Градиентсіз максималды жылдамдығы	60
5.2 Өрге көтерілу қабілеті	61
5.3 Қозғалтқыштың екпіндеу сипаттамасы	61
5.4 Жанармай шығыны	63
5.5 Жанармай шығынын тестілеу рәсімдері	68
5.6 Сұрақтар мен жаттығулар	70
6 Қозғалыс шектері	73
6.1 Қозғалысының теңдеулері	74
6.2 Тежеу үдерісі	79
6.3 Тежеу қарқындылығы	84
6.4 Сұрақтар мен жаттығулар	91
7 Гибридтік күш агрегаттары	93

7.1	Негізгі функциялық мүмкіндіктері	93	
7.2	Гибридік күш агрегаттарының топологиялары	99	
7.3	Регенерациялық тежеу және қуаттандыру	101	
7.4	Сұрақтар мен жаттығулар	106	
8	Бейімделгіш круиз-бақылау	107	
8.1	Басқару компоненттері мен алгоритмі	107	
8.2	Қашықтықтар мен салыстырмалы жылдамдықтарды өлшеу	112	
8.3	Іске асыру мүмкіндігі	117	
8.4	Сұрақтар мен жаттығулар	118	
9	Қозғалыс динамикасы	121	
9.1	Тегіс емес жолдағы діріл	124	
9.1.1	<i>Бәсеңдеуші гармоникалық осциллятор</i>	124	
9.1.2	<i>Бағалау критерийлері</i>	128	
9.1.3	<i>Стохастикалық әркелкілік</i>	130	
9.1.4	<i>Қауіпсіздік және жайлылық арасындағы қарама-қайшылық</i>	132	
9.2	Күш агрегаттарының тербелістері	144	
9.2.1	<i>Айналдыру осцилляторлары</i>	144	
9.2.2	<i>Центрден тепкіш маятник дірілтоқтатқышы</i>	147	
9.3	Мысалдар	151	
9.4	Сұрақтар мен жаттығулар	152	
	<i>Мазмұны</i>	<i>ix</i>	
10	Алмастырғыш автомобильдер модельдері	155	
10.1	Екі массалы алмастыру жүйесі	155	
10.2	Екі осьті көлік құралы, бір жолақты	158	
10.3	Сипаттамалардың әркелкі қисық сызығы	165	
10.4	Сұрақтар мен жаттығулар	167	
11	Бір жолақты модель, шиналардың сырғанау бұрышы, рульмен басқару	169	
11.1	Бір жолақты модель қозғалысының теңдеуі	169	
11.2	Сырғанау бұрышы	177	
11.3	Рульмен басқару	181	
11.4	Бір жолақты модель қозғалысының линеаризациялық теңдеулері	185	
11.5	Ілінісу өрісіндегі бойлық және бүйірлік күштердің ара қатынасы	188	
11.6	Бұрылыстардан өткен кездегі дифференциалдардың ықпалы	189	
11.7	Сұрақтар мен жаттығулар	191	
12	Тұрақты жылдамдықпен шеңбер бойымен жүргізу	193	
12.1	Теңдеулер	193	
12.2	Теңдеулерді шешу	195	
12.3	Геометриялық аспектілер	197	
12.4	Артық және жеткіліксіз бұру	201	
12.5	Сұрақтар мен жаттығулар	205	
13	Динамикалық сипаттамасы	207	
13.1	Орнықты жүргізу жағдайларындағы тұрақтылық	207	
13.2	Рульмен басқару	210	
13.3	Бүйірден соғатын жел	213	
13.4	Сұрақтар мен жаттығулар	216	
14	Доңғалақтарға түсетін жүктеменің ықпалы	217	
14.1	Доңғалақтарға түсетін жүктемені автомобильдің қисаюын есепке алмастан қайта бөлу		

		217	
14.2	Доңғалақтарға түсетін жүктемені автомобильдің қисаюын есепке алып қайта бөлу		
	221		
14.3	Сұрақтар мен жаттығулар	228	
15	Түйіспелілік/ еңкіштік, өздігінен басқару еңкіштігі және коэффициенті		
	229		
15.1	Түйіспелілік/ еңкіштік, еңкіштік	229	
15.2	Сұрақтар мен жаттығулар	233	
16	Аспа жүйесі	235	
16.1	Сұрақтар мен жаттығулар	245	
17	Айналу моменті мен жылдамдық түрлендіргіштері	247	
17.1	Жылдамдық түрлендіргіштері, іліністіргіш	247	
X	Мазмұны		
17.2	Трансмиссия	252	
17.3	Сұрақтар мен жаттығулар	258	
18	Амортизаторлар, серіппелер мен тежегіштер	259	
18.1	Амортизаторлар	259	
18.2	Мінсіз белсенді аспа және аспа амортизациясы	264	
18.2.1	<i>Мінсіз белсенді аспа</i>	264	
18.2.2	<i>Аспа сөндіргіштері</i>	267	
18.3	Аспа серіппелері	269	
18.4	Тежеу жүйелері	277	
18.5	Сұрақтар мен жаттығулар	281	
19	Белсенді бойлық және бүйірлік жүйелер	283	
19.1	ТҚЖ негізгі компоненттері	283	
19.2	ТҚЖ жұмысы	287	
19.3	Айналу моментінің артуындағы кідіріс	290	
19.4	Тайғанақтауға қарсы жүйе	293	
19.5	Бүйірлік орнықтылық жүйелері	294	
19.6	ТҚЖ және ҚДЖ арналған гидравликалық тораптар	296	
19.7	Белсенді рульмен басқару жүйесі	297	
19.8	Сұрақтар мен жаттығулар	298	
20	Көпбөлшекті жүйелер	301	
20.1	Қатты арқаулармен нығайтылған шанақтар кинематикасы	302	
20.2	Қатты арқаулармен нығайтылған шанақтардың кинетикалық энергиясы	305	
20.3	Көпбөлшекті жүйелердің компоненттері	309	
20.4	Қатты арқаулармен нығайтылған шанақтар бағдары	312	
20.5	Теңдеулерді шығару және шешу	315	
20.5.1	<i>Теңдеулер шығару</i>	315	
20.5.2	<i>Теңдеулер шешу</i>	316	
20.6	КБЖ қолдану	317	
20.7	Сұрақтар мен жаттығулар	322	

Глоссарий	323
Пайдаланылған әдебиет тізімі	329
Алфавиттік нұсқағыш	331

АЛҒЫ СӨЗ

Бұл кітап Гельмут Шмидт университетінде - Федералдық Қарулы Күштер университетінде, Гамбург, Германия жүргізілетін жеңіл автокөліктің динамикасы және көлік құралдарының мехатрондық жүйелері бойынша дәрістерден алынған үзінді болып табылады.

Дәріс 2002 жылдан (жеңіл автокөлік динамикасы) және 2009 жылдан (жеңіл автокөлік мехатроникасы) өткізіледі.

Кітап жеңіл автокөлік динамикасы саласына кіріспе болып табылады. Кітаптың көптеген бөлімдері «инженерлік механика» мамандығы бойынша бакалавриат бағдарламасын аяқтаған кезде базалық математика және техникалық механика білімі бар бакалавриат бағдарламасының студенттеріне түсінікті болуы керек. Алайда, кейбір бөлімдер аспирантурада оқитын прогрессивті әдістерді білуді талап етеді (магистратура бағдарламасы).

Мен Мартин Гердз мырзаға суреттерді Latex таңбасымен Coral Draw графикалық редакторына айналдырғаны үшін, сондай-ақ 9-тараудың мәтінін тергені үшін алғысымды білдіргім келеді. Сондай-ақ, мен Жаратылыстану ғылымдарының бакалавры Даррел Фернандес мырзаға алғыс айтқым келеді, ол менің жазбаларды неміс тілінен алдын ала аудару үшін көмектесті.

Ағылшын тіліндегі кітаптың соңғы редакциясын тексергені және түзеткені үшін Колин Хокинс мырзаға ерекше алғысымды білдіремін.

Өзінің ғылыми ассистенттеріме, атап айтқанда доктор Уинфрид Томаске және дипломды инженер Тобиас Гельбергке, техникалық аспектілерге қатысты мәтінді тексергені үшін ерекше алғыс айтамын.

SolidWorks бағдарламалық кешенінде ілгіш және беріліс қорабының суреттерін жобалауда көмек көрсеткені, сонымен қатар MATLAB қолданбалы бағдарламалар пакетін пайдалана отырып диаграммаларды дайындағаны үшін Гельберг мырзаға айрықша алғыс білдіремін.

Сонымен қатар, өз отбасыма, жұбайым доктор Аннете Николэйге, балаларым - Софияға, Алёшаға, Индира мен Фелицияға шыдамдылық танытқаны үшін және осы кітапты дайындауға уақыт бергендері үшін алғысымды білдіргім келеді.

Кітап сериясы туралы бірнеше сөз

Автокөлік кез келген қоғамның сыни элементі болып табылады, ал көлік құралының динамикалық сипаттамалары – оның тұтынушылық құнына қатысты негізгі аспектісі. Сонымен қатар, жеңіл автокөліктердің динамикасы көптеген жылдар бойы оқытылады, бұл оқытушыға өз оқушыларының түсініктерін кеңейту үшін бірталай мүмкіндіктер береді. Динамика тек көлік секторы үшін ғана емес, кинематиканың, динамиканың және физиканың түрлі аспектілерін байланыстыра отырып, табиғаты жағынан өте талғампаз, бір кездері жобаланған ең әсерлі машиналардың біріне негізделеді.

Жеңіл автокөліктер динамикасы – бұл барлық көлік құралының динамикасы, моделдеу және бақылау бойынша толымды оқу құралы, сонымен қатар оның беріліс қорабы, гибриді жүйелер деңгейіндегі интеграциялау сияқты негізгі элементтерін қарастырады.

Оқулыққа көлік құралының негізгі классикалық элементтеріне кешенді шолу, сондай-ақ жақында ғана ең заманауи коммерциялық көлік құралдарына енгізілген жиырма бірінші ғасырдың қазіргі концепциялары енгізілген.

Осы оқулықта қозғалған тақырыптар қырының қатандығы күшейтілген автокөлік шанағының базалық кинематикасынан басталады және круиз-бақылауда, гибриді қондырғылар мен көп бөлшекті жүйелерді жобалау мен талдауда перспективалы концепциялармен аяқталады.

Бұл оқулық *Автокөлік сериясының* бір бөлігі болып келеді, оның басты мақсаты өнеркәсіп саласындағы зерттеушілер мен тәжірибе жүргізушілерге, сондай-ақ автокөлік жасау бойынша бакалавриаттың аспиранттарына/перспективалы студенттеріне арналған тәжірибелік және заманауи кітаптарды жариялау болып табылады. Кітап сериясы көлік жүйесінің жаңа буынын жетілдіруді қолдайтын автокөлік жасаудағы жаңа және пайда болатын технологияларды қозғайды. Серияға құрастыру, жобалау және өндірісті қоса алғанда, бірқатар тақырыптар кіргізілді, ол автокөлік жасау саласында жұмыс істейтін адамдар үшін көмекке келетін ақпарат көзі болып табылады.

Жеңіл автокөліктердің динамикасында әртүрлі құрастырылымдардың қатары сипатталады, талдау келтіріледі және автокөліктермен байланысты, қуатына қойылатын талаптарды, түрлендіргіштерді, сипаттамаларды, жанармай шығынын және көлік құралының динамикалық модельдерін қоса алғанда, енгізу бойынша бірқатар ұсыныстар беріледі.

Оқулықтың мәтіні автордың мол тәжірибесі негізінде өте прагматикалық көзқараспен жазылған. Кітап бакалавриат бағдарламасының, сондай-ақ аспирантура студенттері үшін де қолдануға болатындай етіп жазылған. Сонымен қатар, ол автокөлік жүйелерін жобалаумен және құрастырылыммен айналысатындар үшін де тамаша анықтамалық болып табылады. Оқулық көлік құралының жұмыс істеуі үшін аса қажетті концепциялардың кең ауқымын қамтиды, сол себепті бұл кітап *Автокөлік сериясын* біршама толықтыра түседі.

Томас Курфесс
Қазан 2014 ж.

Кітап туралы бірнеше сөз

Кітап жеңіл автокөліктер динамикасының негізгі бөлімдерін қамтиды, ол бойлық, тік және көлденең қозғалыс динамикасы атты үш тақырыпқа бөлінген. Сондай-ақ, кітапта мехатрондық контексттегі кейбір қолдану салалары толық түсіндіріледі және кейбір компоненттер қысқаша сипатталады.

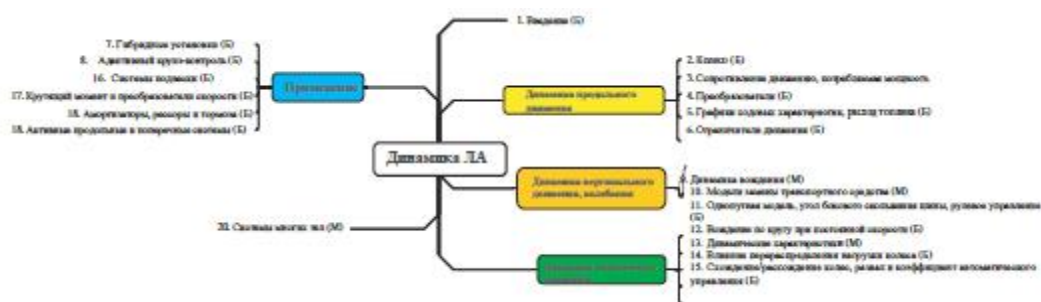
1-суретте кітаптың тарауларына шолу жасалған. Негізгі бөлімдер (бойлық, тік және көлденең қозғалыс), сондай-ақ қолдану саласын сипаттайтын тараулар мен компоненттер бірге топтастырылған.

Динамиканың көптеген негізгі аспектілері қарапайым механикалық модельдердің (мысалы, шанақтың артқы бүйір бөлігінің моделі және бір жолды модель) көмегімен түсіндіріледі. Қазіргі заманғы автокөліктерді жобалау кезінде өте күрделі көп модульді жүйелері бар виртуалды әзірлеу процесі пайдаланылатындықтан, модельдеудің бұл әдісі соңғы тарауда өте қысқаша сипатталған. Көп модульді жүйелердің модельдері көптеген егжей-тегжейлі болжауға қабілетті болса да, мұндай модельдерді пайдаланушы көлік құралдарының жүріс-тұрыс қағидаларын және динамикалық мінез-құлықтың негізгі теориясын түсінуі тиіс. Сондықтан кітапта сипатталған қарапайым үлгілердің көмегімен негізгі динамикалық сипаттамаларды зерттеу өте маңызды.

1-тарауда көлік құралдары туралы жалпы мәліметтер беріледі. Олардан кейін рамалар мен осьтердің кейбір негізгі жүйелері сипатталады. Бұл ақпаратты барлығы оқып танысу қажет. Бұдан әрі бойлық, тік және көлденең қозғалыс динамикасының үш тобы туралы ақпарат беріледі, олар жеке-жеке бөлімдерде қарастырылады. Бойлық және тік қозғалыс жөніндегі бөлімдер басқа бөлімдерге мүлдем қатысы жоқ, және оларды басқа бөлімдер туралы түсінік алмай да зерттеуге болады. Көлденең қозғалыс динамикасы туралы айтылған үшінші бөлімді, егер оқырман алдын ала бойлық немесе тік қозғалыс туралы бөліммен таныспаса, оған кейбір аспектілерді түсіну қиынға соғады.

Қолдану салалары туралы айтылған тарауларды теориялық тұрғыдан оқып таныспаса, толық түсініп игеруге мүмкіндік болмайды. Сондықтан жеңіл автокөліктер динамикасын зерттеуді негізгі бөлімдерден бастау ұсынылады: 7 (Гибридті күш қондырғылары), 8 (Адаптивті круиз-бақылау) және 17-тарауға (Айналу моменті және жылдамдық түрлендіргіштері) арналған негіздерді бойлық қозғалыс динамикасы жөніндегі тараудан табуға болады, сондай-ақ, көлденең қозғалыс динамикасы да 16-тарау (Аспа жүйелері) үшін өте маңызды, ал 18-тарауды (Амортизаторлар, рессорлар және тежегіштер) зерделеу кезінде тік қозғалыс динамикасын және бойлық пен көлденең қозғалыс динамикасының кейбір аспектілерін білу аса маңызды. 19-тарауда (Бойлық және көлденең қозғалыстың белсенді жүйелері) - оның атауы бойлық және көлденең қозғалыс аспектілері туралы айтылатынын білдіреді. Ал 20-тараудың теорияға мүлде қатысы жоқ.

1-суреттегі әрбір тараудың атаулары «Б» және «М» әріптік белгілермен берілген, ол «бакалавриат» және «магистратура» дегенге сәйкес келеді. «Б» әрпінің тараулары «Машина жасау» мамандығы бойынша бакалавриат бағдарламасы бойынша оқу жылының соңында техникалық механика және математика білімі бар бакалавриат бағдарламасының студенттеріне түсінікті болуы тиіс. Қамтылған тақырыптарға: алгебра; тригонометриялық функциялар; дифференциалдық есептеу; сызықтық алгебра; векторлар; координат жүйелері; күш, айналмалы сәт, тепе-теңдік; масса, масса орталығы, инерция сәті; қима әдісі, үйкеліс, Ньютон заңдары, лагранж теңдеуі кіреді. «М» деңгейінің белгісі бар тарауларда терең білім берілетін аспирантура студенттерінің қажетіне жарайды, онда: қарапайым дифференциалдық теңдеулер (ҚДТ), ҚДТ тұрақтылығы, Лапласы түрлендіру, Фурье түрлендіру, тегіс емес жолдар мен спектральды тығыздықтардың стохастикалық сипаттамасы сияқты тақырыптар қамтылады.



1-сурет. Кітаптың тараулары

Әрбір тараулардың соңында сіз сұрақтар мен жаттығуларды табасыз. Олар оқу прогресін мониторингілеу және күрделі емес есептерді шешу кезінде зерттелген материалды қолдану білуге арналған. Осы себепті сұрақтар мен тапсырмалар Блум таксономиясына сәйкес бөліктер бойынша орналастырылады. Ең қарапайым бөлік *Есте сақтау* болып табылады, ол сізден бар-жоғы мазмұнды дұрыс есте сақтауды талап етеді (мысалы, анықтамалар немесе формулалар). Егер сіз мазмұнын түсінген болсаңыз, екінші топтың сұрақтарына жауап бере аласыз (*Түсіну*). Үшінші топтың тапсырмалары (*Қолдану*) кейбір белгісіз тапсырмаларды шешу үшін мазмұнды қолдануды білдіреді. Қалған үш топ (*Талдау*, *Бағалау және Құру*) бакалавр жұмысы немесе магистрлік диссертациямен айналысатын студенттердің тереңдетілген жұмысына қолайлы, сондықтан олар осы кітапта сирек қолданылады.



Талдау Бағалау Мазмұны
Қолдану
Түсіну
Есте сақтау

2-сурет. Блум таксономиясы

Аббревиатуралар мен символдар тізімі

Келесі парақтардағы кестелер осы кітапта пайдаланылған математикалық таңбалар мен қысқартулар туралы қысқаша мағлұмат береді. Көптеген жағдайларда (бірақ бәрі емес), символдармен бірге қолданылатын индекстер мыналарды көрсетеді: v автокөлік

- b шанақ
- w дөңгелек
- t шина
- $x, y, z: e_x, e_y, e_z$

Кейде кітаптың тек жергілікті бөлігінде ғана қажет болатын символды келесі кестеде көрсетілгеннен басқа мағынада қолдануға болады, ал кейде бірліктер кестеде көрсетілгеннен өзгеше болуы мүмкін. Кітаптың кішкене бөлігінде ғана кездесетін белгілер кестеге еңгізілмеген.

Кесте 1 Символдар тізімі			
Символ	Сипаттамасы	ӨЛШЕУ БІРЛІГІ	Бет
a	Автомобильдің үдеуі $a = \ddot{x} \cdot v$	м/с ²	84
A	Аэродинамикалық аймақ	м ²	27
α	Сырғанау бұрышы (немесе жергілікті қолданылатын бұрыш)	Рад	177
ABS	Тежеудің бұғатталуға қарсы жүйесі	—	283
Ac	Клотоид параметрі	м	171
AC	Бейімделген круиздік бақылау	—	107
α_g	Жолдың көлбеулік бұрышы	рад	11, 29
α_{gz}	Беріліс прогрессиясының коэффициенті $\alpha_{gz} = iz - 1/iz$, $z = 2, \dots, N_{zmax}$	1	48
α_j	Шинаның сырғанау бұрышы ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	рад	186
α_j	Шинаның орташа сырғанау бұрышы ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	рад	219
α_{ji}	Шинаның ішкі сырғанау бұрышы	рад	217
α_{jo}	Шинаның сыртқы сырғанау бұрышы	рад	217
ASF	Белсенді алдыңғы меңгерікпен басқару	—	297
ASR	Сырғанауға қарсы реттеу	—	293
β	Көліктің сырғанау бұрышы	рад	170
γ	Құлау бұрышы	рад	229
$c\alpha$	Бұрылыстағы қатаңдық	Н/рад	180
$c\alpha$	Бұрылыстағы орташа қатаңдық	Н/рад	219
cd	Аэродинамикалық кедергі коэффициенті	1	27
clj	Аэродинамикалық көтерілу коэффициенті	1	76
CPVA	Центрден тепкіш маятникті дірілдеуді тоқтатқыш	—	144
cy	Бүйірден соққан желдің аэродинамикалық көтерілу	1	214
DAE	Дифференциалды алгебралық тендеулер	—	315
δ_{10}	Түйісу $\delta_{10} > 0$, ажырау $\delta_{10} < 0$	Рад	229
ΔF_{zji}	Ішкі доңғалақтағын жүктеменің өзгеруі j ; ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	Н	217
ΔF_{zjo}	Сыртқы доңғалақтағын жүктеменің өзгеруі j ; ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	Н	217
(O, eix, eiy, eiz)	Инерциялық санақ жүйесі	—	6
η_d	Дифференциалдың тиімділігі	1	49
η_e	Қозғалтқыштың ПӘК	1	67
η_e	Қозғалтқыштың орташа ПӘК	1	63
η_t	Трансмиссия ПӘК (трансмиссия және дифференциал)	1	58
η_t	Трансмиссияның орташа ПӘК (трансмиссия және дифференциал)	1	63
η_z	Беріліс қорабының z-берілісінің ПӘК	1	49
ESP	Электрондық тұрақтылық бағдарламасы	—	294

Кесте 2 Символдар тізімі			
Символ	Сипаттамасы	ӨЛ	Бет
(Scp, etx, ety , etz)	Шинаның координаттық осі	–	7
(Scm, evx, evy , evz)	Автомобильдің координаттық осі	–	6
ew	Доңғалақтың эксцентриситеті	м	12
ewj	j дөңгелек осіндегі эксцентриситет (j = 1 алды; j = 2 арты)	м	74
(Scmw , ewx, ewy , ewz)	ewz дөңгелегінің координаттық осі, жол жазықтығына перпендикулярлы	–	7
Fa	Бойлық динамикадағы жеңілдетілген модельдер үшін бойлық бағыттағы аэродинамикалық кедергі	Н	27
Fax	Бір жолды модель және доңғалақ жүктемесін беру үшін evx бағытындағы аэродинамикалық кедергі күші	Н	172
Fay	evy бағытындағы аэродинамикалық кедергі күші	Н	172
Faz	evx бағытындағы аэродинамикалық кедергі күші	Н	76
Fbasic	Тартым күшіне негізгі сұраныс: $F_{basic} = F_r + F_a$	Н	35
fe	Қабылданған сигналдың жиілігі	Гц	112
Fg	Кедергі градиенті	Н	29
Fg/i	$y = p + \lambda x \ddot{v} / g$ үшін бірлескен градиенттік және инерциялық кедергі	Н	35
Fideal	Тартым күшінің идеалды (талап етілетін) сипаттама картасы	Н	37
Fi	Үдеу немесе инерциялық кедергі	Н	33
FMCW	Жиіліктік-модульденген үздіксіз толқын	–	112
fr	Дөңгеленуге кедергі коэффициенті	1	15
fs	Берілген сигналдың жиілігі	Гц	112
$\sim f_{ri}$	fr аппроксимациясының коэффициенттері (i = 0, 1, 4)	1	16
Fr	Дөңгеленуге кедергі	Н	15
Ftot	Жалпы тартым күші: $F_{tot} = F_a + F_i + F_g + F_r$	Н	34
Fwsz	Трансмиссиядан z-берілісіне жіберілетін дөңгелекке дейінгі күш	Н	50
Fx	Жолдың көлденең қию күші	Н	13
Fxj	Жолдың көлденең қию күші (j = 1 алды; j = 2 арты)	Н	32
Fzj	Қию күші (дөңгелекке түсетін жүктеме) (j = 1 алды; j = 2 арты)	Н	74
Fzj aero	Дөңгелекке түсетін жүктеменің аэродинамикалық бөлігі (j = 1 алды; j = 2 арты)	Н	76

$F_{zj \text{ stat}}$	Дөңгелекке түсетін жүктеменің статикалық бөлігі ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	Н	75
-----------------------	---	---	----

xx

Аббревиатуралар мен символдар тізімі

Кесте 3 Символдар тізімі			
Символ	Сипаттамасы	ӨЛ	Бет
$F_{zj \text{ dyn}}$	Дөңгелекке түсетін жүктеменің динамикалық бөлігі ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	Н	78
F_z	ewz-бағытындағы дөңгелекке немесе оське түсетін жүктеме	Н	12
g	Гравитациялық үдеу	м/с ²	13
G_{aj}	j осінің салмағы ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	Н	75
G_b	Шанақ салмағы (серпіленген массасы)	Н	75
h	Қашықтық: Scm массалар центрі - жол	м	86
h_b	Қашықтық: шанақтың массалар центрі - жол	м	75
h_{cm}	Қашықтық: Scm массалар центрі - жол	м	77
HP	Сорғы	—	297
h_{pp}	Қашықтық: evx-бағытындағы ауа ағыны үшін Spr массалар центрі - жол	м	76
HSV	Жоғары қысымды клапан	—	297
i_d	Дифференциалдың беріліс саны (соңғы жетек)	1	44
i_g	Беріліс ауыстыру қорабының беріліс саны; сатылы трансмиссия үшін $i_g = i_z$	1	30
i_t	Жалпы беріліс саны $i_t = i_z i_d$	1	58
i_z	z трансмиссиясының беріліс ауыстыру қорабының беріліс саны, $z = 1, \dots, N_z \text{ max}$	1	48
J_{aj}	J осінің инерция моменті	кг м ²	
J_c	Тегершік, дифференциал, кардан білігінің инерция моменті	кг м ²	30
J_e	Қозғалтқыш, ілініс инерция моменті	кг м ²	30
J_z	ez -оське қатысты автомобильдің инерция моменті	кг м ²	172
κ	Шанақтың бұрылыс бұрышы	рад	222
κ_{cc}	Лездік қисықтық ($\kappa_{cc} = 1/\rho_{cc}$ автомобиль жолы)	1/м	171
κ_w	Тегіс емес жолдың толқындық саны	рад/	164
l	Доңғалақ базасы; алдыңғы және артқы осьтер арасындағы қашықтық	м	75
L_1	Scm автомобилінің алдыңғы осінің массасы центрі мен артқы ось массасы центрінің арасындағы evx-бағытындағы қашықтығы	м	75
L_2	Scm автомобилінің алдыңғы осінің массасы центрі мен артқы ось массасы центрінің арасындағы evx-бағытындағы қашықтығы	м	75
λ	Айналу массасының коэффициенті	1	33

λ_e	Уақыт бойынша меншікті шама	1/с	207
l_c	Қашықтық: S_{cm} ауырлық ортасы - e_{vx} бағытындағы S_{pp} қысым ортасы	м	172

xxi

Аббревиатуралар мен символдар тізімі

Кесте 4 Символдар тізімі			
Символ	Сипаттамасы	ӨЛШЕГІ	Бет
$\mu=\mu(S)$	Шинаның бойлық күшінің коэффициенті	1	21
M_a	Аэродинамикалық момент	Нм	74
μ_a	Жабысу коэффициенті	1	21
m_{aj}	Ось массасы ($j=1$ алды; $j=2$ арты)	кг	32
M_{aj}	Осьтегі кинетикалық моменті ($j=1$ алды; $j=2$ арты)	Нм	32
m_b	Шанақ салмағы немесе автомобильдің серпіленген салмағы	кг	31
MBS	Көп денелі жүйелер	—	4
M_{cc}	Қысықтық ортасы	—	170
M_{cr}	Лездік айналу ортасы	—	173
M_e	Қозғалқыштан берілетін айналу моменті	Н	58
M_{100}	Қозғалқыштың толық жүктеме моменті	Нм	37
M_i	Енгізу моменті (мысалы, редуктор немесе ілініс кірісінде)	Нм	45
$M(P_{max})$	Қозғалқыш қуаты максимумға жеткен сәт	Нм	37
M_l	Қозғалқыштан берілген айналу моментінің жоғалуы	Н	59
M_{max}	Қозғалқыштан берілген айналу моментінің максимумы	Нм	55
$M(n_{max})$	n_{max} кезіндегі қозғалқыштың толық жүктеме моменті	Нм	37
M_o	Шығу моменті (мысалы, редуктор немесе ілінісу шығысында)	Нм	45
μ_s	Таза сырғанау коэффициенті	1	22
m_{tot}	Жалпы масса (серпілген және серпілмеген масса)	кг	29
M_{ws}	Трансмиссиядан дөңгелекке берілетін айналу моменті	Н	58
n_c	Шүберіннің жалпы бойлық көлбеуі $n_c = n_{kc} + n_{tc}$	м	188
n_e	Қозғалқыш айналу жиілігі (айналымдар)	рад/с	44
n_i	Кірістігі жылдамдық немесе айналымдар (мысалы, редуктор немесе ілініс кірісінде)	об/с	45
n_{iz}	z -берісіндегі трансмиссияның кіріс жылдамдығы (айналымдар)	рад/с	48
n_{kc}	Шүберіннің кинематикалық бойлық көлбеуі	м	182
n_{max}	Қозғалқыштың максималды жылдамдығы	Об/м	37
n_{min}	Қозғалқыштың минималды жылдамдығы	Об/м	37
n_o	Шығу жылдамдығы немесе айналымдар (мысалы, беріліс қорабы немесе ілініс кірісінде)	rev/s	45
$n(P_{max})$	Қозғалқыш қуаты максимумға жететін қозғалқыш айналым жиілігі	Об/мин	37

nw max	Дөңгелектің максималды айналымдары айн/мин	Об/мин	44
poz	z берісіндегі үтрансмиссияның шығу жылдамдығы (айналымдар)	рад/с	48

xxii

Аббревиатуралар мен символдар тізімі

Кесте 5 Символдар тізімі			
Символ	Сипаттамасы	ӨЛШЕ	Б
Ntc	Дөңгелек шинасының шүберін бойлық көлбеуі	$\frac{v}{m}$	$\frac{1}{7}$
nw	Дөңгелек жылдамдығы (айналымдар)	рад/с	$\frac{4}{4}$
Nz max	Беріліс қорабындағы берілістер саны	1	$\frac{4}{8}$
ODE	Кәдімгі дифференциалдық теңдеу	—	5
OEM	Түпнұсқалық жабдықтың өндірушісі	—	121
ω_i	Кірістегі бұрыштық жылдамдықтары (мысалы, беріліс немесе ілініс кірісінде)	рад/с	45
ω_o	Шығыстағы бұрыш жылдамдықтары (мысалы, беріліс немесе ілініс шығысында)	рад/с	45
p	Жолдың градиенті (көлбеуі) $p = \tan \alpha_g$	1	29
ψ	Жорту бұрышы	рад	7
ϕ	Қисаю бұрышы	рад	7
P100	Қозғалқыштың толық қуаты	$W = H_m/c$	37
Pa	Аэродинамикалық кедергі күші ($S = 0: P_a = F_{avv}$)	$W = H_m/c$	35
ϕ_{aj}	Осының бұрылу бұрышы j ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	рад	32
ϕ_b	Шанақтың тангаж бұрышы	рад	159
Pbasic	Қуатқа негізгі сұраныс: $P_{basic} = P_r + P_a$	H	35
$\phi' c$	Беріліс қорабының, дифференциалдың, қардан білігінің бұрыштық жылдамдығы	рад/с	30
Pe	Қозғалқышпен берілген қуат	$W = H_m/c$	46
$\phi' e$	Қозғалқыштың, іліністің бұрыштық жылдамдығы	рад/с	30
Pg/i	Біріктірілген градиенттік және инерциялық кедергінің күші	$W = H_m/c$	35
Pg	Градиенттің кедергі күші	$W = H_m/c$	35
Ph	Стохастикалық тегіссіздіктің спектрлік тығыздығы поверхности дороги	м3	131
$\Phi h(\Sigma)$	Кедір-бұдырлық коэффициенті	м3	131
Pbasic	Жалпы тұтынған қуат: $P_{basic} = P_r + P_a$	H	34
Pideal	Дөңгелектегі қуатының идеалды сипаттама картасы (талап етілетін)	NH	37
Pi	4-тараудағы кіріс қуаты (мысалы, кірістегі беріс кезінде)	$W = H_m/c$	45
Pi	3-тараудағы инерция күштерінің қуаты	$W = H_m/c$	35
Pmax	Қозғалқыштың максималды қуаты максимумға жеткен сәт	$W = H_m/c$	37
Po	Шығу қуаты (мысалы, берудің кірісінде)	$W = H_m/c$	45

P_r	Теңселіске қарсы кедергі күші ($S = 0$; $P_r = F_r v_w$)	$W = H_m/c$	34
P_{tot}	Жалпы тұтынған қуат: $P_{tot} = P_r + P_a + P_g + P_i$	H	34
ϕ_w	еуу осіне қатысты бұрылу бұрышы	рад	14

xxiii

Аббревиатуралар мен символдар тізімі

Кесте 6 Символдар тізімі

Символ	Сипаттамасы	ӨЛШЕУ	Бет
P_{wsi}	Дөңгелекке беріліс қорабынан берілетін I берілістің қуаты	$W = H/c$	50
P_w	Дөңгелектегі қуат	$W = H_m/c$	63
ρ_a	Ауаның массалық тығыздығы	кг/м ³	27
ρ_{cc}	Автомобиль жолының лездік қисықтық радиусы	м	171
r_k	Дөңгелек төселу иіні радиусы: рульдік біліктің осі жолмен қиылысуы және түйісу нүктесінің центрінің арасындағы қашықтық	м	183
r_{σ}	Дөңгелек центрі мен рульдік біліктің арасындағы шүберін иілісі		
R_{w0}	Теңселістің динамикалық радиусы	м	20
R_{w0j}	Теңселістің динамикалық радиусы ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	м	32
r_{wst}	Дөңгелектің статикалық радиусы	м	14
r_{wstj}	Дөңгелектағы j осінің статикалық радиусы ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	м	32
σ	Рөлдін көлбеу бұрышы; $eV_z - eV_y$ жазықтығындағы eV_z бағытын мен рульдік осьтің проекциясы арасындағы бұрыш	рад	181
S_j	J-осінің дөңгелектеріндегі сырғанау ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	1	32
s_j	J-осінің жолы ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	м	219
S_{cm}	Автомобиль массасы орталығы (серпілген және серпілмеген салмағы)	—	6
S_{cmw}	Дөңгелектің масса орталығы	—	7
SOV	Ауыстырып қосу клапаны	—	297
S_{pp}	Қысым орталығы	—	76
S_{cp}	Түйіспе дағынын орталық нүктесі	—	7
σ_n	Түйіспе дағындағы қалыпты кернеудің таралуы	H/м ²	12
SSF	Статикалық тұрақтылық коэффициенті	—	220
τ	Шүберін бойлы көлбеуінің бұрышы; ev_z бағата мен $ev_z - ev_x$ жазықтығындағы ось проекциясы арасындағы бұрыш	рад	181
t_b	Қысымның көтерілу уақыты	с	80
t_{fb}	Аяқ күшінің өсу уақыты	с	80
t_f	Толық тежеу процесінің уақыты	с	82
t_r	Жауап беру уақыты	с	79
t_t	Беріліс уақыты	с	80
ϑ	Тангаж бұрышы	рад	7
v	Абсолютті мән v_v : $v = v_v = v_v$	м/с	27
v_a	Желдің жылдамлығы	м/с	27
$\vec{v}_a$	Жел жылдамдығының векторы	м/с	214

Кесте 7 Символдар тізімі			
Символ	Сипаттамасы	ӨЛШЕУ БІРЛІГІ	Бет
V_c	Дөңгалақтың шеңберлік жылдамдығы	м/с	20
v_{2ch}	Жылдамдық сипаттамасының квадраты	м/с	197
v_{cit}	Сындарлы жылдамдық	м/с	209
v_l	Жылдамдық қорыпқы векторы (жел және автомобиль)	м/с	214
vv	S_{cm} -дағы автомобиль жылдамдығы; $vv = vv $; $v = vv$ $v = (vv_x, vv_y, vv_z) \cdot (e_{ix}, e_{iy}, e_{iz})T$	м/с	214
vw	Дөңгелек жылдамдығы	м/с	179
w	Тегіссіз жолдың иірімделуі	1	131
Ww	Дөңгелектегі жұмыс	$J = H_M$	63
X	Дөңгелек пен шанақтың арасындағы қию күші	H	13
X_j	j -осіндегі ось-автомобиль қию күші ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	H	33
$\ddot{x}^v$	Автомобильдің үдеуі	м/с ²	30
x_{aj}	j осінің координаты ($j = 1$ алды; $j = 2$ арты)	м	32
xv, yv, zv	S_{cm} -ға қатысты автомобиль координаттары ($O, e_{ix}, e_{iy}, e_{iz}$)	м	6
xw, yw, zw	S_{cmw} -ға қатысты дөңгелек координаттары ($S_{cm}, e_{vx}, e_{vy}, e_{vz}$)	м	14
X	Дөңгелек пен шанақтың арасындағы қию күші	H	178
Y	Дөңгелек пен шанақтың арасындағы қию күші	H	13
Z	Тезеу коэффициенті $Z = -a/g$	1	84
z_1	Дөңгалақтың жылжуы	м	264
z_2	Шанақтың жылжуы	м	264
z_3	Орындықтың жылжуы	м	136
z_b	Шанақтың жылжуы	м	136

zw	Донғалақтың жылжуы	м	156
----	--------------------	---	-----

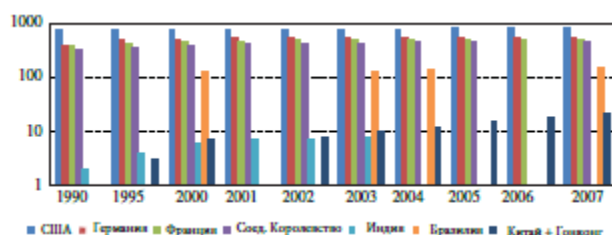
1

Кіріспе

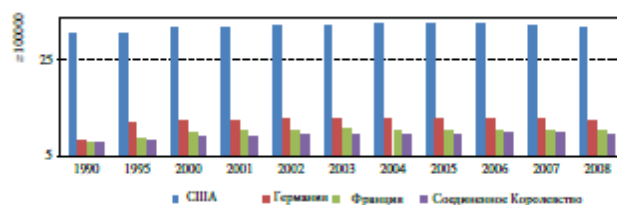
Автокөліктер адамдар мен тауарларды тасымалдау үшін 100 жылдан астам уақыт пайдаланылып келеді. Мұндай ұзақ мерзімге қарамастан, автокөліктің негізгі элементтері, негізінен, өзгеріссіз қалды, яғни төрт дөңгелек және динамикалық гидрожетегі бар іштен жану қозғалтқышы болады. Алайда, автокөліктің техникалық бөлшектері айтарлықтай өзгерді, ал күрделілік айтарлықтай ұлғайды. Ішінара, бұл жалпы техникалық үдеріспен қатар жүреді, бір жағынан, және екінші жағынан клиенттердің өсіп келе жатқан қажеттіліктері байқалады. Сондай-ақ, заңнамалық талаптар автокөліктердегі айқын өзгерістерге алып келді.

1.1.4 - суретте келтірілген сызбаларға көз жүгіртсек, автокөліктердің маңыздылығы айқын байқалады. Көптеген ызбалардың абсцисстері логарифмдік түрде бөлінгенін есте сақтаған жөн. Жан басына өткен қашықтықтар мен жүріп өткен қашықтықтар саны қазіргі кезде өте жоғары деңгейде тұр немесе жоғары жылдамдықпен өсіп келеді. Егер біз кейбір еуропалық елдерді немесе Америка Құрама Штаттарын қарастырсақ, онда экономикалық тоқырауды жоғары деңгейде байқаймыз, ал экономикасы дамып келе жатқан елдер өсудің жоғары қарқынын көрсетеді. Жаңа үнемді және экологиялық көлік құралдарын әзірлеу қажеттілігі анық. Ал мұны істеу үшін инженерлер көліктің негізгі қасиеттерін білуі керек. Автокөлік - бұл тұрақты жылдамдықпен алға жылжитын зат ғана емес, оның негізгі қасиеттеріне тікелей байланысты динамикалық сипаттамалары бар. Демек, негізгі динамикалық қасиеттері осы кітаптың негізгі тақырыбы болып табылады.

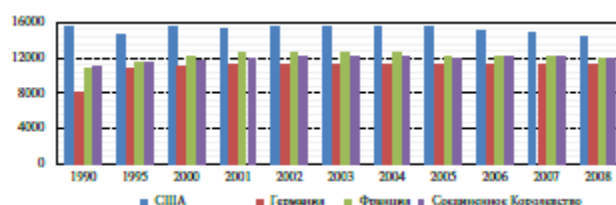
Экологиялық аспект бүкіл әлемде көлік құралдарын әзірлеу кезінде елеулі шектеуші фактор болуы мүмкін. Егер Қытай мен Гонконгтегі 1000 тұрғынға арналған автокөліктер саны 2007 жылы 22-ден 816-ға дейін өсетін болса, онда 40 саны көбейткіш болады. Егер 2007 жылдан бастап АҚШ-та CO₂ шығарындыларының санын 40-қа көбейтетін болсақ, онда 57 000 Мт жуық болады, бұл 2007 жылы автокөлік көлігімен отынды жағудан CO₂ әлемдік шығарындыларының санынан 12 есе көп. Бұл өте көп (немесе тіпті тым көп). Демек, таяудағы онжылдықта отын шығыны неғұрлым төмен немесе гибриді немесе электрлік күш қондырғылары бар көлік құралдарын әзірлеу және жетілдіре түсу қажет.



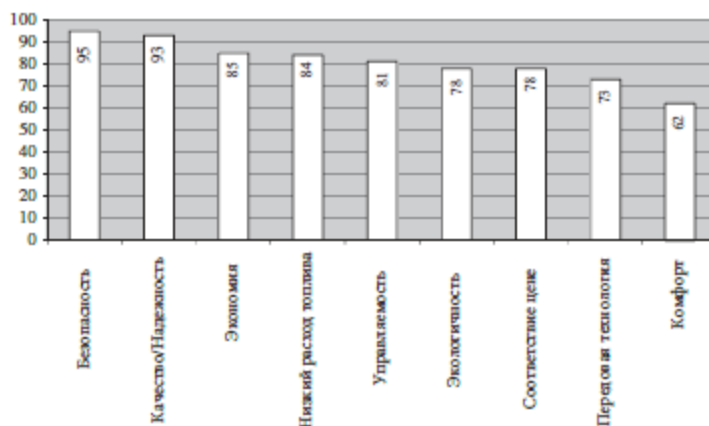
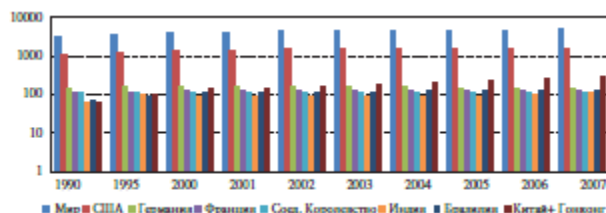
1.1 - сурет. 1000 тұрғынға жеңіл автокөліктер (АҚШ-тағы жүк көтергіштігі аз жүк автокөліктері) (ЭЫДҰ-ның 2014 жылғы деректері)



1.2- сурет. Жолаушылар өлшегіштері (км-ге миллион жолаушы) (ЭЫДҰ-ның 2014 жылғы деректері)



1.3- сурет. Жолаушылар, бір адамға км (ЭЫДҰ-ның 2014 жылғы деректері)



1.5- сурет. Сатып алу критерийлерінің маңыздылығы

1.5 суретте сатып алудың ең маңызды критерийлерін ұсыну экологиялық және экономикалық аспектілерді, сондай-ақ қауіпсіздікті, басқару сипаттамаларын және жайлылықты көрсетеді. Соңғы үш тармақ, атап айтқанда қауіпсіздік, басқару және жайлылық, жүргізу динамикасымен және аспамен тығыз байланысты, бұл аспектілерді автокөлік өнеркәсібінде ерекше маңызды етеді. Қауіпсіздік әдетте белсенді қауіпсіздікке (Белсенді қауіпсіздік жүйелері аварияны болдырмауға көмектеседі) және пассивті қауіпсіздікке (пассивті қауіпсіздік жүйелері авария кезінде жолаушыларды қорғайды) бөлінеді.

Көлік құралының динамикасы белсенді қауіпсіздікке тікелей әсер етуінен шешуші мәнге ие; басқару және жайлылық сондай-ақ автокөлік динамикасының қасиеттерімен тығыз байланысты болып келеді. Осы себепті аталған курста динамика аспектілеріне ерекше көңіл бөлінеді.

Бұл курстың мақсаты автокөлік динамикасын түсіну үшін қажетті негізгі концепциялар мен өзара байланысты анықтау және идентификациялау болып табылады.

Осы оқулықтың мазмұны негізгі сұрақтармен шектеледі, ал курстың өзі Митшке және Валленовитцтің 2004 жылғы (неміс тілінде) монографиялары анық көрсетілген. Кітап соңында одан әрі оқуға арналған әдебиет көрсетілген, мысалы, Гейссинг және Эрсой 2011 ж., Дуккипати және т. б. 2008 ж., Гиллеспи 1992 ж., Иазар 2014 ж. немесе Реймпелль және т. б. 2001 ж.

1.1 Алдын ала берілген ескертулер

Бұл кітаптың мазмұны төрт бөлікке бөлінген: бойлық қозғалыс динамикасы, тік қозғалыс динамикасы, көлденең қозғалыс динамикасы және автокөлік және автокөліктің мехатрондық жүйелер компоненттерінің құрылымдық жобалануы. Бойлық қозғалыс динамикасы 2-6 тарауға енгізілген, онда жеделдету және тежеу процестері талқыланады. Мұнда қозғалысқа, қажеттіліктерге және қоректендіруге жалпы қарсылық көрсетуге, сондай-ақ қозғалыс жағдайының диаграммаларына бірінші кезектегі мән беріледі. 7 және 8 - тарауларда бойлық динамиканың қосымша жүйелері: баламалы қуат қондырғылары және круиз-бақылаудың бейімделген жүйелері толық сипатталған. 9 және 10-тарауларда тік қозғалыс динамикасының контекстінде тегіс емес бет бойынша қозғалыс кезінде көлік құралының жүріс-тұрысы түсіндіріледі. Бұл тарауларда тербелістер мен тербелістердің адамға әсері теориясының негіздері оқытылады. Көлденең қозғалыс динамикасында (11-15 - тараулардың мазмұны) көлік құралының бұрылу кезіндегі жүріс-тұрысы сипатталады. Сырғу, артық және жеткіліксіз бұрылу (бұрылыстардағы шымылдықтар), кіру бұрышы және ыдырау бұрышы сияқты маңызды ұғымдар түсіндіріледі. Бұл басқару сипаттамаларына дөңгелекке түсетін жүктеменің әсерімен байланысты болады.

16 - 19 - тарауларда автокөліктің техникалық жобалау аспектілері (конструкциясы) жарықтандырылады. Жылдамдық және айналу сәтінің түрлендіргіштеріне қосымша, осы тарауларда блоктауға қарсы тежегіш жүйесі (ABS), тығысуға қарсы жүйе (ASR) және динамикалық тұрақтандыру жүйесі (ESP) сияқты белсенді қауіпсіздік жүйесіндегі тежегіш жүйесінің элементтері мен жүріс бөлігі туралы айтылады. 20-тарауда әңгіме көп модульді жүйелер (MBS) туралы болады. MBS – бұл көлік құралдарының динамикалық мінез-құлқын дәл есептеуге мүмкіндік беретін есептеу үлгілері.

1.2 Автокөлік қозғалысы

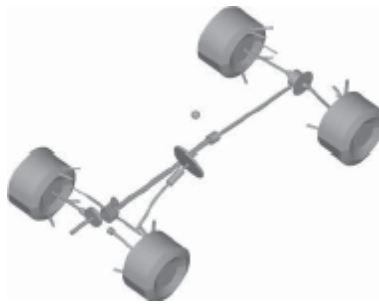
Автокөлік динамикасын сипаттау үшін, біз кез келген басқа машина жасау саласындағы сияқты, үлкен немесе аз егжей-тегжейлі модельдерді пайдаланамыз. Модельдердің күрделілігі зерттелетін сұрақтарға байланысты. Қазіргі уақытта ғылымда да, зерттеулерде де, сондай-ақ автокөлік жасау департаменттерінде көбінесе MBS модельдері пайдаланылады. Көп модульді жүйелер бір-бірімен серіппемен және/немесе амортизаторлармен және топсалармен байланысты бір немесе бірнеше қатты денелерден тұрады.

1.6 - суретте MBS көлік құралы моделі көрсетілген. Бұл модель MBS ADAMS коммерциялық бағдарламасынан алынған. Макферсон алдыңғы осінің тағы бір мысалы 1.7 суретте көрсетілген. Бұл MBS модельдері динамикалық мінез-құлықты модельдеудің жоғары дәлдігін қамтамасыз етеді. Бұл модельдерге көптеген бөлшектерді қосуға болады, тіпті икемді болып келеді. Дегенмен, егжей-тегжейлі модельдеу есептеу нәтижелерінде көптеген әсерлер береді, және инженер осы нәтижелерді түсіндіре және түсіне білуі тиіс. Мысалы, инженер негізгі әсерлер мен сандық феномендерді ажырата білуі керек. Ол үшін базалық динамиканы түсіну және MBS нәтижелерін түсіндіру немесе тексеру үшін көлік құралының сипаттамаларын есептеу үшін қарапайым модельдерді білу қажет. Сондықтан бұл кітапта негізгі тақырыптар ретінде автокөліктің динамикалық сипаттамалары мен қарапайым модельдер қарастырылады.

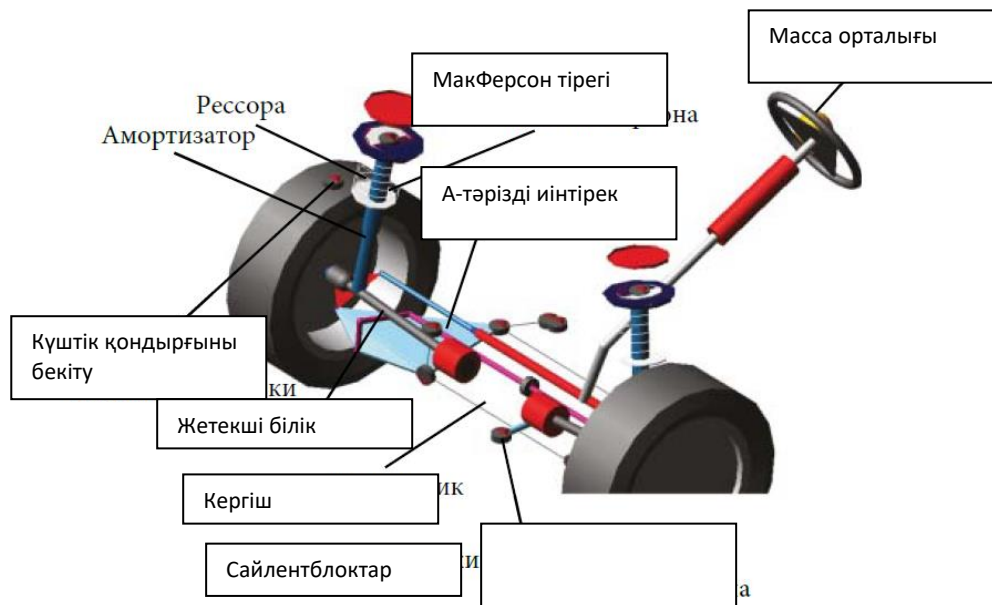
Автокөліктің жеңілдетілген түрінде модель бес қатты денеден тұруы мүмкін: төрт дөңгелек және шанақ конструкциясы. Олар бір-бірімен серіппемен, амортизаторлармен және топсалы шанақтың қатты аспасымен байланысты. Қатты дененің алты еркіндік дәрежесі бар. Демек, бұл қарапайым модель $5 \times 6 = 30$ еркіндік дәрежесі болады¹.

¹ Дөңгелек ұстаушы мен көлік құралының шанақ арасындағы аспа бес еркіндік дәрежелерін бұғаттайды, ал дөңгелек мойынтірегі бір еркіндік дәрежесін береді, нәтижесінде бір дөңгелек үшін екі еркіндік дәрежесіне әкеледі. Сонда барлық

көлік құралы үшін жиынтық 14 болады. Аспалы серпімді деформациялар жоқ деп болжасаңыз, бұл дұрыс. Қазіргі автокөліктерде серпімді деформациялар бар болғандықтан, 30 саны дұрыс болып табылады.



1.6 - сурет. MBS толық жетекті автокөлік моделі (MBS ADAMS бағдарламасының мысалы)



1.7- сурет. Жетекші дөңгелектері бар Макферсон алдыңғы осі (MBS ADAMS бағдарламасының мысалы)

Әлбетте, бұл қарапайым үлгіні 30 еркіндік дәрежесімен сипаттау үшін екінші ретті 30 қозғалыс теңдеулері қажет (уақыт бойынша).

Қозғалыс теңдеулері - бұл дененің (қатты) қозғалысын сипаттайтын қарапайым дифференциалдық теңдеулер. Төменде масса тербелісінің бірлі-жарым генераторы үшін қозғалыс теңдеуінің қарапайым мысалы (m массасы, k серіппесінің қаттылығы, z ығысуы):

$$mz'' + kz = 0 \quad (1.1)$$

Қозғалыс теңдеулері жиі уақыт бойынша екінші ретті дифференциалдық теңдеулер болып табылады. Сондықтан нақты міндеттер үшін бұл модельдер қозғалыс мүмкіндігі шектеулі бірнеше массаға жетеді. Демек, біз, өз кезегінде, бірнеше нақты мәселелермен шектейміз. Бұл кітапта дәл осы тәсіл қолданылады. Осы себепті біз алдымен көлік құралының ықтимал қозғалысын сипаттау үшін терминология мен координаттарды енгіземіз.

Координаттар жүйесі: Квадруплет ($A, \vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z$) – бұл аффиналық кеңістіктің координаталар жүйесі. Мұнда A – бұл бастапқы нүкте (координаттың басы), $\vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z$ – координаттық үштік (координаттар жүйесі). A нүктесіне қатысты P нүктесінің орналасуын сипаттау үшін x, y, z үш координат жеткілікті болады:

$$\overrightarrow{AP} = x\vec{e}_x + y\vec{e}_y + z\vec{e}_z. \quad (1.2)$$

A нүктесін кеңістікте (немесе координаттардың инерциялық жүйесінде) тіркелген ретінде анықтауға болады. Бұл инерциялық координаттар жүйесі (кейде географиялық координаттар жүйесі немесе халықаралық координаттар жүйесі) деп аталады. Егер де A нүктесі және координаттық үштік $\vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z$ құралы автокөлік шанағына бекітілген болса және бұл қосылым тұрақты болса, нәтиже координаттар жүйесі деп аталады.

Координаттардың бірнеше жүйесін енгіземіз. Бірінші - бұл инерциялық координаттар жүйесі ($O, \vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz}$), ол жерде бекітілген (немесе жер шарында)². Бұл инерциалды координаттар жүйесінде нүктенің қозғалысын сипаттау үшін x, y, z , үш декарт координаттары қажет, масса орталығы жағдайында, S_{cm} , көлік құралын біз x_v, y_v, z_v енгіземіз. S_{cm} нүктесі көлік құралы үшін екі басқа байланысқан координаталар жүйесі үшін бастау болып табылады:

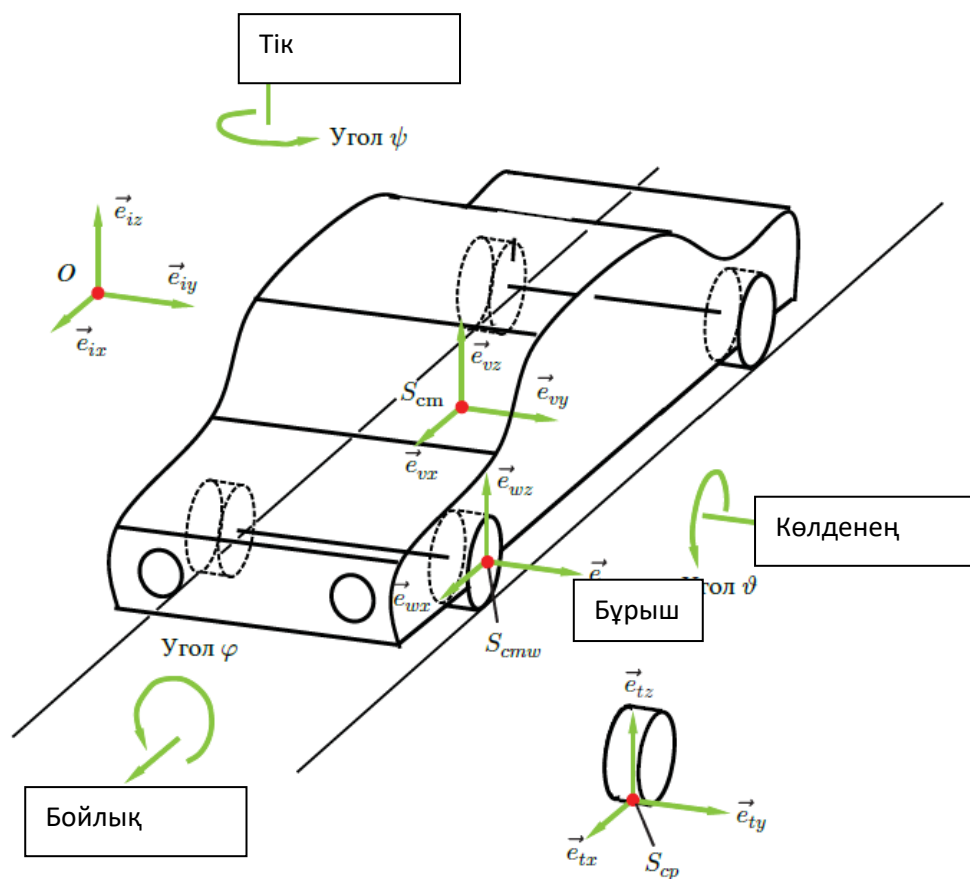
1. $(S_{cm}, \vec{e}_{vx}, \vec{e}_{vy}, \vec{e}_{vz})$: көлік құралының координаталар жүйесі
2. $(S_{cm}, \vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z)$: координаттардың аралық жүйесі

Бірінші координаттар жүйесі көлік құралының шанағында толық тіркелген, яғни барлық үш вектор $\vec{e}_{vx}, \vec{e}_{vy}, \vec{e}_{vz}$ көлік құралымен бірге қозғалады. Координаттардың екінші жүйесінің басталуы да көлік құралында тіркелген. Аралық координаттар жүйесін анықтау үшін біз тек бағыттың $\vec{e}_{iz}$ айналуын болжаймыз, бұл $\vec{e}_{iz} = \vec{e}_z$ болатынын білдіреді. Сонда вектор $\vec{e}_x$ - вектор $\vec{e}_{ix}$, көлденең бағыттағы көлбеу бұрышы деп аталатын бұрылған векторлар, ψ , бағыт айналасында $\vec{e}_{iz}$ болады. Вектор $\vec{e}_y$ көлік құралының, перпендикуляр түрде $\vec{e}_x$ және жазықтыққа параллель $\vec{e}_{ix} - \vec{e}_{iy}$ сол жағына жіберілді. Вектор $\vec{e}_z = \vec{e}_x \times \vec{e}_y$ - векторлық немесе айқас туынды³.

Көлік құралының бағытын және координаттар жүйесінің бағытын анықтау үшін, $\vec{e}_{vx}, \vec{e}_{vy}, \vec{e}_{vz}$ инерциялық координаттар жүйесіне қатысты $\vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz}$ үш бұрыш қажет. Осы үш бұрыштарды пайдаланудың әртүрлі тәсілдері бар: бұл жағдайда біз Эйлер әдісін қолданамыз (сілтемесін қараңыз). Бұл алдымен осьтің айналасында қозғалады дегенді білдіреді $\vec{e}_{iz}$; углбірінші бұрылыстың ом көлденең бағытта көлбеу бұрышы болады, ψ . Содан кейін біз жаңа ось айналасында қозғаламыз $\vec{e}'_{iy}$ (кжедел-бұл бірінші осьтің айналу нәтижесінде бұралған $\vec{e}_{iy}$); екінші айналу нәтижесінде біз дөңгелектердің бұрышын аламыз, ϑ . Үшінші айналу жаңа ось айналасында $\vec{e}''_{ix}$ болады. ψ және ϑ бұрыштары бар екі айналымның нәтижесінде $\vec{e}_{ix}$ осінің нәтижесі болып табылады. Үшінші айналу нәтижесінде алынған бұрыш қысылған бөліктердің қисаю бұрышы болады⁴ φ .

² Кейбір MBS бағдарламалық құралдарында бұл координаттар жүйесі халықаралық координаттар жүйесі деп аталады. Қатаң айтқанда, географиялық координаттар жүйесі, яғни координаттар жүйесі, ол бекітілуі жерге емес болып табылады инерциялық координаттар жүйесі үшін Жердің айналуы. Бұл аспектілерді, әдетте, біз де ескермейміз..

³ Егер ортонормаланған базиске қатысты екі вектордың координаттары тең болса (x_1, y_1, z_1) және (x_2, y_2, z_2) , онда векторлық көбейтіндіні келесі формула бойынша есептеуге болады $(y_1z_2 - y_2z_1, -(x_1z_2 - x_2z_1), x_1y_2 - x_2y_1)$.



1.8- сурет. Көлік құралының қозғалысы

Көлік құралының қозғалысын сипаттау үшін бірнеше координаттар жүйесі қажет етіледі. 2.6 - суретте координаталар жүйесі (S_{cmw} , $\vec{e}_{wx}$, $\vec{e}_{wy}$, $\vec{e}_{wz}$), оның ортасында дөңгелекте тіркелген, және тірек беті бар дөңгелектің түйіспе (S_{cp} , $\vec{e}_{tx}$, $\vec{e}_{ty}$, $\vec{e}_{tz}$) ауданындағы қосымша жүйе көрсетілген. 2.7-суретте координаталар жүйесі мен ψ , θ және ϕ бұрыштары көрсетілген. Бұрыштар айналу тізбегінің бұрыштары ретінде емес, бір айналу бұрыштары ретінде бейнеленеді. Мұндай жеңілдету осы кітаптың бірнеше жерлерінде жасалды. Олардың көпшілігі үшін бір айналуға қарап, айнарудың өзара әрекеттесуін елемеу жеткілікті. Егер айнарудың өзара әрекеттесуін зерттесе, теңдеулердің күрделілігі айтарлықтай артады. Бұл мәселені зерттеу үшін қарапайым аналитикалық нәтижелерді қолдану мүмкін емес және көлік құралының қозғалысын MBS көмегімен моделдеу қажет.

⁴ Әдебиеттегі бұл үш бұрыш Тейт-Брайан бұрыштары деп аталады; әрбір ось (X , y және z көрсеткіштерімен) айналу еркіндігі дәрежелерінің біріздігінде кездесетіні негізгі сипаттарына тән болып келеді. Неміс әдебиетінде бұл бұрыштар кейде кардан бұрыштары деп аталады. Бағытты тағы бір мүмкін анықтау Эйлер бұрыштарын қолдану болып табылады. Бұл анықтамада бірінші айналу осі деп аталады, мысалы, осі $\vec{e}_{ix}$, екінші - ось $\vec{e}_{iz}$, ал үшінші, тағы да осындай, x осі бойынша яғни $\vec{e}_{ix}$ осімен. Кейбір MBS бағдарламаларында, сондай-ақ ISO 8855 2011 бағдарламаларында біз Тайт-Брайан бұрыштарын анықтауға байланысты Эйлер есімін кездестіреміз. Демек, сіз нақты әдіс қолданылады деп болжап қана қоймай, айналу тізбегінің нақты анықтамасын мұқият оқып шығуыңыз керек.

Көлік құралы тік сызықпен қозғалған кезде, $\vec{e}_{vx}$ және $\vec{e}_{ix}$ бағыттар бір біріне сәйкес келеді. Бұл курстың бірінші бөлігі көлік құралының тік сызықты қозғалысымен шектеледі (бойлық қозғалыс динамикасы) және кедергіні, жүріс сапасын, сондай-ақ тежеу және жеделдету процестерін қарастырады. Бойлық қозғалыс динамикасының осы аспектісінде көлік құралының айналуы әрқашан $\vec{e}_{iy}$ ось айналасында жүреді. Жоғарыда айтылғандай, бұл $\vec{e}_{iy}$ құрылғысының осінің айналуы қозғалысы көлденең осьтің айналуы деп аталады. Осылайша, көлденең осьтің айналуында айналу және түзу сызық бойынша алға жылжу: себебі орталық массасы, S_{cm} , жолда болады, әрбір жылдамдату немесе тежеу маневрі инерциялық күштерді S_{cm} -ге әсер етеді, бұл сәт демек, бойлық қозғалысты береді.

Қозғалыстың екінші класы тегіс емес жолдармен байланысты. Ол автокөлік діріл тұжырымдамасына сәйкес топтастырылған. Қозғалыс - бұл көлік құралын $\vec{e}_{iz}$ (секіру) бағытында, $\vec{e}_{iy}$ (көлденең осьтің айналуында айналу) бағыты мен $\vec{e}_{ix}$ (крен) бағыты айналасында айналу.

Бұрылыстар кезінде, яғни көлденең бағытта және жалпы көлбеу бұрышында $\vec{e}_{ix}$ бағыты $\vec{e}_{vx}$ бағытымен сәйкес келмейді, көлік құралы, $\vec{e}_{iz}$ осьтің айналасынан басқа, $\vec{e}_{vx}$ (крен) осінің айналасында айналады, ал баяулағанда немесе жылдамдағанда $\vec{e}_{vy}$ осінің айналасында айналады (көлденең осьтің айналуы). Сондай-ақ көлденең қозғалыста жүреді. Бұрылыстар осы кітаптың үшінші бөлімінде, көлденең қозғалыс динамикасы немесе бұрылыстар бөлімінде оқытылады.

Бұл мәліметтер көлік құралының қозғалысында әрдайым бір еркіндік дәрежесі бар екенін дәлелдейді.

1.3 Сұрақтар мен тапсырмалар

Есте сақтау

1. Қандай модельдер жеңіл автокөліктер динамикасын жиі сипаттайды?
2. Көлік құралының шанағы қанша еркіндік дәрежесі бар?
3. Қозғалысқа байланысты дене бостандығының алты дәрежесі қалай аталады?
4. Жеңіл автокөлік динамикасы әдетте қозғалыстың үш негізгі түріне бөлінеді. Олар қандай?
5. Бойлық қозғалыс динамикасында қозғалыстың қандай түрі маңызды рөл атқарады?
6. Тік қозғалыс динамикасында қозғалыстың қандай түрі маңызды рөл атқарады?
7. Көлденең қозғалыс динамикасында қозғалыстың қандай түрі маңызды рөл атқарады?

Түсіну

1. Жасанды кедір-бұдырлықтардан өту кезінде көлік құралының еркіндік дәрежесі қандай (сол және оң дөңгелектері үшін бірдей биіктік)?
2. Ойықтан өту кезінде көлік құралының қандай еркіндік дәрежесі қатыстырылған (тек көлік құралының бір жағында ғана)?

Қолдану

1. Аспасыз шанаққа бекітілген іс жүзінде қатты дөңгелектермен және жылдамдату немесе тежеу кезінде жол биіктігіндегі массасының орталығы бар автокөлікті салыстыратын болсақ, қандай әсерлер бірдей? Инерция күшін және нәтижелі сәттерді ескеріңіз.
2. Аспасыз шанаққа бекітілген іс жүзінде қатты дөңгелектермен және бұрылу кезінде жол биіктігіндегі массаның орталығы бар автокөліктерді салыстырсақ, қандай әсерлер бірдей? Орталықтан тепкіш күштер мен нәтижелі сәттерді ескеріңіз.

Дөңгелек

Дөңгелектер жол мен көлік құралдарының конструкциясы арасындағы байланыстырушы буын болып табылады. Сондықтан, олар жеңіл автокөлік динамикасында орталық рөл атқарады. Бұл тарауда дөңгелектерге арналған қозғалыс теңдеулері шығарылады. Соған қоса, бұл тарауды дөңгелектер кедергісі (айналудың кедергісі, дымқыл жолдағы айналуының кедергісі, мойынтіректердің кедергісі, дөңгелектердің түйіспелігі және алшақтық кедергісі, бұрылыс кедергісі) түсіндіреді.

2.1 Дөңгелектің қозғалыс теңдеуі

Осы бөлімде шығарылатын дөңгелектердің қозғалыс теңдеуі $\vec{e}_{wx} - \vec{e}_{wz}$ тек жазықтықтағы қозғалысқа қатысты болады. Дөңгелек үдемелі қозғалысы оның масса орталығы қозғалысымен S_{cmw} x_w және z_w координаттарымен сипатталады (2.1-суретті қараңыз), e_{wy} остің айнаасында айналуы φ_w сипатталады. Дөңгелек массасының ортасы S_{cmw} және жол арасындағы қашықтық r_{wst} ретінде анықталады. радиус r_{wst} өзгермеген және жүктелмеген дөңгелек радиусы болмауы аса маңызды. Біз бұл радиусты r_{wst} дөңгелектің статикалық радиусы деп атаймыз. Дөңгелек көлбеу жазықтықта зымыраған кезде, көлбеу бұрышы α_g («g» индексі жіктеу үшін) түрінде болып кетеледі. Қозғалыс теңдеуін шығару үшін дөңгелек көлбеу жазықтықтан және дөңгелек күпшектен (немесе мойынтіректерден) босатылады. Шина жазықтыққа тек бір нүктеде ғана емес, керісінше, түйіспе бетіне (түйіспе дақтары) де қатысты болады.

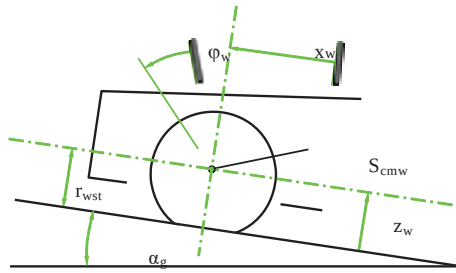
Түйіспе дағы: Бұл шина мен жол жанасатын түйіспе аймағы. Түйіспе дақтарының өлшемі геометрияға және шинаның құрастырымына, ішкі қысымға және дөңгелектердің қысымына тәуелді келеді. Жеңіл автокөлік шинасы үшін ол ашылу шамасына ие (Салыстыру үшін, рельсті темір жол дөңгелегінің байланыс ауданы үлкен саусақтың мөлшеріне тең).

Егер дөңгелек қозғалысқа түспесе, $e_{wy} - \vec{e}_{wz}$ жазықтығына қатысты симметриялы түйіспе дағында кернеудің қалыпты таралуы, ал тангенциальді күштің таралуы (жазық жолға қатысты тангенциальді) нөлдік дерлік болып табылады.

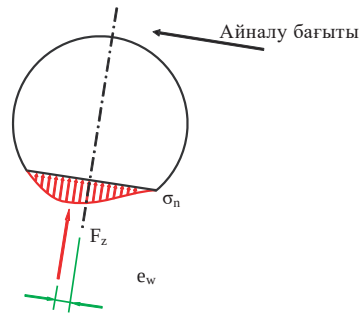
Алайда, дөңгелек айналған кезде, тік бағытталған күштің таралуы енді симметриялы болмайды. 2.2-суретте рұқсат етілген кернеудің негізгі таралу үрдісі көрсетілген. Дөңгелек ұшақты қозғалтады. Көрініп тұрғандай, рұқсат етілген кернеуді тарату асимметриялы болып келеді, және бұл біркелкі әсер ететін күштің әрекет сызығы F_z (рұқсат етілген кернеуді және байланыс алаңын бөлуді интеграциялау арқылы алынатын) e_w эксцентриситетпен жылжиды. F_z күшінің әсерінен сәтті және e_w эксцентриситетті қарастыра келе, біз дөңгелектің айналмалы қозғалысына қарсы тұратынын түсінеміз.

Берілген кернеудің асимметриялық таралуының пайда болуын 2.3 суреттің көмегімен көрсетуге болады, онда уақыттың үш түрлі сәттерінде дөңгелектің қозғалысы көрсетілген (дөңгелек оңнан солға бұрылады). Серпінділік және амортизациялаушы қасиеттерді суреттеу үшін дөңгелек жиегіне рессорлық-амортизациялаушы элементтермен тірелетін икемді сақина түрінде ұсынылуы мүмкін. 2.3 суретте серіппелі амортизатордың тек бір элементі көрсетілген. Бұл рессорлық-амортизациялаушы элемент t_1 , t_2 және t_3 уақыттың үш сәтіндегі кезектілік үшін қарастырылады. Басқа рессорлық-амортизациялаушы элементтер шеңбері бойынша радиалды орналасуы тиіс. Дөңгелек және (елестетілетін) жүктелмеген рессорлық-амортизациялаушы элемент 2.3 суреттің сол жағында көрінеді, мұнда $t = t_1$.

2.3 суреттің орта бөлігінде, мұнда $t = t_2$, шина, олай болса рессорлық және амортизациялаушы элементтер сығылған. Қажетті күш, ең алдымен, сығуға Δs (рессорадан), екіншіден, Δs сығу дәрежесіне тәуелді болады.



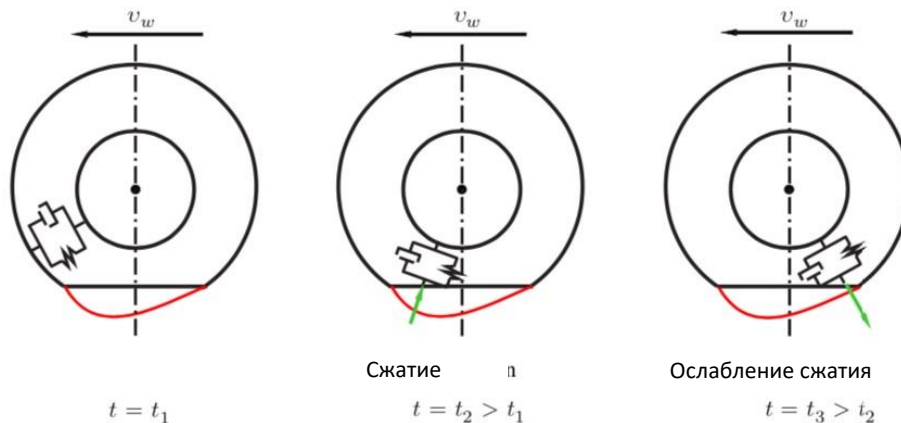
2.1-сурет Дөңгелектің координаттары



2.2-сурет Шина түйіспесінің дақтарындағы қалыпты кернеу

$$F = \underbrace{k\Delta s}_{>0} + \underbrace{b\Delta \dot{s}}_{>0} . \quad (2.1)$$

$$F = \underbrace{k\Delta s}_{>0} + \underbrace{b\Delta \dot{s}}_{<0} . \quad (2.2)$$



2.3-сурет. Түйіспелі дақтардағы рұқсат етілген кернеудің асимметриялық таралуының көрінісі

(амортизатордан). Осы нақты сәтте сығу және сығу дәрежесі оң болады: $\Delta s > 0$, $\Delta \dot{s} > 0$. Демек, нәтиже күші келесіге тең 2.3-суреттің оң жақ бөлігінде, мұнда $t = t_3$, қарастырылып отырған амортизациялаушы элемент қайтадан әлсіреді. Әлбетте, шинаға сығушы күш ретінде әрекет ететін бойлық күштер бар, тең әсер ететін сыртқы күш рессор күшінің қосындысы, бірақ амортизаторды әлсірету үшін қажет азайтылған күш болып табылады, яғни $\Delta s > 0$, $\Delta \dot{s} < 0$

Бұл осы саладағы әдеттегі күштің төмендеуіне әкеледі, себебі барлық жағдайларды ескере отырып, түйіспенің алдыңғы бөлігіндегі рұқсат етілген кернеу артқы бөлікке қарағанда көп. Айналу кедергісінің себебі бойынша тежеу сәті дөңгелектің қозғалыс теңдеуіне сілтеме жасай отырып, төменде суреттеледі. Ол үшін біз дөңгелекті (қима күштері X және Z ; қиманың айналу сәті M_w) және жолды (қима күштері F_x және F_z) құрастырымынан босатамыз. Еркін дене диаграммасы 2.4 суретте көрсетілген. M_w айналу сәті қозғалыс немесе тежелу сәтін білдіреді. Рұқсат етілген кернеуді (жолға қалыпты болатын) және тангенциалды кернеуді (жолға тангенциалды болатын) түйісу аймағында бөлу F_z және F_x нәтижесімен еркін дененің диаграммасында жиынтықталады. Сонымен қатар, M_w айналу сәті дөңгелек күштерінің орталығында және X мен Z қима күшіне әрекет етеді. Одан басқа, ауырлық күші $G_w = m_w g$ (g - ауырлық күшінің әсерінен үдету) дөңгелектер массасының орталығына әсер етеді.

2.4-сурет. Дөңгелекке арналған еркін дененің диаграммасы

Одан әрі оңайлату үшін ауырлық күші дөңгелектің ортасында әрекет етеді, сондай-ақ дөңгелектің ортасы массаның ортасына баламалы келеді деп болжанады.

Д'Аламбердің инерция күші, $m_w \ddot{x}_w$ және $m_w \ddot{z}_w$, массаның ортасына әрекет етеді. Сонымен қатар, инерция сәті $J_w \ddot{\varphi}_w$ еркін дене диаграммасын аяқтайды. Біз e_{wx} бағытындағы күштердің шамасын анықтаймыз да, бұл шаманы нөлге тең етіп орнатамыз:

Ауыстыра отырып, біз келесі қозғалыс теңдеуін аламыз:

Біз дененің оң жағындағы күш мөлшерін анықтаймыз.

$$m_w \ddot{x}_w$$

$$m_w \ddot{z}_w = F_z - Z - G_w \cos \alpha_g. \quad (2.4)$$

→

2.4-сурет. Дөңгелекке арналған еркін дененің диаграммасы.

$$J_w \ddot{\varphi}_w = M_w - F_x r_{wst} - F_z e_w. \quad (2.5)$$

Осыған ұқсас бағытта күш шамасын аламыз $\rightarrow e_{wz}$:

Айналу сәттерінің шамасы жоғалса, біз массалар орталығын ескере отырып, шаманы ала аламыз (мұнда, теңдеуді ауыстыру арқылы):

$$X = -\frac{e_w}{r_{wst}} F_z . \quad (2.11)$$

Оны біз $F_r = -X$ атаймыз.

айналу кедергісі деп

Бұл нәтижені диаграммасымен (2.4-сурет), біз X кедергісін жеңу бағытында жұмыс істеу коэффициент e_w/r_{wst} айналу аталады

$$F_r = \frac{e_w}{r_{wst}} F_z$$

(2.12) еркін дененің салыстыра отырып тартылу күші айналу үшін айналу керектігін көреміз. Өлшемсіз кедергісі коэффициенті f_r деп

$$f_r = \frac{F_r}{F_z} .$$

$$f_r = \frac{e_w}{r_{wst}} . \quad (2.13)$$

Айналуға кедергі коэффициенті: Айналуға кедергі коэффициенті f_r айналу кедергісінің F_R түйіспе дақтарындағы F_z тең әсер ететін бойлық күшіне қатынасы болып табылады:

Айналу кедергісі келесі эмпирикалық формуламен (жылдамдыққа байланысты) аппроксимацияланған болуы мүмкін. ($v_0 = 100\text{km/h}$)

$$f_r(v) = \tilde{f}_{r0} + \tilde{f}_{r1} \frac{v}{v_0} + \tilde{f}_{r4} \left(\frac{v}{v_0} \right)^4 . \quad (2.14)$$

2.1-ескертпе. Бұл формулада квадрат теңдеуінің мүшесі жоқ екені көрініп тұр.

Бұл элемент төмен түсірілді, өйткені ол ауа кедергісі жылдамдығымен квадраттық артумен салыстырған өте аз болып келеді. Сонымен қатар, v^4 мүшесі шаршы теңдеудің мүшесінен асады.

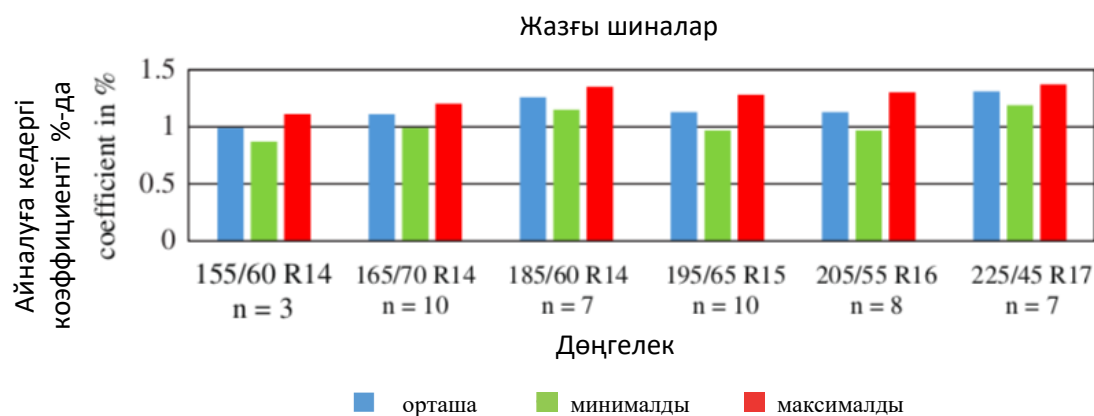
2.2-ескертпе. f_r мәні 0,005–0,015 диапазонында болады. Коэффициенттер f_{r0} , $\tilde{f}_{r1}$ және $\tilde{f}_{r4}$ шина түрі мен шинадағы қысымына тәуелді болып отыр. HR шиналарына арналған орташа мәндер: $\tilde{f}_{r0} = 9,0 \times 10^{-3}$, $\tilde{f}_{r1} = 2,0 \times 10^{-3}$, $\tilde{f}_{r4} = 3,0 \times 10^{-4}$.

2.3-ескертпе. Мұнда айналуға кедергі шинаның материалындағы ассимметриялық қалыпты күш пен диссипативті әсерлердің әсеріне негізделген анықтама берілген. Дөңгелекке әсер ететін одан әрі кедергі түйіспе дақтарын ығыстыруға негізделеді.

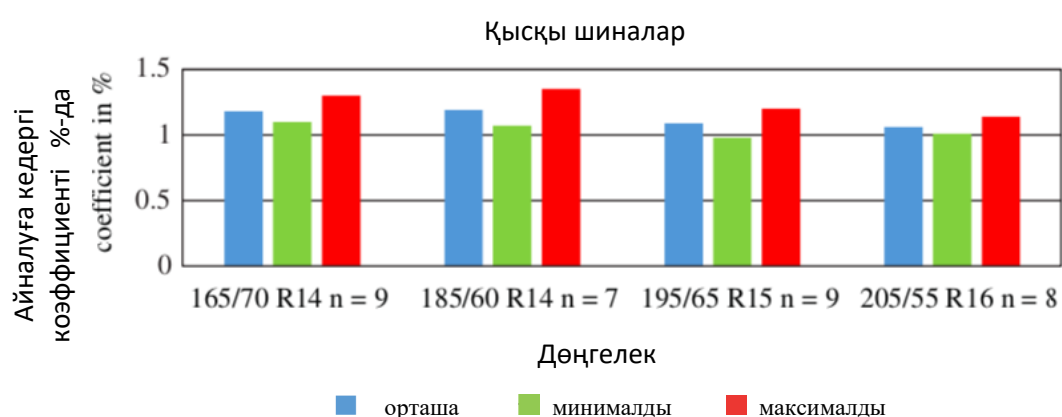
2.4-ескертпе. Айналу кедергісінің коэффициенті қысымның ұлғаюымен, сондай-ақ дөңгелекке жүктеменің ұлғаюымен төмендейді. F_R коэффициентінің дөңгелектің жүктемесінен тәуелділігі F_R айналу кедергісі F_z дөңгелектің жүктемесінен сызықтық емес екенін білдіреді.

2.5-ескертпе. Жылдамдық функциясы ретінде айналу кедергісінің коэффициентінің эмпирикалық формуласындағы (2.14) коэффициенттері ішкі қысымға байланысты болып келеді. Коэффициенттер f_{r0} және f_{r4} шинадағы ішкі қысымның ұлғаюымен азаю үрдісі бар, бұл кезде $\tilde{f}_{r1}$ арта түседі.

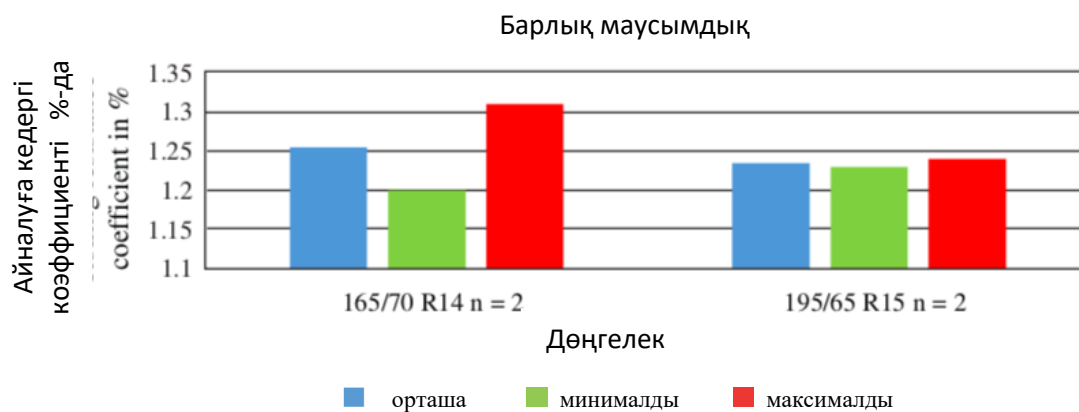
2.6 және 2.7 суреттерде жазғы, қысқы және бүкіл маусымдық шиналарға арналған әр түрлі өлшемдегі (әсіресе ені) шиналарға арналған айнарудың кедергісінің коэффициенттері сәйкесінше көрсетілген. 2002 жылы Германияның Қоршаған ортаны қорғау федералдық агенттігі атынан TÜV Süd жүргізген тергеу диаграммалар үшін негіз болды (Reithmaier and Salzinger, 2002). Осы зерттеулерде әртүрлі өндірушілердің әр түрлі өлшемдегі шиналары (n нөмірі) зерттелді.



2.5-сурет Жазғы шиналар үшін пайызбен айналу кедергісінің коэффициенті (Reithmaier and Salzinger деректерінен алынды, 2002)



2.6-сурет. Қысқы шиналар үшін пайызбен айналу кедергісінің коэффициенті (Reithmaier and Salzinger деректерінен алынған, 2002)



2.7-сурет. Барлық маусымдық шиналар үшін пайызбен айналу кедергісінің коэффициенті (Reithmaier and Salzinger деректерінен алынған, 2002)

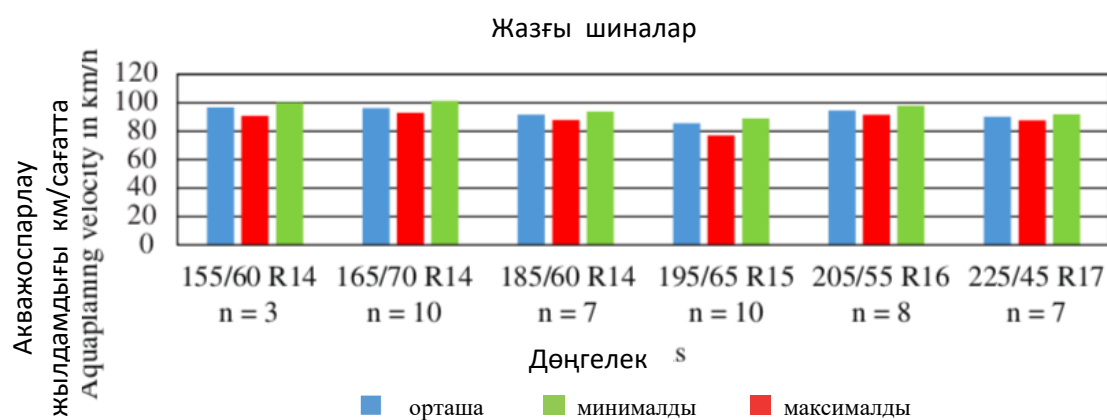
2.2.2 Акважоспарлау

F_{aq} дөңгелектері кедергісінің тағы бір түрі жүріс бөлігінде сумен байланысты. F_{aq} күші уақыт бірлігіне ығыстырылған судың көлеміне байланысты. Ол шинаның еніне, сондай-ақ жылдамдық қуатына шамамен пропорционалды болады.

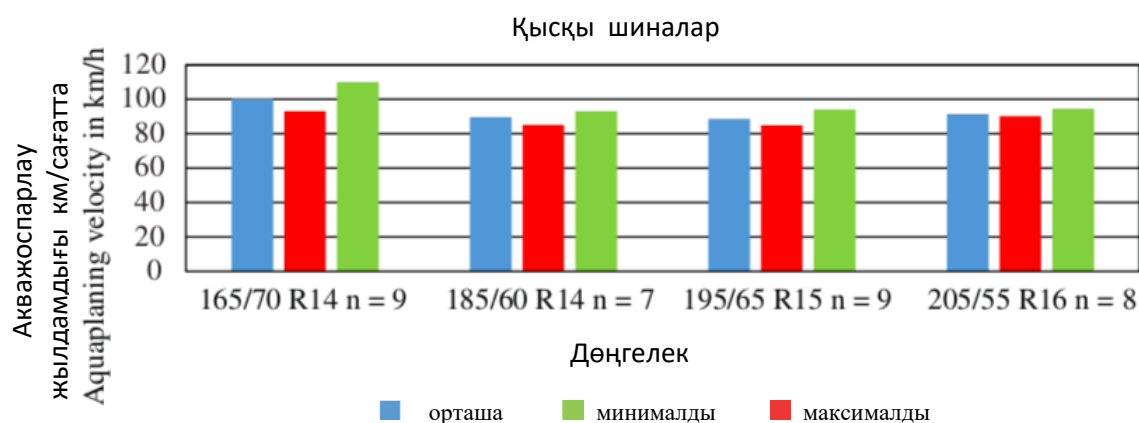
$$F_{aq} \approx bv^{n_{aq}}. \quad (2.15)$$

Шамамен 0,5 мм су биіктігінен бастап деңгей көрсеткіші тең $n_{aq} \approx 1.6$.

Акважоспарлау жылдамдығынан немесе жылдамдығынан қозғалыс жылдамдығы деп аталатын белгілі бір жылдамдық кезінде шина жолмен байланысты жоғалтады, ал көлденең және бойлық күштер түйіспе дақтарында нөлге ұмтылады. Бұл құбылыс акважоспарлау деп аталады. Акважоспарлау жылдамдығы протектордың ені мен суреті сияқты бірнеше параметрлерге байланысты. 2.8 және 2.9 суретте әр түрлі шина топтары үшін акважоспарлау жылдамдығы көрсетілген. Шина енінің ұлғаюы кезінде акважоспарлау жылдамдығының төмендеу үрдісі байқалады және жазғы шиналар емес, қысқы шиналар үшін жылдамдық жоғары.



2.8-сурет. Жазғы шиналар үшін акважоспарлау жылдамдығы (Reithmaier and Salzinger деректерінен алынған, 2002)



2.9-сурет. Қысқы шиналар үшін акважоспарлау жылдамдығы (Reithmaier and Salzinger деректерінен алынған, 2002)

2.2.3 Жаншылу кедергісі

Дөңгелек мойынтірегіндегі үйкеліс айналу сәтіне әкелетін үйкеліс күштеріне әкеледі, M_{wb} :

$$|M_{wb}| = \mu_b r_b \sqrt{X^2 + Z^2} . \quad (2.16)$$

Мұнда $\sqrt{X^2 + Z^2}$ - бұл мойынтірегі X және Z қимасының күшінен тең қалыпты күш, μ_b - Кулон үйкеліс коэффициенті, а r_b - үйкеліс күші пайда болатын мойынтіректің радиусы. Бұл сәт мойынтіректің кедергісіне әкеледі F_{wb} :

$$|F_{wb}| = \mu_b \frac{r_b}{r_{wst}} \sqrt{X^2 + Z^2} . \quad (2.17)$$

M_{wb} орнату (2.5) сәттер жиынтығында және стационарлық қозғалысты қарау, яғни $\ddot{\varphi}_w = G$, келесіні береді

$$0 = M_{wb} - F_x r_{wst} - F_z e_w . \quad (2.18)$$

$e_w = f_r r_{wst}$ и $M_{wb} = \mu_b r_b \sqrt{X^2 + Z^2}$ (2.16) теңдеуінен (2.18) теңдеуіне қойып, келесіні аламыз

$$-F_x = f_r F_z + \mu_b \frac{r_b}{r_{wst}} \sqrt{X^2 + Z^2} . \quad (2.19)$$

Айналу кедергісіне қосымша ретінде $f_r F_z$, мұнда сондай-ақ жаншылу кедергісі де бар, $F_{wb} = \mu_b \sqrt{X^2 + Z^2}$. Жаншылу кедергісі айналу кедергісіне қатысты өте білінбейтіндей аз болады.

2.2.4 Дөңгелектің түйіспелік/алшақтық кедергісі

Қосымша қарсылық дөңгелектің бұрыштық жағдайына байланысты (бағыт айналасында айналу $\vec{e}_{wz}$). Бұл еңіс позиция түйіспелік немесе алшақтық деп аталады. (15.1-суретті қараңыз). δ_{10} шағын үшін нәтижелі кедергісі:

$$\begin{aligned} F_{wtoe} &= c_\alpha \delta_{10} \underbrace{\sin(\delta_{10})}_{\approx \delta_{10} \text{ for } \delta_{10} \ll 1} \\ &\approx c_\alpha \delta_{10}^2 . \end{aligned} \quad (2.20)$$

Мұнда c_α - бұл бұрылыстағы қаттылық деп аталады, ал δ_{10} – түйіспелік немесе алшақтық бұрышы, яғни дөңгелек осьтің айналасында бұрылатын бұрыш e_{wz} (қосымша ақпарат алу үшін 15-тарауды қараңыз).

2.6-ескертпе. Дөңгелектердің түйіспелігі/алшақтық кедергі амплитудасы айналуға 1/100-ші кедергіні құрайды.

Басқаша айтқанда кедергі бүйірлік күштің ұлғаюынан айналу кезінде пайда болатын F_{WC} қисық кедергісі болып табылады. Дөңгелектің толық кедергісі F_R айналу кедергісінен тұрады, F_{aq} суынан, F_{wb} мойынтірегінің кедергісінен, F_{wtoe} түйіспелік/алшақтық кедергісінен және F_{WC} қисық кедергісінен тұрады.

Көлік құралы құрғақ жолда түзу сызықпен қозғалған кезде, дөңгелектің толық кедергісі негізінен айнарудың кедергісіне тең (басқа кедергілермен елемеуге болады).

2.3 Шинаның бойлық күшінің коэффициенті, Ығысу

Алдымен ығысу ұғымын қарастырамыз. Осылайша әрекет ететін M_w айналдыру сәті бар дөңгелекті қарастырайық, ол $F_x = 0$ (2.4-сурет). Бұл дөңгелек жүру бөлігінде тұрақты күйде жүреді деп болжанатын болса. Айналу сәті айналу кедергісін дәл өтеуі керек. Айналу жиілігі ω_{w0} тең, ал жылдамдық v_{w0} тең. Тангенциалды күш, $F_x = 0$, түйісу аймағында әрекет етпейтін болғандықтан, жолмен түйісетін шинаның бөліктерін жолға жабыстырады. Демек, радиус R_{w0} таба аламыз

$$R_{w0} = \frac{v_{w0}}{\omega_{w0}} . \quad (2.21)$$

Түйіспе дақта ығысудың орындалмайтын болғандықтан, біз бұл жағдайды ығысусыз айналмалы дөңгелек деп атаймыз. Радиус R_{w0} ығысуысыз айналатын дөңгелектер үшін v_{w0} және ω_{w0} анықталады. Бұл радиус R_{w0} дөңгелек ығысусыз қозғалғанда динамикалық айналу радиусы деп аталады (бұл дөңгелекте жанама күштер байланыс аймағында пайда болмайды)².

Алайда, егер дөңгелек осылайша қозғалысқа келтірілсе, онда $F_x \neq 0$, онда v_v қозғалыс жылдамдығы мен ω бұрыштық жылдамдығы арасындағы қатынас бұдан әрі әсер етпейді:

$$R_{w0}\omega \neq v_v . \quad (2.22)$$

Дөңгелек жолға жабыспайды, тек сырғанайды немесе сырғи береді. Байланыс аймағындағы материалдың жеке бөлшектерінің жылдамдығы $v_c = R_{w0}\omega$ (бұл шеңбер жылдамдығы деп аталады; Ескертпе: бұл жылдамдық дөңгелек дискінің координаталары тіркелген жүйесінде анықталады) v_v дөңгелектің қозғалыс жылдамдығына тең емес (v_w дөңгелек орталығының жылдамдығы болып табылады және көлік құралының жылдамдығына тең $v_w = v_v$) осылайша, дөңгелек ортасы тұрғысынан көрінетін жол төсемінің жылдамдығына тең емес (яғни дөңгелек дискісінің координаталарының бекітілген жүйесі жағынан). Бұл ығысу әсерін сандық көрсету үшін біз мыналарды енгіземіз

² Динамикалық айналу радиусы R_{w0} өзгермеген дөңгелек радиусынан аз r_{w0} және статикалық дөңгелек радиусынан көп r_{wst} . Әдебиетте динамикалық айналу радиусының басқа да анықтамалары бар, ал мысалдардың бірі еркін айналатын дөңгелек үшін анықталатын тиімді R_e радиусы болып табылады және бұл айналдыру сәті $M_w = G$ қолданылмайды. Бұл жағдай үшін бұрыштық жылдамдық және v_w дөңгелектің үдемелі жылдамдығы тиімді айналу радиусын $R_e = v_w / \omega_w$ береді. Қозғалысқа келтірілмейтін дөңгелек үшін, ал сүйретілетін (сүйреу күші-айналу кедергісі), түйіспе дақтарындағы тангенциалды күш айнарудың кедергісіне $F_x = F_r = G$ тең. $F_x = G$ формуласынан бұл нөлдік нормированная жылдамдығы шина мен жол арасында туындайды. Сондықтан соңғы тиімді R_e айналу радиусы салыстырмалы қозғалысты анықтау үшін үйлесімді болмайды. Салыстырмалы қозғалыс бойлық жылжуды анықтау үшін қолданылады. Дегенмен, соңғы анықтама әдебиетте қолданылады (біршама толық Расејка 2002 қараңыз, 65-бет). Ығысу мен тангенциалды F_x күші арасындағы ара қатынасы бір жағынан R_{w0} немесе екінші жағынан R_e қолдана отырып, ығысудың екі анықтамасын біршама ажыратып көрсетеді.

тежелу кезінде басқарылатын дөңгелек пен дөңгелек арасындағы айқындауда айырмашылықты жүргізу қажет болатын ығысу ұғымы:

Ығысу: Басқару дөңгелегі ығыстыру үшін айналмалы жылдамдықпен $v_c = R_{w0}\omega$ және v_c айналым бойынша жылдамдыққа бөлінген қозғалыс жылдамдығы v_v арасындағы айырмашылық анықталады.

$$S = \frac{v_c - v_v}{v_c} . \quad (2.23)$$

Тежелу кезінде дөңгелектің ығысуы келесі түрде анықталады.

$$S = \frac{v_v - v_c}{v_v} . \quad (2.24)$$

Ығысу көбінесе пайызбен беріледі.

2.7-ескертпе. Пайыздық ығысу мәні $S = 0,2$ мәнін білдіреді, мысалы, 20%-дық ығысуды білдіреді. Біз осы кітапта пайдаланатын кез келген теңдеулердің ығысуын қарастыра отырып, біз ондық ығысу мәнін немесе пайыздық мәнін пайдалану керек па екенін шешуіміз керек; әдетте, біз ығысуды пайыз ретінде емес, абсолюттік мән ретінде алуды дұрыс деп санаймыз.

2.8 -ескертпе. Екі жағдайды анықтау - басқарылатын дөңгелек үшін және тежелу кезінде бір дөңгелек үшін екі себеп бойынша қажет болады: алымда анықтамалардың сәйкес келмеуі ығысу әрқашан оң болады деп кепілдік береді. Бөлгіште асимметрия нөлге бөлінуін болдырмайды.

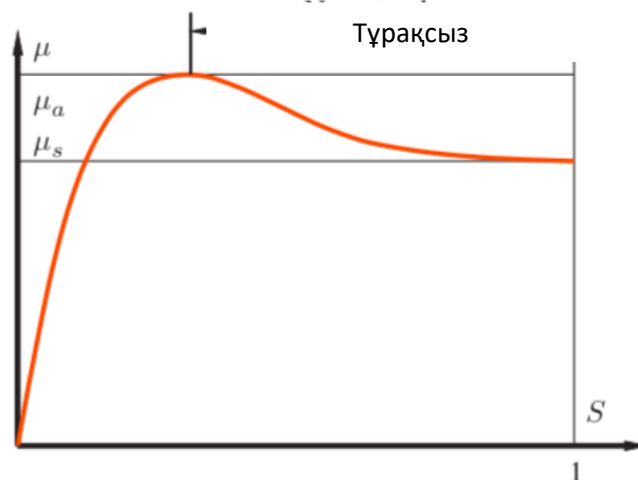
2.9-ескертпе. Бұл көрініс, онда шинаның ығысуы - бұл жергілікті құбылыстардың жаһандық жеңілдету, байланыс дақтарында, идеалданған болып табылады. Егер біз түйіспе дақтарын мұқият зерттейтін болсақ, материал бөлшектері ығысу аз немесе тіпті жабысуды байқауға болатын жерлерде басқа аймақтардан көп ығысатын аймақтарды табамыз.

Шинаның бойлық күшінің коэффициенті: F_x тангенциальді күші F_z ығысуына және қалыпты күшіне байланысты тежеу кезінде дөңгелекте немесе басқарылатын дөңгелекте пайда болады:

$$F_x = \mu(S)F_z . \quad (2.25)$$

μ мәні шинаның бойлық күші коэффициенті деп аталады. Бұл ығысу функциясы S . Тежелуге арналған $\mu_b(S)$ және қозғалуға арналған $\mu_d(S)$ функциялары аздап ерекшеленеді: $\mu(S) \approx \mu_b(S) \approx \mu_d(S)$. Осы себепті біз тежелуді және бойлық күш коэффициентіне қатысты қозғалысты ажыратпаймыз: $\mu(S) = \mu_b(S) = \mu_d(S)$.

$\mu(S)$ функциясы 2.10 суретте көрсетілген. Шинаның бойлық күші коэффициенті μ_a ілінісу коэффициентіне дейін өседі, содан кейін қайтадан түседі. Төмендеу бөлігі әдеттегі автокөлікте стационарлық жағдайда қозғала алмайды. Біз осы аймаққа кірген кезде,



2.10-сурет. Шинаның бойлық күшінің коэффициенті μ ығысу функциясы ретінде, S

ығысу жылдам 1-ге дейін артады, ал шинаның бойлық күші коэффициенті таза сырғанау коэффициентіне дейін түседі³, μ_s .

Ығысу коэффициенті μ_a $S = 0,05$ бастап $S = 0,2$ дейін диапазонда қол жеткізеді. μ_a шамасының реті 0,2-ден (қар) 1,1-ге (құрғақ бетон) дейін құрайды. μ_a ілініс коэффициенті ауа райына байланысты (жаңбыр, қар, мұз және температура) болады. 2.11 және 2.12-суреттерде әр түрлі шиналарға арналған дымқыл жолда тежеу мүмкіндігі көрсетілген.

Мұны бейнелеу үшін дымқыл жолда тежегіш маневрі зерттеледі. Кестеде тежеу жылдамдығы көрсетілген, $\alpha_{mean} = \Delta v / T$, гравитациялық жылдамдыққа қатысты 80 км/сағ бастап 10 км/сағ дейін тежеу кезінде, g , ($\Delta v = 70$ км/сағ, ал T - бұл автокөлікті баяулату үшін қажетті уақыт). Автокөліктің төрт дөңгелегі жүктемелерінің сомасы (аэродинамикалық көтеруді ескерусіз) $F_{Ztot} = m_{tot}g$ тең; тежеу кезіндегі инерцияның орташа бойлық күші (көлік құралының айналмалы бөліктерін ескерусіз) $F_{xa} = m_{tot}\alpha_{mean}$ тең. Демек, $\mu = F_{xa} / F_{Ztot} = \alpha_{mean} / g$ шинаның дымқыл жолда тежеу қабілетін өлшеу болып табылады⁴.

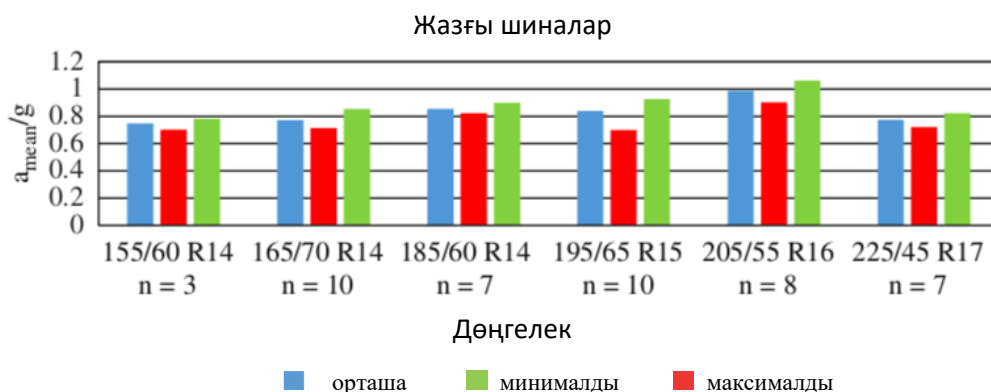
Бұдан әрі біз айнаруды ығыстыру және кедергісі арасындағы өзара әрекетті түсіндіру үшін екі идеализирленген (кейбір жағдайларда жасанды) мысалдарды қарастыратын боламыз. Айнарудың кедергісі нәтижелік сәті бар күштің асимметриялық қалыпты бөлінуімен байланысты негізделген.

Мысал 2.1 Біз тамаша тайғақ бетіне сырғанайтын дөңгелекті қарастырамыз (шыныда сабын немесе май туралы ойланңыз). Дөңгелек v_v жылдамдығымен қозғалады және бұрыштық жылдамдықпен айналады $\omega = \frac{v_v}{R_{w0}}$. Біз мына сұраққа жауап бергіміз келеді: қандай күштер

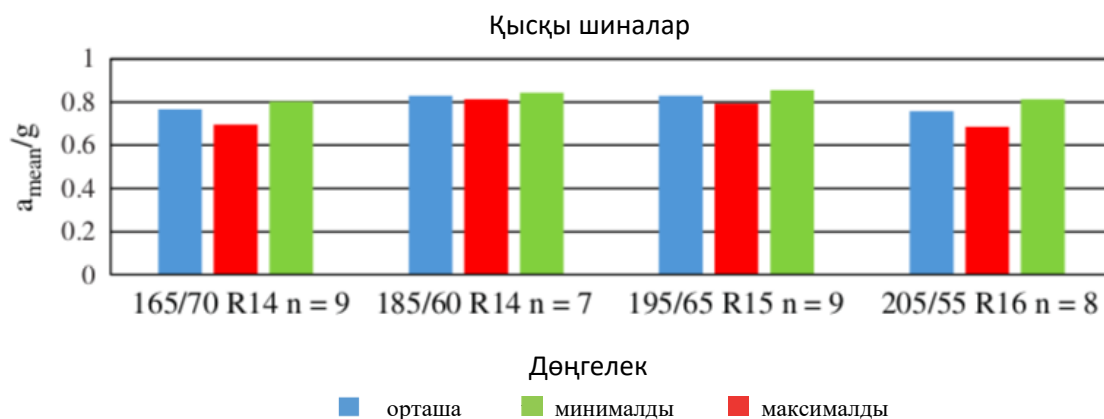
³ « μ_a ілінісу коэффициенті» және « μ_s таза сырғанау коэффициенті» өрнектері қысқа болып келеді, бірақ шынын айтқанда, дұрыс емес. Олар келесі неміс әдебиетінде қолданылады; ISO 8855 (2011) «бойлық күштің ең жоғары коэффициенті» өрнегі ілінісу коэффициентінің орнына қолданылады. Шинаның үйкеліс физикасына егжей-тегжейлі көзқарас жылжу әрбір жағдайда орын алады. Дегенмен, Біз үтір коэффициенті және таза сырғу коэффициенті μ_s үшін ыңғайлы өрнектеу үшін қолданамыз.

⁴ Әр түрлі өлшеулер бір-бірімен салыстыруға келмейтінін ерекше атап өтеміз, өйткені жол төсемі Райтмайер мен Зальцингерді 2002 жылы зерттеу кезінде тежеу маневрлерінің нәтижесінде өзгертілді. (Reithmaier and Salzinger, 2002). Бұл 205/55 R16 жазғы Шина үшін өлшеулерден анық, ол μ үшін өте

жоғары мән береді; себебі, бұл өлшемдер өте жоғары ілінісу деңгейімен жаңа жолда жасалды.



2.11 –сурет. Жазғы шиналар үшін 80 км/сағ 10 км/сағ дейін тежеу кезінде гравитациялық үдеуге бөлінген орташа баяулау (Райтмайер және Зальцингер деректері, 2002 жыл)



2.12 –сурет. Қысқы шиналар үшін 80 км/сағ 10 км/сағ дейін тежеу кезінде гравитациялық үдеуге бөлінген орташа баяулау (Райтмайер және Зальцингер деректері, 2002 жыл)

және сәттер бұл қозғалыс стационарлық жағдайға айналуы үшін S_{cmw} масса орталығына әсер етуі керек пе?

Осылайша, біз жоғарыда сипатталған қозғалысты жүзеге асыруға мүмкіндік беру үшін X күшін және M_d сәтін іздейміз (2.4-суретті қараңыз).

Осы шамаларды есептеу үшін қозғалыс теңдеуін қарастырайық ($\alpha_g = 0$):

$$0 = F_x - X, \quad (2.26)$$

$$0 = F_z - Z - G_w, \quad (2.27)$$

$$0 = M_d - F_x r_{wst} - F_z e_w. \quad (2.28)$$

Жолдың беті мүлдем тайғақ болғандықтан, ешқандай тангенциалды күштер берілмейді, сондықтан $F_x = 0$ болады. Демек, біз (2.26) теңдеуден мынаны аламыз: $X = 0$. Бос дене диаграммасынан (дене массасы m_b , 2.4-сурет) мынаны аламыз

$$Z = \frac{m_b}{4} g, \quad (2.29)$$

және біз масса орталығы көлік құралының ортасында болады деп болжаймыз (бұл барлық дөңгелектерге жүктеме бірдей екенін білдіреді). Жоғарыда келтірілген теңдеулерден F_z алып тастау арқылы, мынаны аламыз

$$\begin{aligned} M_d &= F_z e_w \\ &= \left(\frac{m_b}{4} + m_w \right) g e_w . \end{aligned} \quad (2.30)$$

Бұл мысалда көріп отырғандай:

1. айналу кедергісі тангенциалды күштермен байланысты емес $F_x = 0$;
2. дөңгелектің айналуы (яғни, түйіспе дағында сырғу тудырмай қозғалыс) дөңгелекке сәт әсер еткен кезде мүмкін; қозғаушы күш $X = 0$ қажет емес.

Мысал 2.2 Біз мінсіз кедір-бұдыр беті бар дөңгелекті қарастырамыз (яғни, байланыс саласында сырғу мүмкін емес; математикалық тұрғыдан айтқанда $\mu(S) \rightarrow \infty$ барлығы үшін $S \neq \emptyset$). Дөңгелекте қаралатын мінсіз кедір-бұдыр беті үшін, біз мынаны аламыз

$$\omega = \frac{v_v}{R_{w0}} . \quad (2.31)$$

Жүктеме қозғаушы сәтті $M_d = \left(\frac{m_b}{4} + m_w \right) g e_w$ және дене салмағының төрттен бірі салмағын $Z = \frac{m_b}{4} g$ ұсынады.

Біз түйісу учаскесіндегі F_x тангенциалды күшін есептейміз. (2.27) теңдеуінен мынаны аламыз

$$F_z = \left(\frac{m_b}{4} + m_w \right) g . \quad (2.32)$$

(2.32) теңдеуін сәттер жиынтығын (2.28) теңдеуіне қойып, мынаны аламыз

$$F_x = 0 . \quad (2.33)$$

Екі мысалда да F_x қорытынды тангенциалды күші сырғу немесе түйіспе дағында ілінісу шарттарына қарамастан нөлге тең болуы мүмкін.

Шын мәнінде, дөңгелектің таза айналуы болған кезде, түйіспеде айналу кедергісінің шағын артуына әкелетін сырғу аймағы бар. Сондықтан әдебиеттерде кейде айнарудың кедергісін екі бөлікке бөлінеді, бұл шина мен үйкеліс деформациясының нәтижесі болып табылады.

2.4 Сұрақтар мен тапсырмалар

Есте сақтау

1. Түйіспе дақтары дегеніміз не?
2. Дөңгелектің түйіспе дағында кернеудің қалыпты таралуы қалай көрінеді?
3. Қалыпты кернеулердің қорытынды қалыпты күші түйісу аймағында ығысатын шама қалай аталады?

4. Қалыпты күштің асимметриялық таралуынан айналу кедергісінің амплитудасы қаншалықты үлкен?
5. F_R айналу кедергісінің F_Z қалыпты күшіне қатынасы қалай аталады?
6. f_r айналу кедергісі коэффициенті мен жылдамдығы арасындағы ең жоғары көрсеткіш?
7. Мына формулаларда $\tilde{f}_{r0}$, $\tilde{f}_{r1}$ және $\tilde{f}_{r4}$ коэффициенттер неге байланысты?

$$f_r(v) = \tilde{f}_{r0} + \tilde{f}_{r1} \frac{v}{v_0} + \tilde{f}_{r4} \left(\frac{v}{v_0} \right)^4 \quad (2.34)$$

8. Түйіспелік дөңгелек әсер ететін күштерге қалай әсер етеді?
9. Дөңгелекке әсер ететін кедергілердің қайсысы тікелей қозғалыс кезінде дөңгелектің кедергісіне ең үлкен әсер етеді?
10. S ығысу қалай анықталады?
11. Дөңгелектің еркін денесінің диаграммасын сызыңыз.
12. F_x тангенциальді күшінің байланыс аймағындағы F_Z тік күшіне қатынасы қалай аталады?
13. Бұл арақатынас қалай ығысуға байланысты болады?

Түсіну

1. e_w эксцентриситеті не тудырады?
2. ASR-сыз жарыс және ABS-сыз толық тежелу секілді екі маневрді пайдалана отырып S ығысу формуласындағы асимметриялық анықтаудың қажеттілігін түсіндіріңіз!
3. F_x бойлық күшіне қатысты не болатынын түсіндіріңіз, S ығысуы бастапқы $S = 0$ мәнінен ұлғайған кезде (F_Z дөңгелегіне жүктеме тұрақты)!

Қолдану

1. ABS-те (блоктауға қарсы тежегіш жүйесі) дөңгелектің бұғатталуын анықтау критерийлерінің бірі бұрыштық баяулау шекті мәннен асып кетуі болып табылады. Төменде келтірілген параметрлерге арналған осы шектеуді бағалаңыз (дене салмағы барлық төрт дөңгелегі бойынша біркелкі бөлінген; параметрлер тізімінде сіз есептеу үшін қажет параметрлерден табасыз)! $\mu_a = 1.1$, $\mu_s = 0.9$, $f_r = 0.011$ $m_w = 20\text{kg}$, $m_b = 1200\text{kg}$, $J_w = 0.1\text{kg m}^2$ and $r_{wst} = 0.3\text{m}$
2. Көлік құралының жалпы салмағы $m_{tot} = 1500$ кг құрайды. Барлық көлік құралының айналуына кедергі шамасы қандай?

Талдау

1. ABS-те (блоктауға қарсы тежегіш жүйесі) дөңгелектің бұғатталуын анықтау критерийлерінің бірі S дөңгелектің ығысуы шекті мәннен асып кетуі мүмкін. Қиындық қозғалыс жылдамдығы белгісіз болған кезде туындайды; қозғалыс жылдамдығы дөңгелектің бұрыштық жылдамдығын пайдалана отырып бағалануы мүмкін.

Келесі жағдайды талдаңыз: Сіздің ABS жүйесі төрт дөңгелек үшін v_{ci} жылдамдығының орташа мәнін есептеп, көлік құралының қозғалыс жылдамдығын бағалайды ($i = 1, \dots, 4$). Тежеу процесінде барлық төрт дөңгелектің бұрыштық жылдамдығы бірдей уақыт тәуелділігімен жүреді $\omega_{wi} = \Omega_0(1 - t/T_0)$, $i = 1, \dots, 4$. Тежеу процесі уақыт кезінде басталады $t = 0$ с және уақыт кезінде аяқталады $t = T_0$. ABS басқару алгоритмі ығысу шегінен асып кететінін анықтай алады ма?

2. Келесі жағдайды талдаңыз: Сіздің автокөлігіңіздің сол жағындағы жол оң жағындағы жолдан μ_a және μ_s арақашықтығында ерекшеленеді. (жолдың бұл түрі бөлінген жол μ деп аталады). Енді сіз барлық төрт дөңгелектердің жылжу мәндері тең деп болжай отырып, тежеу процесін қарастыруыңыз керек. Көлік құралымен қандай әрекеттер жүреді?

3. $v_v = 30$ м/с ($f_{r0} = 9.0 \times 10^{-3}$, $f_{r1} = 2.0 \times 10^{-3}$, $f_{r4} = 3.0 \times 10^{-4}$) жылдамдық кезінде айналу кедергісінің коэффициентін есептеңіз.

4. Айналу кедергісін жеңу үшін қажетті P күші $P = F_r v_v$, мұнда F_r - айналу кедергісі, ал v_v - көлік құралының жылдамдығы ретінде есептелуі мүмкін. Автокөлік үшін қажетті күшті ($m = 1500$ кг;

дөңгелектің барлық жүктемелері тең; $g = 9,81 \text{ м / с}^2$) жоғарыда көрсетілген айналу кедергісінің коэффициенттерімен есептеңіз!

5. Дөңгелекті қарастырайық (статикалық радиусы $r_{wst} = 0,3 \text{ м}$, эксцентриситет $e_w = 3 \text{ мм}$, дөңгелекке түсетін жүктеме $F_z = 2500 \text{ Н}$). Дөңгелекте айналу сәті жұмыс істейді $M = 382,5 \text{ Нм}$. Дөңгелек $v_v = 30 \text{ м / с}$ жылдамдығымен қозғалады. Бұл жаттығу үшін μ функциясы сызықтық түрде аппроксимациялануы мүмкін деп болжаймыз

$$\mu(S) = 10S . \quad (2.35)$$

Дөңгелектің бұрыштық жылдамдығын есептеңіз! Бұл міндет күрделі болуы мүмкін болғандықтан, мына шешім рәсімін орындаңыз:

(а) F_x тангенциалды күшін түйіспенің дақтарында есептеңіз! (Есіңізде болсын, сізге айналу кедергісін жеңу үшін M айналу сәтінің бір бөлігі қажет.)

(b) Линеаризацияланған функцияның көмегімен есептеңіз (2.35) бойлық жылжу S . (Есте сақтаңыз $\mu(S) = F_x/F_z$.)

(с) $\dot{\varphi}_w$ бұрыштық жылдамдықтың S бойлық жылжуымен есептеңіз

3

Қарсылық қозғалысы, Қоректенуге қойылатын талаптар

Келесі тарауда біз дөңгелекке әсер етпейтін басқа кедергілерді (айналуға кедергіден басқа) қарастырамыз, бірақ, негізінен, барлығы көлік құралына қатысты болады. 3.1-бөлімде біз аэродинамикалық кедергіге әкелетін әуе күштеріне тоқталамыз. 3.2-бөлім көлбеу жол бойынша қозғалыс кезінде туындайтын градиенттік кедергіге қатысты болады. 3.3-бөлімде біз үдеуге қарсылық әкелетін Д'Аламбердің инерциялық күштерін талқылаймыз. 3.4 бөлімінде біз барлық көлік құралы үшін қозғалыс теңдеуін шығару үшін қозғалыс кедергісін (жалпы қозғалыс кедергісі) пайдаланамыз. Мұның бәрі 3.5-бөлімде қуатты зерттеу үшін негіз жасайды, онда сұраныс пен ұсыныс концепциясы сипаттамалар графикасында түсіндіріледі.

3.1 Аэродинамикалық кедергі

Көлік құралының айналасындағы ауа ағыны аэродинамикалық кедергіде көрсетілетін кейбір салаларда турбуленттіліктің жоғалуын тудырады. Ең бастысы, бұған автомобильдің артында құйынды ағын қатысады (3.1-суретті қараңыз). Дөңгелектердегі, айналардағы, моторлы бөліктегі және А-колонкадағы (алдыңғы колонкадағы) аздаған құйындаулар (3.2 және 3.3-суреттерді қараңыз) сондай-ақ аэродинамикалық кедергіге ықпал етеді. Көлік құралында осы құйын пайда болатын күш, мынаған тең

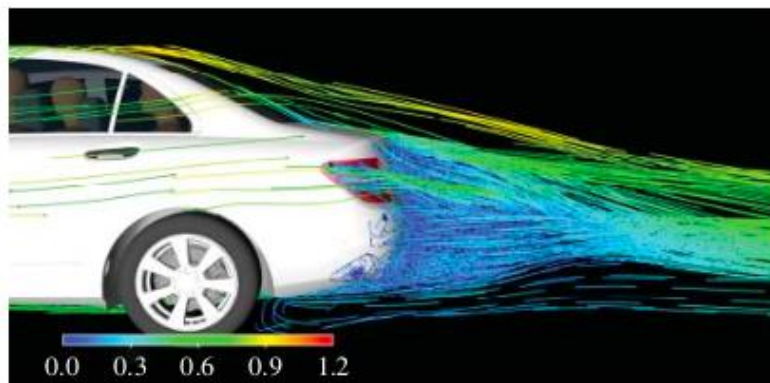
$$F_a = c_d A \frac{\rho_a}{2} v_r^2. \quad (3.1)$$

Мұнда c_d – бұл аэродинамикалық кедергі коэффициенті, A – бойлық бағыттағы көлік құралының бетінің ауданы, ρ_a - ауа тығыздығы, және $v_r = v_v$ көлік құралының қозғалыс жылдамдығымен және V_a жел жылдамдығымен анықталатын ауаның қорытынды жылдамдығы олардың бағыттарын ескере отырып қосылуы тиіс.

Жеңіл автокөлік динамикасы, Бірінші басылым. Мартин Мейверк.

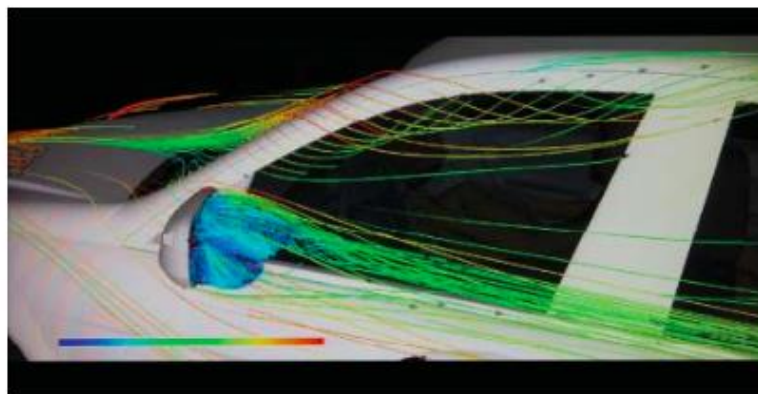
© 2015 John Wiley & Sons, Ltd. 2015 жылы John Wiley & Sons, Ltd. компаниясымен жарияланды.

Серіктестік вебсайты: www.wiley.com/go/meywerk/vehicle



F

3.1-сурет. Автокөліктен кейінгі құйын (Daimler AG рұқсатымен қайталанған).



I

3.2-сурет А-колонкасындағы құйын (Daimler AG рұқсатымен қайталанған)



3.3-сурет Мотор бөлігінде және рөл колонкасындағы құйын (Daimler AG рұқсатымен қайталанған)

Кедергі коэффициенті ағынның бағытына байланысты. Көлік құралдарын жақсы салыстыру үшін әдетте жел жылдамдығы ескерілмейтін оңайлатылған тәсіл пайдаланылады.

Аэродинамикалық кедергі күші: Бойлық бағытта v_v жылдамдығымен, F_a бойлық күшімен қозғалатын, болжанатын фронтальды ауданы A көлік құралында аэродинамикалық кедергі күші деп аталатын

күш төмендегідей әрекет етеді (желдің жылдамдығы $v_a = 0$):

$$F_a = c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^2 . \quad (3.2)$$

Мұнда c_d - аэродинамикалық кедергі коэффициенті. Заманауи жеңіл автокөліктерге арналған c_d мәні шамамен 0,2–0,3 құрайды. А фронталды аймаққа арналған типтік өлшемі 2 м^2 құрайды.

3.2 Градиенттік кедергі

Градиенттік кедергі: Градиенттік кедергі (немесе көтеруде қозғалысқа кедергі) F_g - бұл жолда параллель әрекет ететін көлік құралы салмағының бір бөлігі:

$$F_g = m_{\text{tot}} g \sin \alpha_g . \quad (3.3)$$

Жолдың еңкіштігі (көлденең) өзімен жүріске бөлінген жолдың көтерілуін білдіретін p градиентімен анықталады. Олай болса, p градиенті көлбеу бұрышының тангенсі тең болып келеді:

$$p = \tan \alpha_g . \quad (3.4)$$

Сондай-ақ, градиент те пайызбен көрсетілуі мүмкін. Шағын бұрыштар үшін ($\alpha_g \leq 17^\circ$) біз (3.3) формуласында $\sin \alpha_g$ градиенттік кедергі үшін $\tan \alpha_g$ алмастыра аламыз (қате 5%-дан кем емес құрайды). Осы алмастыруды орындай отырып, оңайлатылған формуланы ала аламыз:

$$\begin{aligned} F_g &= m_{\text{tot}} g \sin \alpha_g \\ &\approx m_{\text{tot}} g \tan \alpha_g \\ &= m_{\text{tot}} g p . \end{aligned} \quad (3.5)$$

$\tan \alpha_g \approx \sin \alpha_g$ алынған дәлсіздік, келесі түрде есептелуі мүмкін ($\alpha_g \leq 17^\circ$ үшін):

$$\begin{aligned} \frac{|m_{\text{tot}} g \sin \alpha_g - m_{\text{tot}} g \tan \alpha_g|}{|m_{\text{tot}} g \sin \alpha_g|} &= \frac{|\sin \alpha_g - \tan \alpha_g|}{|\sin \alpha_g|} \\ &\leq 0.045 \dots \end{aligned} \quad (3.6)$$

Бұрыштың кіші мәндері үшін α_g (3.3 теңдеуі) екінші жақын формуланы алуға болады, ол үшін $\sin \alpha_g \approx \alpha_g$ қоямыз:

$$F_g \approx m_{\text{tot}} g \alpha_g . \quad (3.7)$$

Бұл формулада (3.7 теңдеу) α_g бұрышқа арналған бірлік ретінде радианды пайдалану ерекше маңызды болып табылады. p спецификациясын жол белгілерінен табуға болады.

3.3 Үдеуге кедергі

Үдеуге кедергі: Тағы бір кедергі D' Аламбердің инерциялық күштерімен байланысты болады. Бұл инерция күштері (үдемелі және айналмалы қозғалыстардан) біріктіріледі және үдеудің кедергісі деп аталады (немесе инерциялық кедергі),

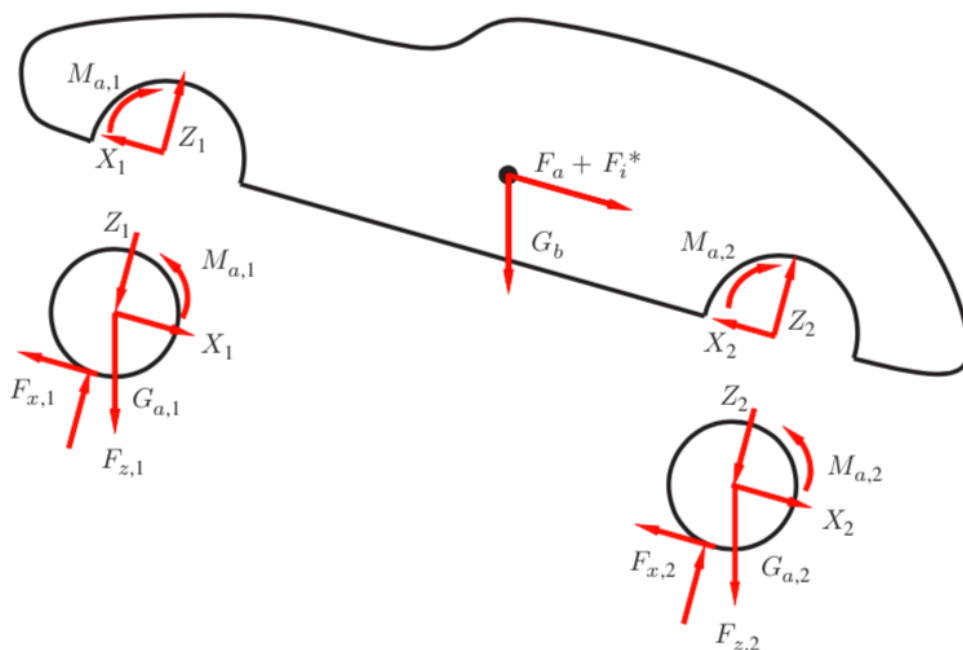
F_i (3.4 - суретті қараңыз). Үдеу кедергісі үдемелі үдеумен байланысты болған күштерді ғана емес, сонымен қатар айналмалы массалардың бұрыштық үдеу салдарынан пайда болатын бойлық бағыттағы күштерді де ескереді.

Біз тербелмелі қозғалысты белсендіру елеусіз деп болжауға сүйенеміз. Сол сияқты, біз бірінші кезеңде дөңгелектер мен осьтердің инерция күшін мүлде назарға алмаймыз. Олар тараудың соңында қаралады және үдеуге кедергіге қосылып талқыланады. Мұнда дөңгелектер мен осьтердің айналу инерциясы бастапқыда мүлде назарға алынбайды, бірақ басқа айналу инерцияларының аналогы ретінде қарастырылуы мүмкін. 3.5 - сурет көлік құралының эскизін жоғарыдан көрсетуді білдіреді. Ол алдыңғы осьті (φ_{a1} бұрыштық жылдамдығы және J_{a1} инерция сәті) және артқы осьті қозғалтқышты көрсетеді (бұрыштық жылдамдық $\dot{\varphi}_{a2}$, инерция сәті J_{a2}).

Көлік құралы ілінісу және трансмиссия (i_g трансмиссиясы) және кардан білігі (трансмиссия бөлігімен J_c инерция сәті) арқылы қосылған қозғалтқышпен ($\dot{\varphi}_e$ бұрыштық жылдамдығы және J_e инерция сәті) және ол қорытынды беріліс немесе дифференциал (i_d беріліс қорабының беріліс саны) артқы осьімен қозғалысқа келтіріледі.

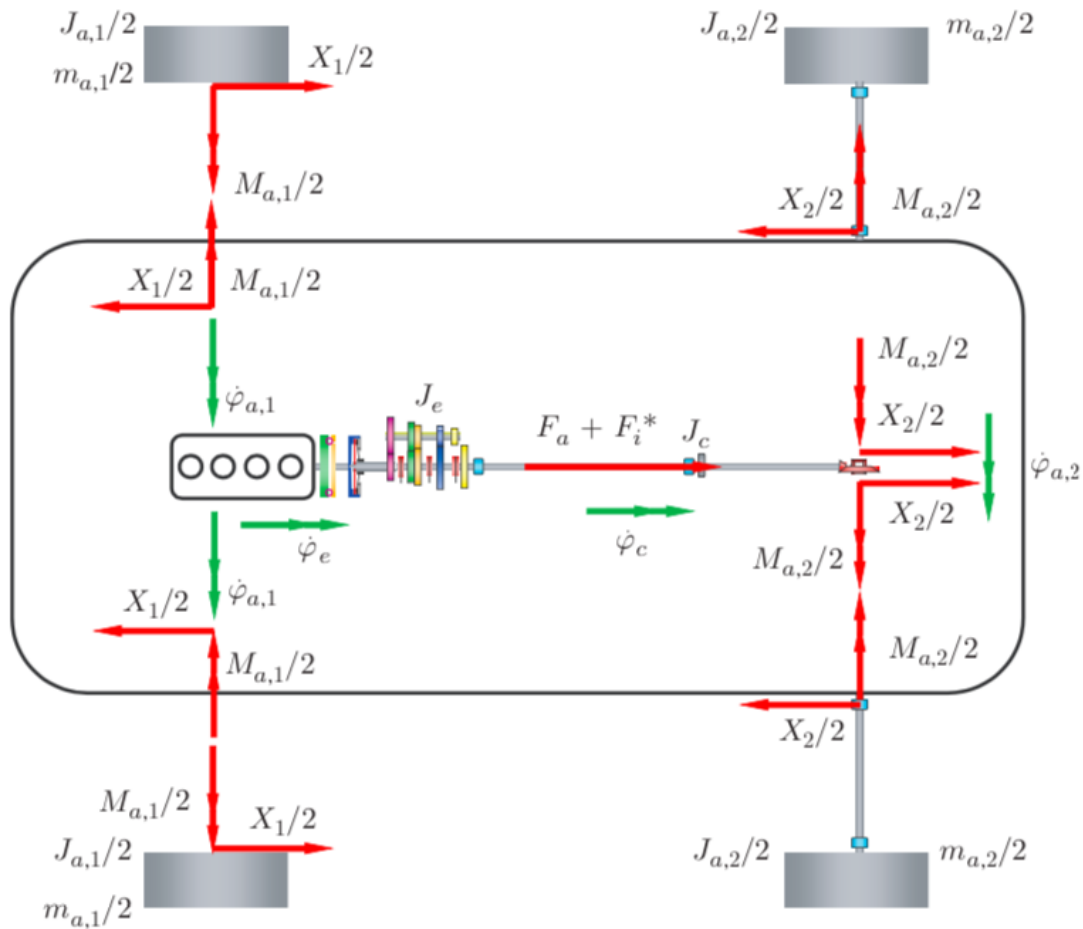
Кейіннен жауап беру қажет сұрақ көлік құралын жылдамдату үшін S_{cm} масса орталығына әрекет ететін F_i^* құрылғысының күші қаншалықты үлкен болуы тиіс екендігіне қатысты болады¹.

Біз S_1 алдыңғы дөңгелектерінде және S_2 артқы дөңгелектерінде жылжу тұрақты болып табылады деп болжаймыз. Күшін есептеу табу үшін F_i^* , біз барлық көлік құралдарының кинетикалық энергиясын шығарамыз,



3.4 – сурет. Барлық автокөліктің бос денесінің диаграммасы (осьте инерция күші жоқ)

¹ Осы бірінші кезеңде біз күшті F_i^* белгілейміз, ол автокөлікті жылдамдату үшін қажетті, жұлдызшамен оны жылдамдатуға толық кедергіден ажырату үшін, F_i белгілейміз. Бұл күштің, F_i^* , масс ортасында D' Аламбердің инерциялық күші ретінде әрекет етпеуі ас маңызды болады, бірақ, дегенмен де, біз біз оны ыңғайлы ету үшін осындай тәсілмен бейнелейміз; кейін, 6-тарауда тепе-теңдік сәтінің көмегімен оське жүктемені анықтаған кезде, тек D' Аламбердің күші, $m\ddot{x}_v$, масса орталығында әсер ететін болады.



3.5 – сурет. Үдетуге кедергіні анықтауға арналған еркін дене диаграммасы (осьтерде инерция күші жоқ)

біз оны көлік құралының жылдамдығы терминдерінде анықтаймыз $v_v = \dot{x}_v$. Үдету кедергісі кейіннен Лагранж теңдеулері арқылы алынуы мүмкін ².

F_i^* есептеуге көшейік:

$$F_i^* = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_{\text{kin}}}{\partial v_v} \right). \quad (3.8)$$

E_{kin} өрнегі - бұл көлік құралының кинетикалық энергиясы. Әлеуетті энергияның мәні V және кеңістіктік координатқа қатысты туынды $\dot{x}_v$ градиентке қарсылық береді және сондықтан ол мұнда қарастырылмайды.

Жүйенің кинетикалық энергиясы (ось және дөңгелек жоқ) - бұл

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} m_b \dot{x}_v^2 + \frac{1}{2} J_c \left(\frac{i_d \dot{x}_v}{(1 - S_2) R_{w0}} \right)^2 + \frac{1}{2} J_e \left(\frac{i_d i_g \dot{x}_v}{(1 - S_2) R_{w0}} \right)^2. \quad (3.9)$$

² Лагранж функциясы, $L = T - V$, кинетикалық арасындағы айырмашылық, T , және әлеуетті энергия, V болып табылады. L -да айнымалы жылдамдық және жылжыту болып табылады, мысалы, x_i және $v_i = \dot{x}_i$ ($i = 1, \dots, n$) үдемелі қозғалыстар үшін қажет. Қозғалыс теңдеулері туындыны қарапайым есептеу арқылы шығарылуы мүмкін:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial v_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial x_i} = 0, i = 1, \dots, n.$$

Біз i_d және i_g беріліс сандары уақыт немесе жылдамдыққа байланысты емес деп болжаймыз³, және осы арқылы келесіні аламыз:

$$F_i^* = \left(m_b + J_c \left(\frac{i_d}{(1 - S_2)R_{w0}} \right)^2 + J_e \left(\frac{i_d i_g}{(1 - S_2)R_{w0}} \right)^2 \right) \ddot{x}_v. \quad (3.10)$$

3.4 Барлық көлік құралына арналған қозғалыс теңдеуі

Келесі бөлімде біз бойлық бағытта қозғалатын көлік құралына арналған қозғалыс теңдеуін ұсынамыз. Біз 3.4 - суретті басшылыққа ала отырып қарастырамыз. Алдыңғы және артқы осьтерге арналған қозғалыс теңдеулері келесі түрге ие болады ($j = 1, 2$):

$$m_{aj}\ddot{x}_{aj} = -X_j + F_{xj} - G_{aj} \sin \alpha_g, \quad (3.11)$$

$$J_{aj}\ddot{\varphi}_{aj} = M_{aj} - F_{xj}r_{wstj} - F_{zj}e_{wj}. \quad (3.12)$$

Инерция сәті, J_{aj} , дөңгелек, тежегіш және күшшектерге, ал басқарылатын біліктер жағдайында – жетекші білікке қатысты болады. Алдыңғы дөңгелектер үшін мінсіз мойынтіректер $M_{a1} = 0$ теңдеуіне әкеледі. Осбтің үдеуі $\ddot{x}_{aj}$ көлік құралының $\ddot{x}_v$ осыне тең болады. Біз (3.12) F_{xj} үшін (3.12) сәттер жиынтығына арналған теңдеуді шешеміз және бойлық бағыттағы күштер жиынтығы үшін (3.11) теңдеуіне қоямыз да келесі формуланы аламыз ($\ddot{x}_{aj} = \ddot{x}_v$):

$$m_{aj}\ddot{x}_v = -X_j - G_{aj} \sin \alpha_g + \frac{1}{r_{wstj}}(-J_{aj}\ddot{\varphi}_{aj} + M_{aj} - F_{zj}e_{wj}). \quad (3.13)$$

Көлік құралы үшін қозғалыс теңдеуі 3.4 - суретте бос дененің диаграммасынан алынды:

$$X_1 + X_2 = F_a + F_i^* + F_g. \quad (3.14)$$

Мұнда F_a - кедергінің аэродинамикалық күші, F_i^* - жылдамдату кедергісі (оссіз, дөңгелектер және т. б жоқ), F_g - градиентке қарсылықты білдіреді. Алдыңғы бөлімдерде көрсетілгендей, біз автокөлік қозғалысын қарастырмаймыз. Осьтердің бұрыштық жылдамдығын $\dot{\varphi}_{aj}$ көлік құралының жылдамдығы арқылы көрсетеміз $\dot{x}_v$. Басқарылатын артқы ось үшін бұл мынаны білдіреді

$$\dot{\varphi}_{a2} = \frac{\dot{x}_v}{(1 - S_2)R_{w02}} \quad (3.15)$$

және алдыңғы ось үшін бұл мынаны білдіреді

$$\dot{\varphi}_{a1} = \frac{(1 - S_1)\dot{x}_v}{R_{w01}}. \quad (3.16)$$

Осы кезеңде асимметрия ығысуды анықтау ретінде кері қайтарылады.

³ Сатысыз реттелетін берілістер (CVT) үшін беріліс қорабының беріліс саны уақыт немесе жылдамдыққа байланысты болуы мүмкін. Демек, уақыт бойынша және / немесе $\dot{x}_v$ бойынша туынды міндетті түрде назарға алынуы тиіс. Сонда формула біршама қиын бола түседі.

Егер біз осьтердің қозғалыс теңдеулеріндегі $\ddot{\varphi}_{aj}$ бұрыштық үдеуді (3.13) теңдеулердегі (3.15) және (3.16) арақатынасына сәйкес $\ddot{x}_v$ дененің үдеуіне ауыстыратын болсақ, онда X_1 және X_2 үшін (3.13) теңдеулерді шешеміз және X_1 және X_2 (3.14) теңдеуіне қою арқылы X_1 және X_2 үшін (3.14) теңдеулерді шешеміз, одан келесіні аламыз (желдің жылдамдығы $v_a = 0$)⁴:

$$\begin{aligned} \frac{M_{a1}}{r_{wst1}} + \frac{M_{a2}}{r_{wst2}} = & c_d A \frac{\rho_a}{2} \dot{x}_v^2 \\ & + \left(m_b + J_c \left(\frac{i_d}{(1-S_2) R_{w02}} \right)^2 + J_e \left(\frac{i_d i_g}{(1-S_2) R_{w02}} \right)^2 \right) \ddot{x}_v \\ & + \left(m_{a1} + m_{a2} + J_{a1} \frac{(1-S_1)^2}{R_{w01}^2} + J_{a2} \frac{1}{(1-S_2)^2 R_{w02}^2} \right) \ddot{x}_v \\ & + G \sin \alpha_g \\ & + f_{a1} F_{z1} + f_{a2} F_{z2} . \end{aligned} \quad (3.17)$$

Мұнда f_{aj} - алдыңғы және артқы осьтер үшін айналу кедергісінің коэффициенттері. Бұдан біз m_{tot} көлік құралының толық массасын алу үшін m_b , m_{a1} және m_{a2} массаларын қосу айналмалы массаның λ коэффициентіне әкелетінін көріп отырмыз,

$$\begin{aligned} \lambda = 1 + \frac{1}{m_{tot}} \left(J_c \left(\frac{i_d}{(1-S_2) R_{w02}} \right)^2 + J_e \left(\frac{i_d i_g}{(1-S_2) R_{w02}} \right)^2 \right. \\ \left. + J_{a1} \frac{(1-S_1)^2}{R_{w01}^2} + J_{a2} \frac{1}{(1-S_2)^2 R_{w02}^2} \right) . \end{aligned} \quad (3.18)$$

Енді (3.17) теңдеуі мынадай түрде қайта жазылуы мүмкін:

$$\frac{1}{r_{wst1}} M_{a1} + \frac{1}{r_{wst2}} M_{a2} = \underbrace{c_d A \frac{\rho_a}{2} \dot{x}_v^2}_{=F_a} + F_i + F_g + f_{a1} F_{z1} + f_{a2} F_{z2} . \quad (3.19)$$

Мұнда $F_i = \lambda m_{tot} \ddot{x}_v$ - барлық көлік құралын жылдамдатуға қарсылық; олай болса, дөңгелектер, осьтер, жетекті біліктер мен тежегіштер тартылады. Бұл теңдеу кедергіні жеңу үшін қажетті дөңгелектерде сәттерді береді. Бұл автокөліктің бойлық динамикасының іргелі теңдеулерінің бірі болып келеді.

3.10 – ескертпе. (3.19) теңдеуінде бір осьтің дөңгелектері қарастырылады. Біз сондай-ақ дөңгелектерді бір-бірінен бөлек қарастыра аламыз, содан кейін ұқсас түрдегі теңдеуге өтеміз.

⁴ Мұнда $M_{a1} < 0$ – мойынтіректен түсетін шағын тежеу сәті. Егер алдыңғы ось қозғалысқа келтірілсе, M_{a1} сәті қозғалтқыштың айналу сәтінің бөлігі болып табылады. Бұл жағдайда бізде толық жетекті автокөлік бар, ал алдыңғы және артқы белдіктер арасында қосымша дифференциал бар. Содан кейін теңдеу өзгертілуі тиіс және бұл модификация алдыңғы және артқы осьтер арасындағы бұрыштық жылдамдықтар бір-біріне байланысты екенін анықтай алады.

3.11 – ескертпе. Бұл теңдеу уақыт немесе басқа айнымалыларға байланысты болуы мүмкін көптеген параметрлерді қамтиды, оларға мыналар жатады: f_{aj} , F_{zj} , λ , r_{wstj} , R_{w0j} , S_j . Тұрақты емес, уақытқа тәуелді емес, осы параметрлердің орнын ауыстырмау, қозғалыс теңдеуі осы қарапайым нысанда ұсынылуы мүмкіндік береді.

3.5 Өнімділік

Автокөлік қозғалысы үшін осьте қажет болатын қуат, келесіге тең

$$P_{tot} = M_{a1}\dot{\varphi}_{a1} + M_{a2}\dot{\varphi}_{a2} . \quad (3.20)$$

Бұрыштық жылдамдықты $\dot{\varphi}_{aj}$ көлік құралының жылдамдығы $\dot{x}_v$ ауыстыру арқылы, келесіні аламыз

$$P_{tot} = \underbrace{M_{a1} \frac{(1 - S_1)\dot{x}_v}{R_{w01}}}_{\geq 0} + \underbrace{M_{a2} \frac{\dot{x}_v}{(1 - S_2)R_{w02}}}_{\geq 0} . \quad (3.21)$$

Бір ғана ось қозғалысқа келтіріледі (осы мысалда - $S = S_2$ артқы ось) және бізді осы басқарылатын осьтің қуаты ғана қызықтырады деп болжай отырып, біз (3.19) теңдеуден R_{w0} және r_{wst} арасындағы айырмашылықты ескермей келесіні аламыз,

$$P_{tot} = \frac{1}{(1 - S)} \dot{x}_v \underbrace{(F_a + F_i + F_g + F_r)}_{=F_{tot}} , \quad (3.22)$$

мұнда $F_r = f_r G$ айнарудың кедергі коэффициенттері артқы және алдыңғы осьте бірдей деп болжауды ескере отырып, оңайлатылған болды. Бұдан әрі ауысуды ескереміз ($S \approx 0$) және градиенттік кедергі үшін ұқсастықты пайдалана отырып $\sin \alpha_g \approx \tan \alpha_g = p$, біз бір осьтің дөңгелектерінде қажетті қуатты ала аламыз ($v = \dot{x}_v$; желдің жылдамдығы $v_a = 0$):

$$P_{tot} = \left(f_r + p + \lambda \frac{\ddot{x}_v}{g} \right) Gv + c_d A \frac{\rho_a}{2} v^3 . \quad (3.23)$$

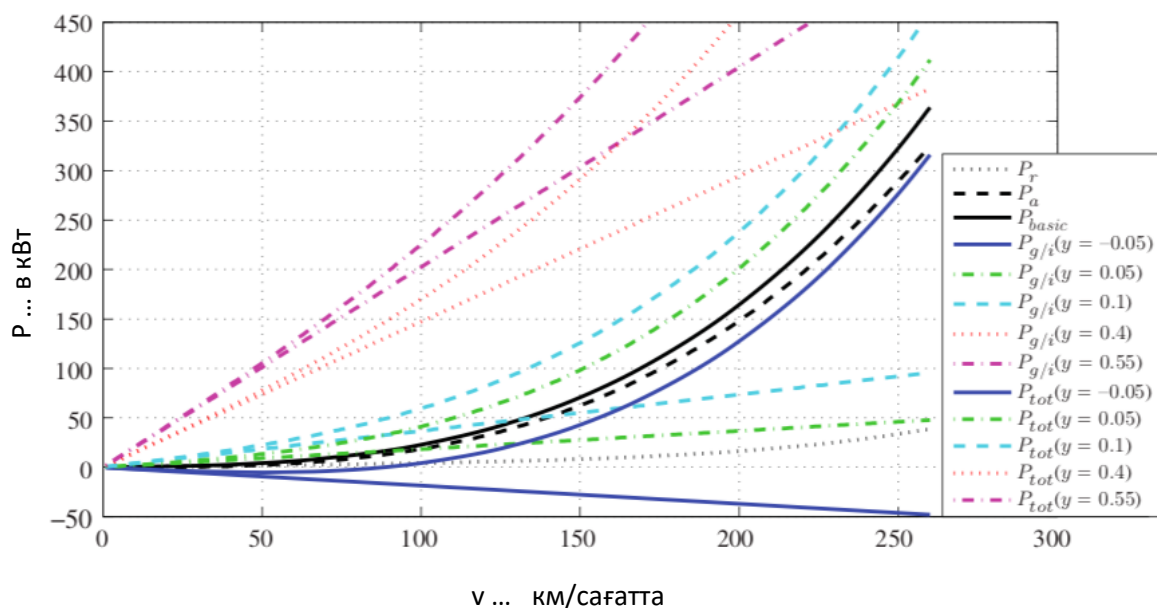
V_a жылдамдығымен xv кері бағытта жел болған жағдайда, теңдеуді (3.23) келесі түрде оқуға болады:

$$P_{tot} = \left(f_r + p + \lambda \frac{\ddot{x}_v}{g} \right) Gv + c_d A \frac{\rho_a}{2} (v + v_a)^2 v . \quad (3.24)$$

3.6 – суреттегі сызба әр түрлі кедергілерге талап етілетін қуат құрамдастарын (элементтерін) көрсетеді. Параметрлер келесі түрде таңдалып алынған:

$$\tilde{f}_{r0}=0.0087, \tilde{f}_{r1}=0.0022, \tilde{f}_{r4}=5.7258 \times 10^{-4}, m_{tot}=1350 \text{ кг}, c_d=0.32, A=2.2\text{ м}^2, \rho_a=1.226 \text{ кг/м}^3, v_a=0.$$

Сызбада ось қуаты бір біріне қосылған: $P_T = F_T v$ от кедергісін айналымына кері жаққа айналады, $P_a = F_a v$ аэродинамикалық кедергі күшінен және екі күштің жиынтығынан $P_{basic} = P_T + P_a$.



Басқа қисықтар $P_{g/i}(y) = (F_g(p) + F_i(\lambda x \ddot{v}/g))v$ градиенттік кедергіні жеңу үшін қажетті қуат береді және келесі мән үшін кедергілерді жылдамдатады:

$$y = p + \lambda \frac{\ddot{v}}{g} . \quad (3.25)$$

$P_{g/i}$ қуаты таза градиенттік қарсылық нәтижесі болуы мүмкін, мұнда $p = y$, бірақ ол сондай-ақ таза жеделдету дәрежесі болуы мүмкін $x \ddot{v} = gy/\lambda$ немесе олардың комбинациясымен (3.25) теңдеуіне сәйкес, Жалпы қуаты

$$P_{\text{tot}} = \underbrace{P_r + P_a}_{=P_{\text{basic}}} + \underbrace{P_g + P_i}_{P_{g/i}} \quad (3.26)$$

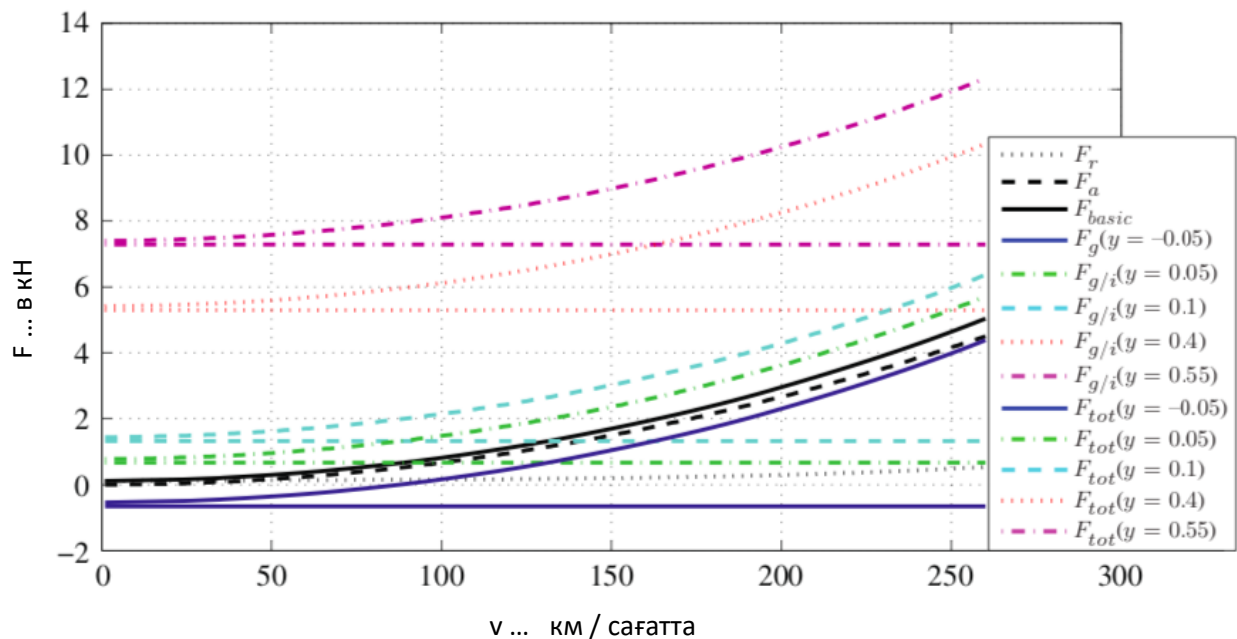
да көрсетілген.

Қуаттың негізгі қажеттілігі F_a -дан көлік құралының үшінші қозғалу жылдамдығында v (жел жылдамдығы назарға алынбайды) және F_R -ден бесінші жылдамдықта ұлғаяды. Демек, мұнда жоғары жылдамдықтар үшін елеулі қуат бар (мысалы, 200 км / сағ шамамен 165 кВт қажет). Мысалы, егер біз 5 % градиенті бар төбеге көтеру үшін қажетті энергияның жалпы мөлшерін қарастыратын болсақ ($p = 0,05$), әлбетте, жоғары жылдамдықтар үшін градиентке қарсылықты жеңуге арналған көп энергия қажет.

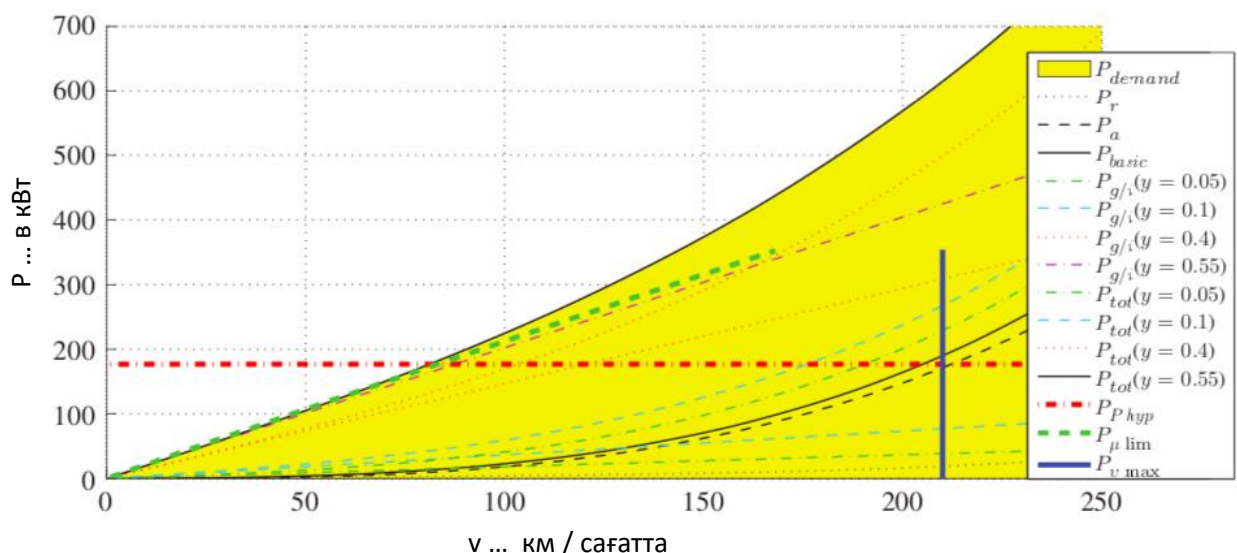
3.7 – суреттегі сызба 3.6 - суреттегі шеңберлер үшін тартым күштерді (кедергі және кедергі қосындылары) көрсетеді..

Бұдан әрі біз көлік құралымен қол жеткізілуі тиіс ең жоғарғы және ең төменгі еңіс пен ең жоғары жылдамдықтар, $y = p + \lambda \ddot{v} = 0$ және $y = p + \lambda \ddot{v} = 0.55$ теңдеулері арасында болуы қажет деп болжаймыз.

Бұл дегеніміз, жетек қуаты белгілі бір аймақты белгілі бір жылдамдықпен жабуы тиіс дегенді білдіреді. Бұл аймақ 3.8 – суреттегі сызбада толық көрсетілген. Бұл қуат аймағы тарту күшіне арналған аймаққа сәйкес келеді (3.9 суретті қараңыз), ол да белгіленген.



3.7 – сурет. Бірнеше кедергілерге арналған тартқыш күштердің қажеттілігі



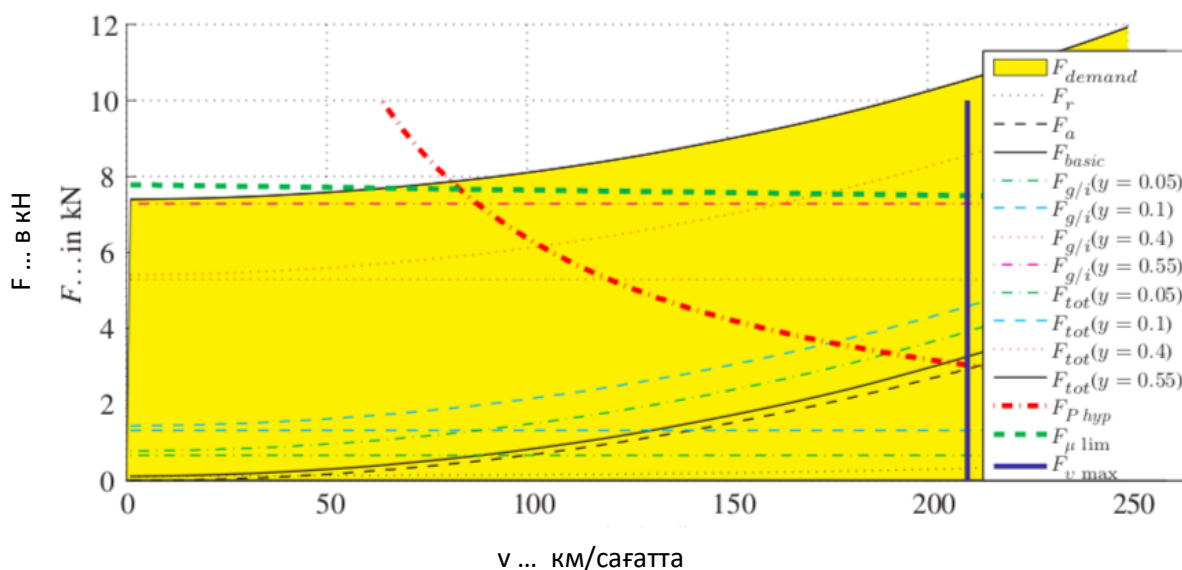
3.8 - сурет. Қуат қажет етілетін аймақ

Бұл аймақ кез келген мүмкін жылдамдық кезінде $p = 0,55$ төбеге көтерілу мүмкіндігі болуы үшін қажет болатын автокөлік жылдамдығы немесе көлік құралы үшін тарту күші талап етілетін барлық нүктелерді білдіреді.

Біз бұл аймақты автокөлік қажеттіліктерінің картасы деп атаймыз. Бұл қажеттіліктер картасы өнімділік картасымен салыстырылуы тиіс.

Біз салыстыра бастамас бұрын, біз кейбір шекаралық жағдайды жан-жақты қарастырамыз. Бұл шекаралық шарттар қозғалтқыштың мінсіз жұмыс картасын анықтайды.

Ең алдымен, мінсіз күш беру жылдамдықтың барлық диапазонында қозғалтқыштың ең жоғары қуатын қамтамасыз ете алады. 3.8 суретте бұл көлденең сызықпен P_{hyp} көрсетілген. 3.9 - суретте тарту күші кестесінде бұл көлденең сызық гиперболоға айналады,



ол мінсіз тарту гиперболасы деп аталады, өйткені тұрақты қуат тартқыш $F = P_e/v$ күш береді . Тарту гиперболасы $F_{P \text{ hyp}}$ 3.9 - суретте бейнеленген.

Қозғалыс күшін мінсіз беру картасын одан әрі шектеу көлік құралының ең жоғары жылдамдығымен анықталады (3.8 - сурет және 3.9 - сурет кестелерінде $P_v \text{ max}$ and $F_v \text{ max}$ тік сызықтармен тиістінше белгіленген).

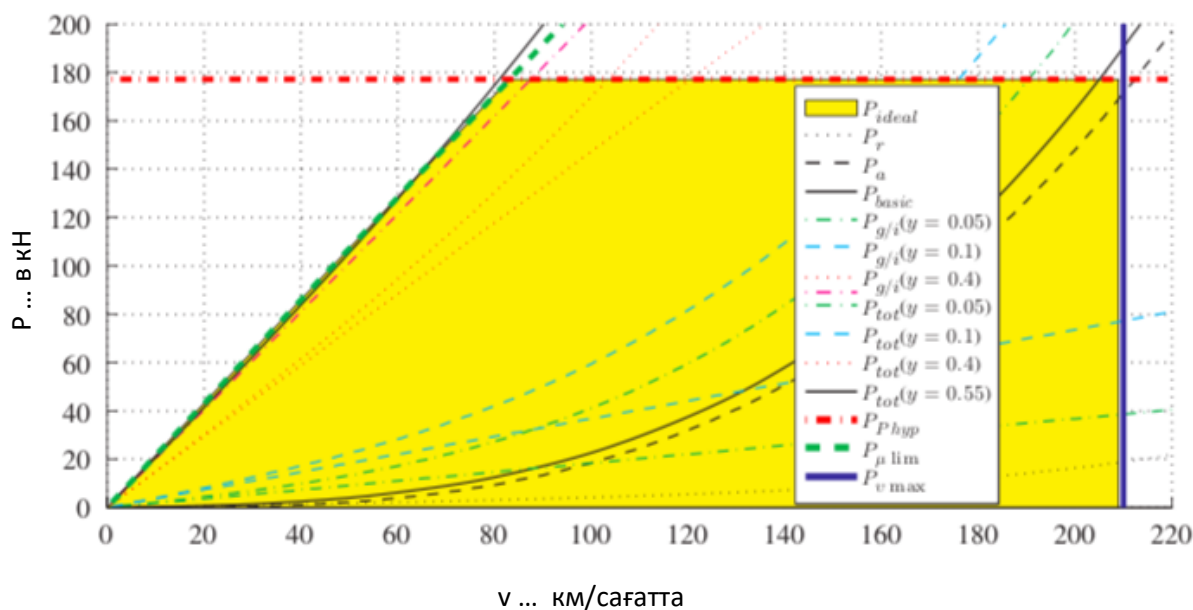
Үшінші шектеу шинаның бойлық күшінің максималды коэффициентімен, ілінісу коэффициентімен байланысты, μ_a болып келеді. Бұл шек оське түсетін жүктемеге байланысты болады. 3.8 және 3.9 - суреттер жетекші басқарылатын алдыңғы осі бар көлік құралы үшін белгіленген шектеулерді бейнелейді. Бұл шектің $F_{z1}\mu_a$, мұнда F_{z1} - алдыңғы осьтің дөңгелектері мен жол арасындағы қима күшін құрайтынын білдіреді. Бірде - бір кесте жылдамдату кезінде артқы осьтен алдыңғы оське жүктемені ауыстыруды, сондай-ақ оське басқа да әсерлерді ескермейді (мысалы, ауада көтеру күші), және, бұдан басқа, ілінісу коэффициенті, μ_a , жылдамдықты арттырумен аздап азаяды (сызбаларда μ_a мәні $v \approx 72 \text{ м / с}$ жылдамдығы кезінде $v = 0$ жылдамдығы үшін 1,1-ден 1,05 мәніне дейін сызықты түрде төмендейді). Бұл шек $P_{\mu \text{ lim}}$ және $F_{\mu \text{ lim}}$ сызықтармен белгіленген.

Бұл үш шектеу қозғалтқыштың мінсіз жұмыс картасына әкеледі. Қозғалтқыштың мінсіз жұмыс картасы 3.10 және 3.11 - суретте толық көрсетілген.

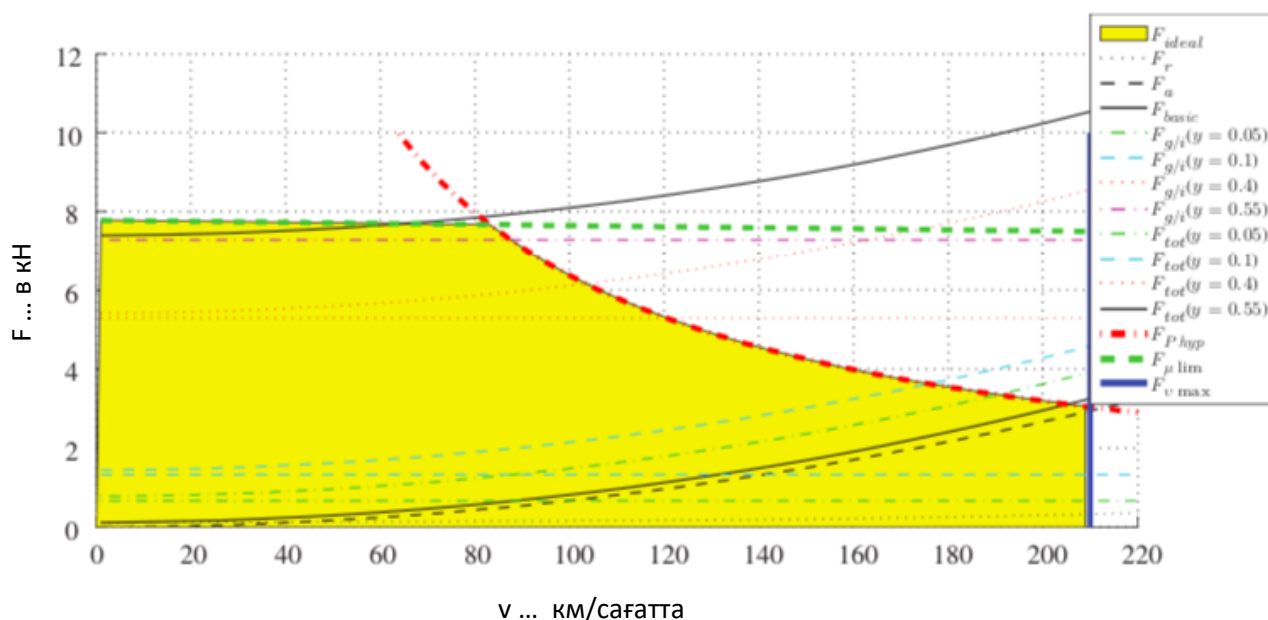
Қозғалтқыштың нақты сипаттамалары картасы одан ерекшеленеді. 3.12 - сурет мысал ретінде дизель қозғалтқышының сипаттамаларының картасын көрсетеді. Біз сондай-ақ, осы карта сипаттамалары нақты қозғалтқыш картасы деп атаймыз.

Көрсетілген параметрлер - бұл қуат қатынасы P_{100}/P_{max} және сәттердің қатынасы $M_{100}/M(P_{\text{max}})$ тиісті айналу жылдамдығын $n/n(P_{\text{max}})$ білдіреді. Мұнда $P_{100} = P(100\%)$ - белгілі бір айналу жиілігі кезінде қозғалтқышпен берілуі мүмкін ең жоғары қуат, $M_{100} = M(100\%)$ уақыты кезінде - толық жүктеме кезіндегі айналдыру сәті, P_{max} - қозғалтқыштың ең жоғары қуаты, $M(P_{\text{max}})$ және $n(P_{\text{max}})$ - қозғалтқыштың қуаты максимумға жететін кездегі тиістінше айналу сәті мен жиілігі.

Біз қозғалтқыштың нақты жұмыс картасын (3.12 - суретте көрсетілгендей) идеалды сипаттамалар картасымен салыстырамыз (3.10 немесе 3.11 - суреттер). Үш айырмашылық анық көрінеді:



3.10 – сурет. Қуатты іске асыру үшін қозғалтқыштың мінсіз жұмыс картасы



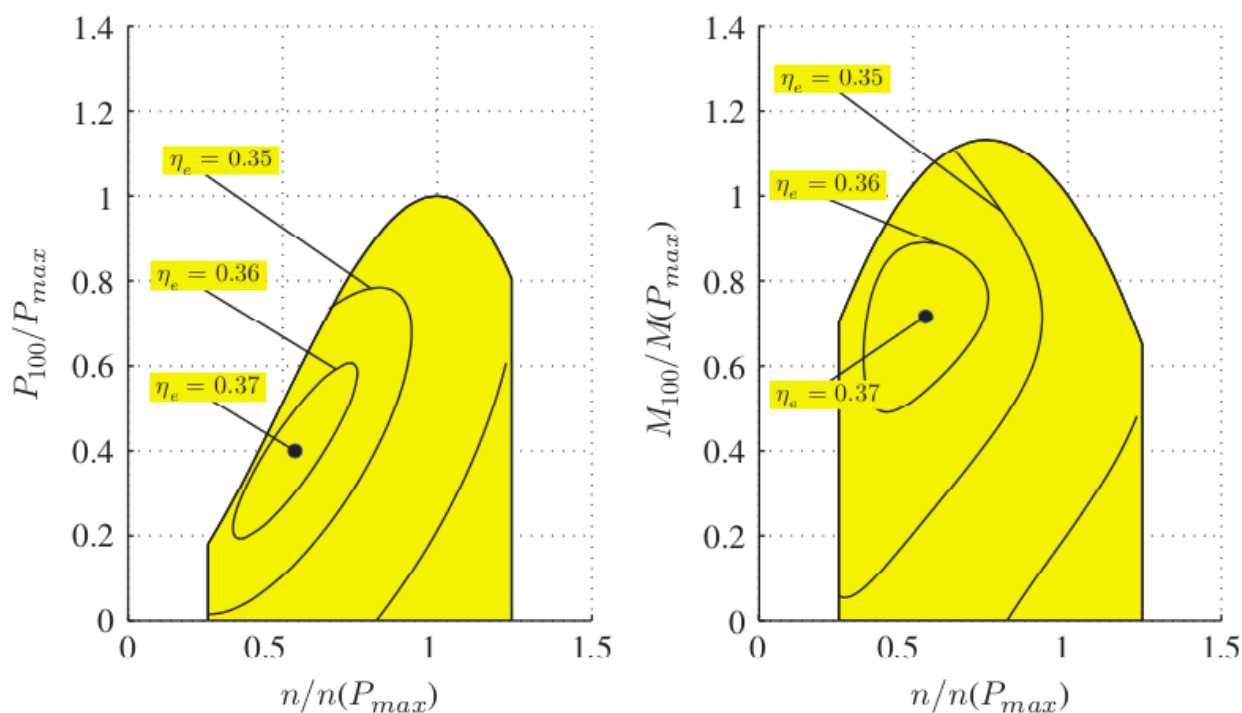
3.11 – сурет. Тарту күшін іске асыруға арналған қозғалтқыштың мінсіз жұмыс картасы

3.12 – ескертпе. Мінсіз жұмыс картасында қуаты тұрақты үлкен аймақ болуы керек. Алайда, нақты сипаттамалар картасы жағдайында бұл жылдамдықтар ауқымының соңында өте кішкентай аймақта ғана болуы мүмкін.

3.13 – ескертпе. Идеалды жұмыс сипаттамаларының кестесі үшін ілінісу себебі бойынша төмен тарту шегі бар. Бұл аймақ нақты сипаттамалар картасымен жабылған жоқ.

3.14 – ескертпе. Қозғалтқыштың идеалды сипаттамаларының картасы барлық жылдамдықты қамтиды, ал қозғалтқыштың нақты сипаттамаларының картасы қуатты белгілі бір жылдамдықтан төмен бере алмайды. (Біз жылдамдық, айналу сәті немесе қуат үзілу сипаттамалары карталарында осы алшақтықты атаймыз.)

Айналу сәті үшін қозғалтқыштың идеалды сипаттамаларының картасын салыстырудағы бір ерекше ерекшелігі айналу сәтінің нақты сипаттамалар картасында көрсетілген айналу жылдамдығының диапазонында ғана аз ғана өзгереді, ал нақты сипаттамалар картасында вариациялар үлкен болады.



3.12 – сурет. Тарту күші үшін қозғалтқыштың нақты жұмыс картасы.

Сонымен қатар, қозғалтқыштың тиімділігі η_e 3.12 - суретте көрсетілген. Максималды тиімділігі $\eta_e = 0.37$ сипаттамалар кестесінің бір нүктесінде жетеді. Бұл нүкте толық жүктеме кезінде сипаттамаларға жатпайды (3.12 - суреттегі шекара).

3.6 Сұрақтар мен тапсырмалар

Есте сақтау

1. Градиенттік кедергі дегеніміз не?
2. Үдетуге кедергі дегеніміз не?
3. Аэродинамикалық кедергінің жылдамдыққа байланысты қандай?
4. Аэродинамикалық кедергі коэффициентінің және аэродинамикалық алаңның өсу тәртібі қандай?
5. Үдемелі инерция және массаның айналуы әдетте біріктіріледі. Мұнда қандай фактор рөл атқарады?
6. Массаның айналу коэффициентінің өсу тәртібі қандай??
7. Біз өнімділікті қалай есептейміз?
8. Біз қажетті тарту және өнімділік көрсеткіштерін қалай аламыз?
9. Талап етілетін көрсеткіштерді не шектейді?

Түсіну

1. Тарту және өнімділік үшін мінсіз қозғалтқыштың сипаттамасын сипаттаңыз.
2. Нақты ішкі жану қозғалтқышының сипаттамаларының картасын сипаттаңыз.
3. Нақты және мінсіз сипаттамалардың карталарын салыстыру кезінде нені білдіреді?
4. Неге $\lambda_1 > \lambda_{i+1}$ айналмалы реттеу факторында орындалады?

5. Неге $\lambda_i > 1$ айналмалы реттеу факторында орындалады?

6. $\lambda_i = 1$ теңдеуінен көлік құралын салу мүмкін бе??

7. Энергияның (желсіз) негізгі қажеттілігі үшін келесі теңдеулердің қайсысы әділ болады?

f_r - айналуға кедергі коэффициенті; барлық төрт дөңгелектің коэффициенттері тең деп болжанады;

G - машинаның салмағы; c_d - аэродинамикалық кедергі коэффициенті; A - көлденең қима ауданы; v_v - көлік құралының жылдамдығы; a_v - көлік құралын үдету; p - градиент; және λ - массаны реттеу коэффициенті.

Дұрыс жауап нұсқалары бірнеше болуы мүмкін.

(a) $Gf_r + c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^2$

(b) $Gf_r + c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^3$

(c) $Gf_r v_v + c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^3$

(d) $(Gf_r + c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^2) v_v$

(e) $(Gp + c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^2) v_v$

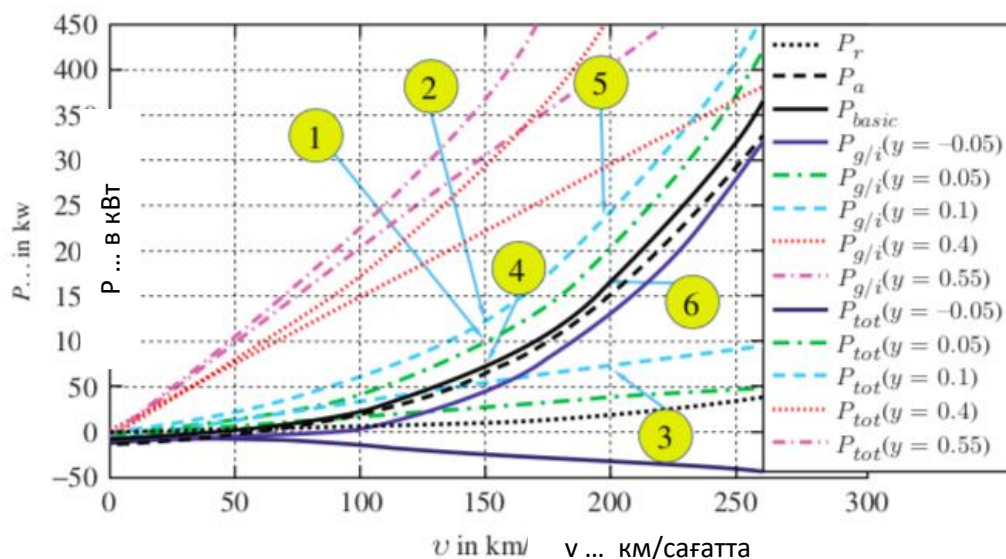
(f) $(Gy + c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^2) v_v$ где $w = p + \lambda a_v / g$

8. Келесі бекітулер энергияға сұраныстың қысық диаграммасындағы нүктелерге берілуі тиіс (3.13 - суретті қараңыз).

(a) Қуатқа жалпы қажеттілік $v = 150$ км/сағ үшін үдеу болмаған кезде $p = 0,05$ теңестіру үшін.

(б) Энергияға жалпы қажеттілік $v = 150$ км/сағ үшін үдеу болмаған кезде $p = 0,00$ теңестіру үшін.

(c) Қуатқа жалпы қажеттілік $v = 200$ км/сағ үшін үдеу болмаған кезде $p = 0,1$ теңестіру үшін.



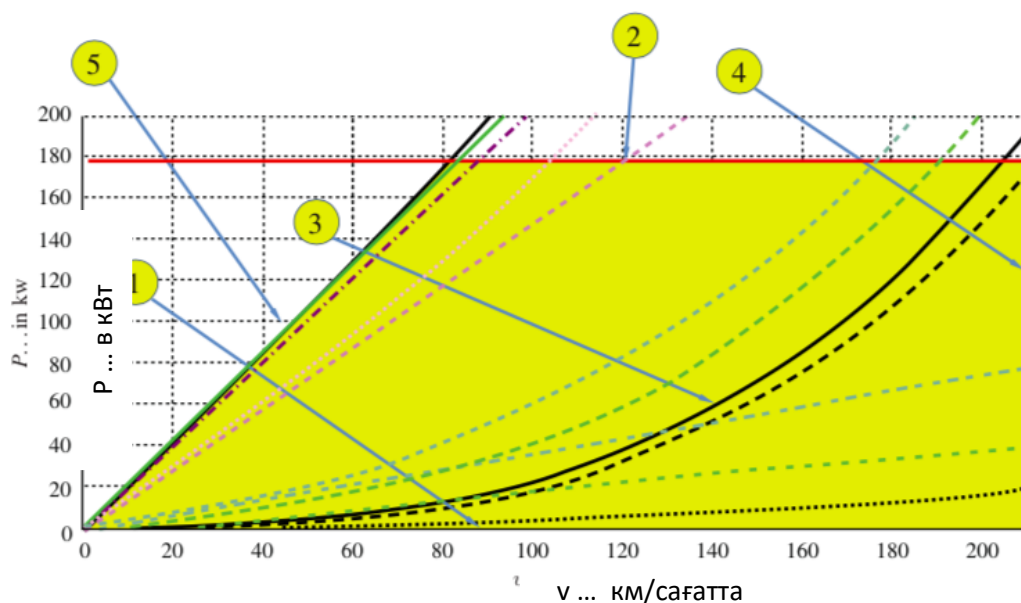
3.13 - сурет. Қуаттың қысық талаптары

9. Келесі шектер 3.14 - суретте мінсіз сипаттамалар картасының диаграммасындағы қысыққа жатады.

(a) Ілінісу шегі μ_a .

(б) Максималды қуат шегі.

(c) Көлік құралының ең жоғары жылдамдығының шегі.



3.14 – сурет. Қуат үшін тамаша сипаттамалар картасы

Қолдану

1. Дөңгелекті қарастырайық (статикалық радиусы $r_{wst} = 0.3$ м, эксцентриситет $e_w = 3$ мм, дөңгелекке түсетін жүктеме $F_z = 2500$ Н). Дөңгелекте айналу сәт жұмыс істейді $M = 382,5$ Нм. Дөңгелек $v_v = 30$ м/с жылдамдықпен қозғалады. Бұл жаттығу үшін μ функциясы сызықтық түрде аппроксимациялануы мүмкін

$$\mu(S) = 10S. \quad (3.27)$$

Дөңгелектің бұрыштық жылдамдығын есептеңіз!

2. Осы кедергіні еңсеру үшін қажетті аэродинамикалық Кедергі мен қуатты келесі параметрлер бойынша, қозғалыс жылдамдығы $v_v = 10$ және $v_v = 60$ м/с: кедергінің аэродинамикалық күшінің коэффициенті $c_d = 0,3$, көлденең қима ауданы $A = 2$ м², ауаның массалық тығыздығы $\rho_a = 1,226$ кг/м³ болған кезде есептеңіз. Жел жылдамдығы нөлге тең. Қуатты есептеу үшін P_a , $P_a = F_a v_v$ формуласын пайдалану керек.

3. Ауаның массалық тығыздығы температураға, қысымға және ылғалдылыққа байланысты болады⁵.

Параметрлер жиынтығы	Температур а T (K)	Қысым p (Pa)	Заттың тығыздығы ρ_a (кг/м ³)
set	$T(K)$	$p(Pa)$	$\rho_a (kg/m^3)$
1	223.15 (−50 °C)	1.1×10^5	1.717
2	323.15 (50 °C)	6.24×10^4	0.648

(3.28)

Қолдану бойынша екінші тапсырмадан автокөлік параметрлерін пайдалану арқылы, ($v_v = 60$ м/с) кесте бойынша екі тығыздық үшін аэродинамикалық кедергі қуатын есептеңіз.

⁵ Тығыздықты есептеу үшін, мысал үшін қараңыз <https://wind-data.ch/tools/luftdichte.php>

4

Түрлендіргіштер

3-тарауда идеалды және нақты берудің үш өлшемді сипаттамалары арасындағы сәйкессіздіктер беріледі. Сәйкессіздік деректері ішкі жану қозғалтқышы өндіретін үш өлшемді нақты сипаттаманы өзгертуді талап етеді, ол мына мақсатта ішкі жану қозғалтқышымен өндіріледі:

1. жылдамдық үзілісінің қысқартылуы

2. нақты берудің үшөлшемді сипаттамасымен мінсіз беру үшөлшемді сипаттамасының аппроксимациясы.

Қоршаған ортаны қорғау сияқты басқа да аспектілер автокөлік көлік құралдарын дамытуда маңызды рөл атқарады. Демек, отын шығынын және ластаушы заттардың шығарындыларын азайту сияқты одан әрі экологиялық талаптар орындалуға тиіс болады.

Бірінші кезекте жоғарыда аталған екі мәселені қарастырайық, яғни жылдамдық үзілісін қысқарту және мінсіз берудің үшөлшемді сипаттамасына аппроксимацияға қол жеткізу.

4.1 - суретте үш өлшемді нақты және мінсіз айналу сәті мен қуаты бейнелеп көрсетілген. Абсцисс осі жылдамдық болып табылады, ал қуат немесе айналдыру сәті ординат осіне салынған. Оңайлату үшін, диаграммада тек бір айналу жылдамдығы осі бейнеленген. Шын мәнінде екі ось болуы керек: бірі дөңгелек жылдамдығы үшін және екіншісі мотор жылдамдығы үшін пайдаланылады. Дегенмен, мотордың айналмалы жылдамдығы нақты сипаттаманың жылдамдығын шектеу диаграммасы мінсіз сипаттаманың өрісінің шекарасымен сәйкес келеді деп болжаймыз (төмендегі мысалды қараңыз).

Осыған сәйкес, қозғалтқыштың сәті мен қуаты дөңгелектердегі тиісті шамаларға түрлендірілуі тиіс.

Мысал 4.1 Қозғалтқыштың ең жоғары жылдамдығы 6000 rpm (минутына айналымы). Бұл жылдамдық кезінде $v_{max} = 50$ м / с жоғары берілуге қол жеткізіледі. Дөңгелектің радиусы $r_{wst} = 0,32$ м. Радиусынан r_{wst} және ең жоғары жылдамдықтан v_{max} дөңгелектің минутына ең көп айналым санын $n_{w max}$ аламыз (мұнда соңғы өлшем (s rpm = s rev/ min) түрлендіру қажет):

$$n_{w max} = 60 \frac{v_{max}}{2\pi r} s \frac{rev}{min} \\ \approx 1492 \frac{rev}{min} .$$

Бұл NE қозғалтқыштың айналу жылдамдығы мен дөңгелектің айналу жылдамдығы арасындағы білдіреді n_w беріліс қатынасы (дифференциалдан) $i_d = 4$:

$$i_d = \frac{n_e}{n_w} .$$

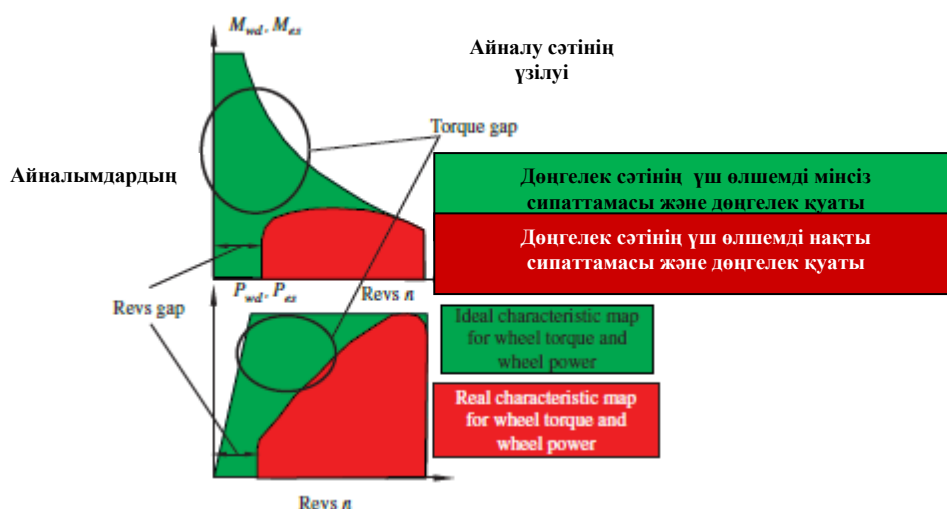
Төменгі d индексі дифференциал коэффициентін білдіреді.

Мысалдағы беріліс саны 4.1 – суретте бұған дейін қарастырылған. Әлбетте, қозғалтқыш жылдамдығын азайту үшін қажетті негізгі беріліс саны болуы керек. Бұл негізгі беріліс санына қосымша дифференциал қажет, сол себепті бұл негізгі беріліс саны көбінесе дифференциалда жиі қолданылады.

Жоғары берілістердің бірі содан кейін 1 беріліс санымен, ПӘК максималдау үшін тісті жұптарсыз құрастырылуы мүмкін. (4.5 – суретті қараңыз).

Ауытқуды 4.1 - суреттен көруге болады: қозғалтқыш тек қана белгілі бір жылдамдықтан жоғары айналдыру сәті мен қуатты қамтамасыз етеді, бұл ретте үшөлшемді мінсіз сипаттаманың үлкен бөліктері үшөлшемді нақты сипаттамамен жабылмаған.

Осы үзілімдерді жеңу үшін түрлендіргіштер қажет.



4.1 - сурет. Үш өлшемді нақты және мінсіз сипаттамалары

4.1 Ілінісу муфтасы, айналу жылдамдығын түрлендіргіш

Жылдамдықтың үзілуін жеңу үшін бізге айналмалы сәт пен қуатты жоғары жылдамдықтардан төмен жылдамдыққа дейін оңтайлы түрлендіретін түрлендіргіш қажет болады. Бұл түрлендіргіште қуат жоғалтусыз мүмкін емес (біз көріп отырғандай), бірақ айналдыру сәті үшін бұл мүмкін. Демек, жетекші және шығарушы біліктің айналу сәттері тең, бірақ жылдамдық тең емес. Бұл екі сипаттамалар келесі екі өрнектің көмегімен жылдамдық түрлендіргішін анықтау үшін пайдаланылуы мүмкін:

$$M_o = M_i, \quad (4.2)$$

$$n_o \neq n_i. \quad (4.3)$$

Аталған жағдайда M_i - жетекші біліктің жылдамдығы түрлендіргішінің айналу сәті, M_o - шығару білігінің айналу сәті n_i және n_o - жүргізуші және шығару білігінің жылдамдығы тиісінше (өлшем бірлігі - айн / с (rev/s)). Келесі қысқаша есепке байланысты, жетекші біліктің қуаты P_i және шығару білігінің қуаты P_o әртүрлі болуы қажет екенін анық көреміз.

$$P_o \neq P_i, \quad (4.4)$$

мұнда

$$P_o = \underbrace{2\pi n_o}_{\omega_o} M_o, \quad (4.5)$$

$$P_i = \underbrace{2\pi n_i}_{\omega_i} M_i. \quad (4.6)$$

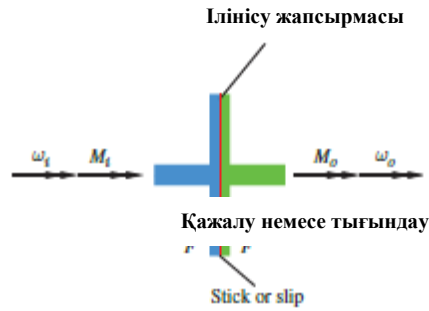
жылдамдықты түрлендіргіштердің қағидаты 4.2 – суретте анық көрсетілген. Екі диск екі біліктің ұшына бекітіледі. Сол білігі қозғалтқышпен қосылған, ал оң білігі беріліс қорабымен қосылған. Қозғалтқыш білігі бұрыштық жылдамдықпен айналады $\omega_i = 2\pi n_i$, ал айналу сәті M_i белгіленген. Беріліс қорабы білігінің аналогтық параметрлері: $\omega_o = 2\pi n_o$ и M_o .

Екі диск енді бір-біріне F қосқыш күшімен қысылған болады. Бұл тік бағытталған күш үйкеліс бетіне әсер етеді және егер $\omega_i \neq \omega_o$ шарты орындалса, үйкеліс күші пайда болады дегенді білдіреді. 4.2 - суреттегі деректерден біз айналу осіне қатысты сәттер жиынтығын аламыз (стационарлық жағдай үшін, яғни, $\dot{\omega}_i = 0$ и $\dot{\omega}_o = 0$, бұл инерция әсерлеріне байланысты айналмалы сәттердің жоғалуына әкеледі):

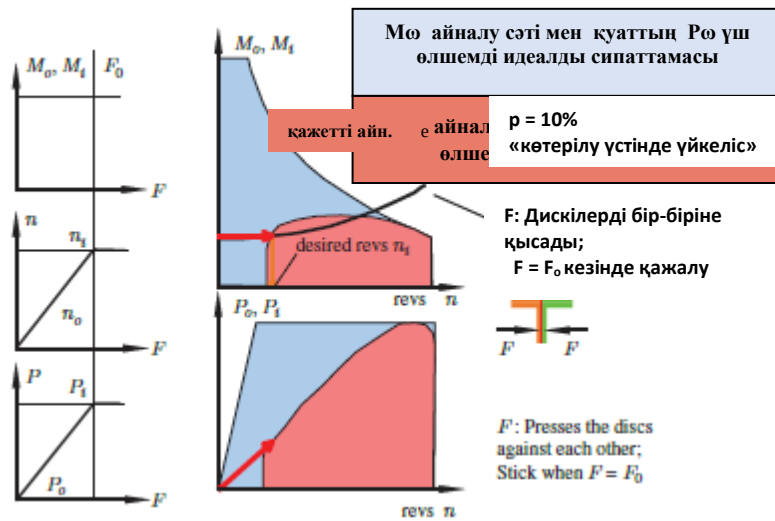
$$M_o = M_i. \quad (4.7)$$

Бұл жылдамдық түрлендіргіші үшін шарт осылайша орындалады. Еркін дене диаграммасында 4.2 - суретте инерция күші жоқ екенін көруге болады. Демек, $M_o = M_i$ теңдеуі тек стационарлық режим кезінде ғана сақталып қалады. Егер инерция сәттері аз болса, стационарлық емес режимде қателік саны аз болар еді (бұл, әдетте, жылдамдық түрлендіргішіне тән емес піспекті іштен жану қозғалтқышымен сәйкес келеді).

4.3 - суреттің көмегімен, 10% еңістігімен көтерілу кезінде қозғалатын көлік құралында жылдамдық түрлендіргішінің жұмыс үлгісін көрсетеміз. Диаграмма M_o және M_i сәттерін және P_o және P_i қуатын әрбір жағдайда, яғни жылдамдық түрлендіргіштің шығу және жетекші білігін бейнелеп көрсетеді. M_i және P_i шығулары $M_e = M_i$ қозғалтқыштың айналу сәтіне және $P_e = P_i$ қозғалтқыштың қуатына сәйкес келеді (мұнда е төменгі индексі қозғалтқышты білдіреді). Үш өлшемді мінсіз сипаттама және үш өлшемді нақты сипаттама (төртінші беріліс үшін) екі диаграммада да бейнеленген, сондай-ақ айналу сәті үшін диаграммада $p = 10\%$ үшін айналу сәтінің қисығы бейнеленген. Үш өлшемді нақты сипаттамасымен осы қисық айналу сәтінің қажеттілігін кесіп өту қозғалтқышты қажетті айналу жылдамдығын n_e , көрсетеді, ол қажетті айналу сәтін қамтамасыз ету үшін қозғалтқыш айналуы тиіс. Біз байланыс күші F (4.2 – суретті қараңыз), баяу ұлғайатын, F мәніне жеткенге дейін F_o бар процесті қарастырамыз. Бұл жағдайда екі ілініс дискі мәні бір-біріне қысылады. Бұл процесс кезінде қозғалтқыш жылдамдығы қосылған тіркесумен тұрақты болып қалады. Егер байланыс күшін арттырса, онда M_o жылдамдық түрлендіргіштің шығу білігінің сәті дереу өседі, ол мынаны көрсетеді: $M_o = M_i$ (4.3 - суреттің жоғарғы сол жақ бұрышындағы шағын диаграмманы қараңыз).



4.2 – сурет. Жылдамдық түрлендіргішінің жұмыс принципі



4.3 - сурет. Көтеру кезінде ілінісуді іске қосу

Шығару білігінің жылдамдығы, n_o , сондай-ақ байланыс күшімен артады, F . Соңғы F_0 жеткен кезде, дискілер қажалады, және жылдамдық $n_o = n_i$ тепе-тең болады (егер шығу білігінің айналу сәті көлбеу қозғалысқа арналған айналу сәтінен сәл жоғары болса). Бұл артық сәт көлік құралын үдету және ұлғайту үшін n_o қажет. $M_o = M_i$ тендеуінен (4.5) және (4.6) тендеулеріндегі өрнектерден келесіні аламыз

$$\frac{P_o}{2\pi n_o} = \frac{P_i}{2\pi n_i}, \quad (4.8)$$

ол келесі түрде қайта түрленуі мүмкін:

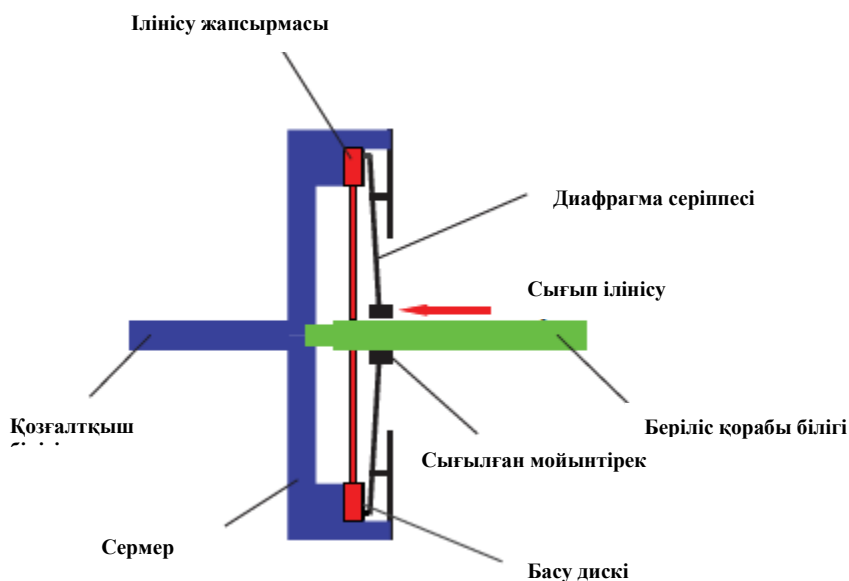
$$P_o = P_i \frac{n_o}{n_i}. \quad (4.9)$$

$$\eta = \frac{n_o}{n_i}$$

Ілінісу муфтасының ПӘК күштің ұлғаюымен, F , 1-ге дейін артады. Егер үш өлшемді нақты сипаттамаға қол жеткізілген жағдайда, онда жылдамдық түрлендіргіш қажет емес. Мұнда көрсетілгендей, көлік құралы, әдетте, жоғары емес, бірінші орында алға жылжитынын атап өту қажет.

Төртінші беру үшін сипаттамалық диаграмма тек баяндаудың ыңғайлылығы мен қарапайымдылығы үшін таңдалынды.

4.4 сурет ілінісу фрикциялық муфтасының бөлшектерін бейнелейді. Қозғалтқыш білігі сермерге бекітілген. Сермер беріліс қорабы білігіне еркін айналады. Сермерге қосымша, ілінісу қаптамасында диафрагма серіппесі, басу дискісі, ілінісу жапсырмасы және сығу мойынтірегі (немесе ілінісу ажыратқыш ажыратқыш мойынтірегі) бар. Іліністі өшіру үшін сығылған мойынтірекке күш беріледі. Диафрагма серіппесінің ілініп тұрған күйінде сермерге ілінісу жапсырмасы бар басу дискісін қысады. Ілініс жапсырмасы беріліс қорабы білігімен ілініс дискімен берік жалғанған. Іліністі өшіру үшін, F күші көрсеткі бағытында әрекет етеді, содан кейін басу дискілерінің қысымы азаяды және фрикциялық жапсырма сермермен қозғала бастайды.



4.4 - сурет. Фрикциялық ілінісу муфтасының маңызды функционалдық компоненттері

4.2 Беріліс қорабы, айналдыру сәтін түрлендіргіш

Екінші бөлікке өтіп, идеалды берудің үшөлшемді сипаттамасын (4.1 - сурет.) беріліс қорабы (немесе айналдыру сәтінің түрлендіргіші) арқылы қамтуды аяқтаймыз. Біз тек сатылы беріліс қорабын қарастырамыз. Мұнда беріліс қорабының жеке сатыларының беріліс қатынастарын таңдау мәселесі туындайды. Біз беріліс қорабының нақты сатысын анықтау үшін беріліс қатынасын пайдаланамыз.

Беріліс қатынасы: Беріліс қатынасы, i_z , жетекші білігінің жылдамдығы (коэффициенті) n_{oz} беріліс қорабы шығару білігінің жылдамдығына қатынасы ретінде түсіндіріледі:

$$i_z = \frac{n_{iz}}{n_{oz}} \quad z = 1, \dots, N_{z \max} . \quad (4.10)$$

Төменгі z индексі $N_{z \max}$ берілісінен беріліс қорабы сатысын білдіреді. Беріліс қатынасы i_z жылдамдыққа тәуелді болып табылмайды. Сондай-ақ, атаулы хабар қатынасы қолданылады.

Прогрессияның қатынасы: прогрессияның қатынасы, α_{gz} , екі көрші берілістің беріліс қатынастарының қатынасын (коэффициентін) білдіреді:

$$\alpha_{gz} = \frac{i_{z-1}}{i_z} \quad z = 2, \dots, N_{z \max} . \quad (4.11)$$

Бес сатылы беріліс қорабы ($N_{z \max} = 5$) конструкциясының макетін қарастырайық. Сатылы беріліс қорабының бесінші берілісі көлік құралының ең жоғары жылдамдығы қозғалтқыштың ең жоғары жылдамдығы кезінде қол жеткізілетіндей етіп құрастырылуы мүмкін. Бұл тек жоғалатын кедергілер үшін ғана мүмкін. Бұл теріс градиенттер үшін градиенттік кедергі, $p < 0$, қарсы кедергінің тербеліс пен аэродинамикалық күшінің жиынтығын өтейді. Бұдан басқа, бұл ең жоғары жылдамдық жолда көлік құралы қол жеткізе алатын ең жоғары жылдамдық болып табылмайды. 4.1 – суретте диаграммалардың нақты сипаттамалар дәл осы түрде жасалған. Соңғы беріліс немесе дифференциалды беріліс қорабы қозғалтқыштың ең жоғары жылдамдығын көлік құралының ең жоғары жылдамдығына дейін реттеу үшін пайдаланылады. Бесінші немесе жоғары бағдарламалардың бірі жиі тікелей беру ретінде таңдалады $i_5 = 1$, беріліс қорабының жетекші және шығыс біліктері арасындағы бұғаттау байланысын пайдалана отырып ¹, механикалық шығындарды азайту үшін қажет. Жоғары берілістерде отын шығыны маңызды рөл атқарады. Бұл шығындарды азайту және жоғары берілісте тиімділікті арттыру себебі болып табылады. Бірінші берілістің беріліс саны ең жоғары айналу сәтінің талабы сақталатындай етіп таңдалады. Беріліс сандары мінсіз үш өлшемді сипаттамаға жақсы жақындай отырып таңдалуы тиіс. 4.7 - суретте сол жақта үш өлшемді мінсіз және нақты сипаттамалар бейнеленген. Нақты сипаттаманың диаграммасы дифференциалмен түрлендірілген (беріліс қатынасы i_d және ПӘК η_d) беріліс қатынасы. Өткізу қатынастарынан басқа $i_z = n_{iz} / n_{oz}$, үш өлшемді айналу сәтін түрлендіру үшін КПД, η_z қажет:

$$P_o = \eta_z P_i . \quad (4.12)$$

$P_i = 2\pi n_{iz} M_i$ және $P_o = 2\pi n_{oz} M_o$ (n_{iz} және n_{oz} айналымда / с) теңдеуінен, келесіні аламыз:

$$M_o = M_i \eta_z \frac{n_{iz}}{n_{oz}} . \quad (4.13)$$

ПӘК η_z механикалық беріліс қорабы 1-ге жақын.

4.5 - суретте беріліс қатынастарының мысалдары көрсетілген ².

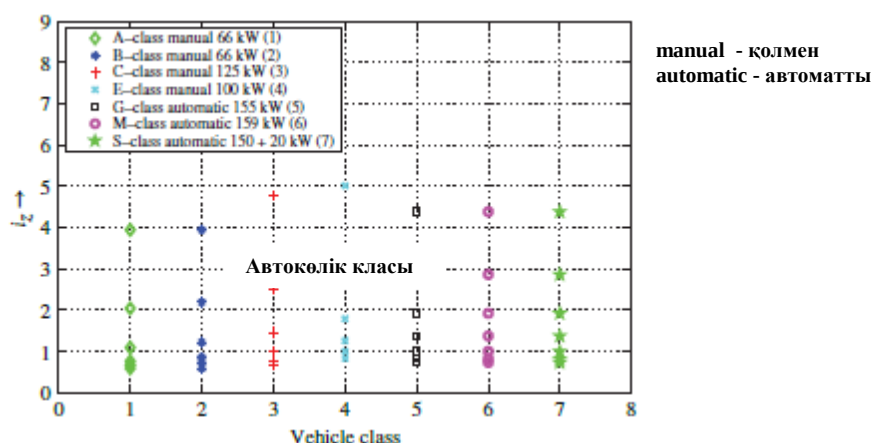
¹ Мұндай бұғаттау қосылымы беріліс қораптарының барлық конструкциялары үшін мүмкін емес

² Деректер көзі: http://www.mercedes-benz.de/content/germany/mpc/mpc_germany_website/de.../home_mpc/passengercars/home/new_cars/models/a-class/w176/facts_/technicaldata/models.html substitute a-class / w176 by: b-class / w246, c-class / w205, e-class _w212, g- class / w463_crosscountry, m- class_w166, s-class / w222, 18 қыркүйек 2014 ж.

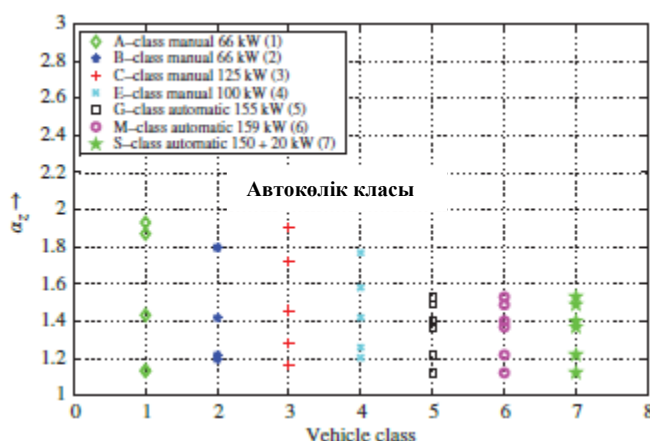
Кейбір конструкцияларда 1 саны тануға болады, бірақ барлық конструкциялар геометриялық емес, ол 4.6 - суретте анық көрінеді. Соңғы үш автокөлікте бірдей автоматты беріліс қорабы қолданылады; бұл көрінетін айырмашылықтардың болмауына себеп болып табылады.

2, 3 және 4 беріліс құрылымы екі формальды әдіспен дайындалуы мүмкін: геометриялық құрылым және прогрессивті құрылым. Геометриялық дизайн үшін біз келесі теңдеуді аламыз

$$\alpha_{g5} = \alpha_{g4} = \alpha_{g3} = \alpha_{g2} . \quad (4.14)$$



4.5 – сурет. Кейбір Mercedes автокөліктері үшін тасымалдау қатынастары



4.6 – сурет. Кейбір Mercedes автокөліктері үшін прогресс қарым-қатынасы

Осылайша, өсім тұрақты болып қалады. (4.11) өрнектен беріліс қатынасының мәнін негізге ала отырып, өрнек (4.14) теңдеуіне тең.

$$\frac{i_4}{i_5} = \frac{i_3}{i_4} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_1}{i_2} . \quad (4.15)$$

(4.15) өрнегінен $i_1 i_5 = i_2 i_4 = i_3^2$ аламыз, ол келесіні береді

$$i_3 = \sqrt{i_1 i_5}, i_2 = \sqrt{i_1 i_3} \text{ and } i_4 = \sqrt{i_3 i_5} . \quad (4.16)$$

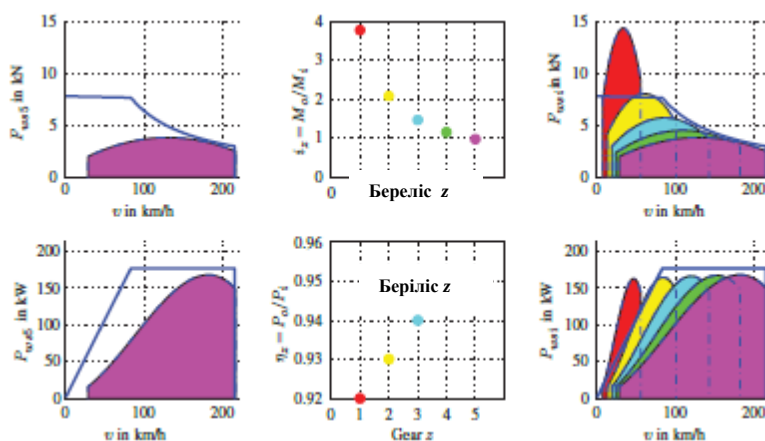
Прогрессивті өсу конструкциясында келесі өрнекке сәйкес алынады:

$$\alpha_{gz} = \alpha_{p1} \alpha_{p2}^{5-z} . \quad (4.17)$$

Беріліс қатынастарын анықтау қуат пен айналмалы сәтке арналған үш өлшемді сипаттамаларды түрлендіруге мүмкіндік береді.

4.7 - суретте мысал бейнеленген.

Айналу сәті мен қуатының үш өлшемді сипаттамалары үшін біз бұрынғысынша идеалды және нақты сипаттамалар арасындағы айырмашылықтарды анықтаймыз; атап айтқанда, салыстыру кезінде ажыраулар анықталуы мүмкін. Геометриялық конструкцияда шамамен бірдей өлшемдегі ажыраулар. Геометриялық конструкция негізінен жүк автокөліктері сияқты көлік құралдарында қолданылады. Жылдамдықтың ұлғаюымен ажырайтын прогрессивті конструкция, әдетте жеке пайдалану автокөліктерінде немесе жеңіл автокөліктерде кездеседі (4.7 – суретті қараңыз). Жеңіл автокөліктер үшін қозғалыс кедергісінің төмен болуына байланысты, бұл ажыраулар салмағы азаймайды. 60 м / с және одан жоғары жоғары жылдамдықтар үшін қарсы кедергінің аэродинамикалық күшінің едәуір ұлғаюы аз үзілуді талап етеді. Бұл шағын алшақтықтар жүргізушіге автокөлік жылдамдығын арттыру үшін қуат шектеуін айналу сәтін қысуды тудырады сонда, демек, үдеуді қысу емес (немесе одан сәл төмен деңгей) пайдалануға мүмкіндік береді.



4.7 – сурет. Механикалық беріліс қорабының негізгі жұмыс принципі

4.9 және 4.10 - суретте геометриялық және прогрессивті беріліс қатынастары салыстырылады (P_{ws1} және F_{ws1} дөңгелектерге жұмсалған қуат пен күш, тиісінше белгіленеді). Ажыраулардың азаюы прогрессивті градуировкамен ажырауларда анық көруге болады, ал геометриялық градуировкадағы ажыраулар іс жүзінде тұрақты болып қалады. Ығысу сызбасында (4.9 және 4.10-суретте сол жақта графиктерде) ығысу геометриялық конструкция үшін тұрақты болған кезде жылдамдық азаяды, ал прогрессивті градуировкада ол берілістің ұлғаюымен азаятынын анық көрінеді.

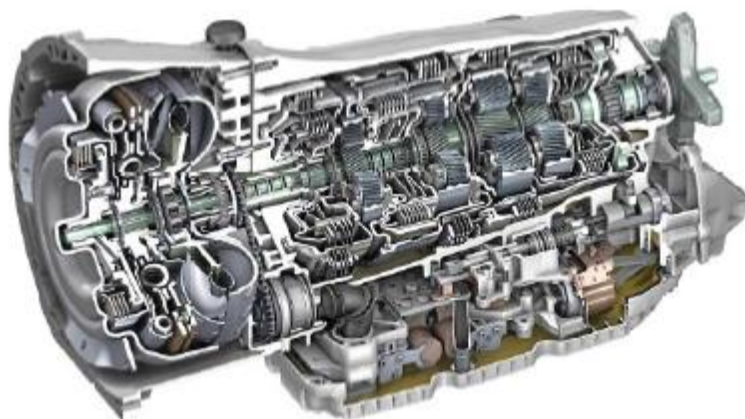
Беріліс қорабының міндеттерінің бірі үш өлшемді мінсіз сипаттаманы қамту болып келеді. Екінші міндет жазықтықтағы кең бөлік үшін тартқыш күші - күштік агрегаттың жылдамдығы қозғалтқыштың жақсы ПӘК-ін қамтамасыз етуден тұрады (сол сияқты қуат-жылдамдық жазықтығына да қатысты). Бұл соңғы міндетке қол жеткізу тегіс беріліс қорабының құрылымын талап етеді. Мүлдем тегіс дизайн сатылмайтын трансмиссия іске асырылуы мүмкін. Бұл белгілі бір диапазон шегінде кез келген беріліс қатынасы алынуы мүмкін дегенді білдіреді. Бұл үздіксіз құралым

көп дискретті беріліс қорабы арқылы іске асырылуы мүмкін болады. Бұл уақыт өте келе автоматты беріліс қорабындағы беріліс санының өсу себептерінің бірі.

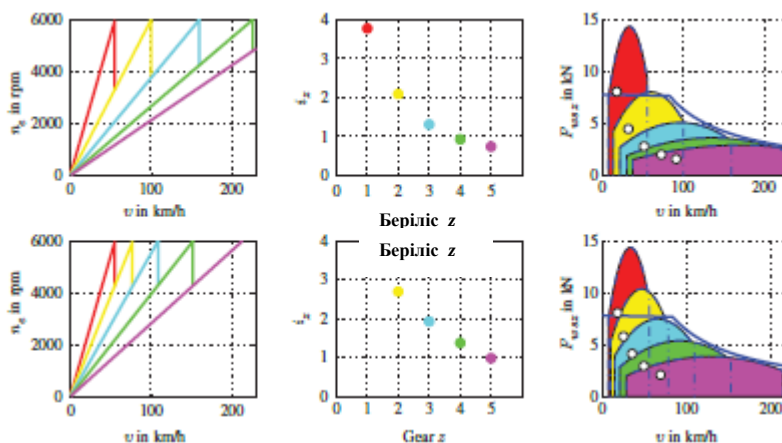
4.8 - суретте тоғыз жылдамдықпен автоматты беріліс қорабы бейнеленген. Беру қатынасын шашырату $i_1 / i_9 = 9,15$ құрайды, TRILOK түрлендіргішінің ПӘК-ті $\eta = 0,92$ құрайды. ПӘК Trilok түрлендіргішінің бұрылмайтын режимінде бұғаттау муфтасы арқылы артады. Айналмалы тербелістердің екі демпфері және ортадан тепкіш маятникті амортизатор айналмалы тербелістерді азайтады. Беріліс қорабы төрт планетарлық тістегершіктің жиынтығы және колпаралардың (тежегіштердің) жекелеген дөңгелектерін тежеу үшін немесе дөңгелектерді немесе колпардарды (ілінісулерді) қосу үшін алты ауыстырып қосқыш элементтері бар.

Жылдамдық түрлендіргіші үшін де, айналу сәтінің түрлендіргіші үшін де басқа жұмыс принциптері мен құрылымдық есептік реакциялар бар, мысалы сатылы трансмиссия немесе гидравликалық жұмыс режимі бар жылдамдық түрлендіргіш (17 - тарауды қараңыз).

Қазіргі уақытта, бір жағынан, қозғалысқа кедергі жасау нәтижесінде пайда болатын дөңгелектегі қуат пен күштерге қажеттілікті шығардық, ал екінші жағынан күштік агрегаттан (беріліс қорабы бар ішкі жану қозғалтқышынан) күш пен қуат беруді шығардық.

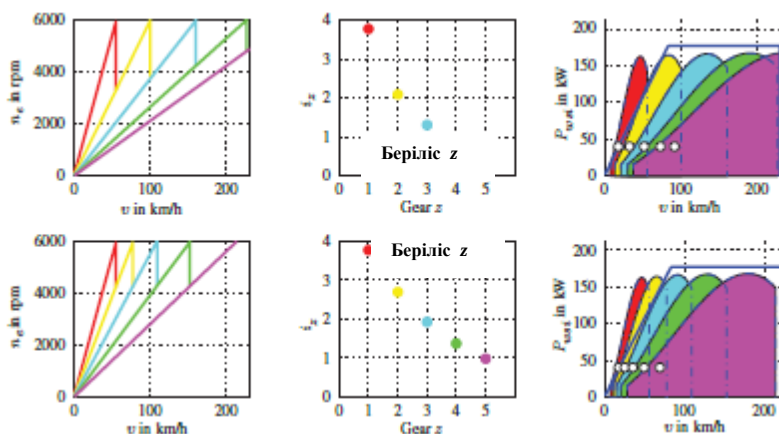


4.8 –сурет. 9 берілісі бар Mercedes автоматты беріліс қорабы (Daimler AG рұқсатымен көшірмесі алынды)

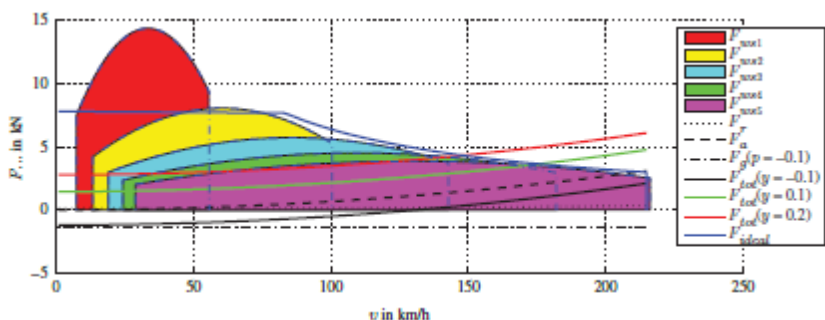


4.9 –сурет. Күштер үшін ұсынылған геометриялық (екінші қатардың диаграммалары) және прогрессивті (бірінші қатардың диаграммалары) беру қатынастары.

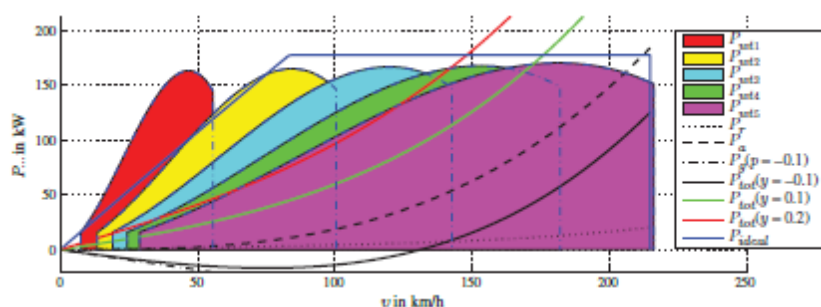
Бұл шамалар 4.11 және 4.12 - суретте сәйкесінше күш пен қуат үшін жазылған. Суреттің толықтығы үшін үш өлшемді тамаша сипаттамалар да бар. Бұдан әрі (келесі тарауда) біз күштік агрегаттан қуат беруді нақты жүргізу жағдайының талаптарымен салыстырамыз, мысалы, $p = 0,1$ көтеруді еңсеру үшін талап етіледі.



4.10 - сурет. Қуат үшін ұсынылған геометриялық (екінші қатардың диаграммалары) және прогрессивті (бірінші қатардың диаграммалары) беру қатынастары.



4.11 –сурет. Жүріс сипаттамаларының диаграммасы (күштер)



4.12 –сурет. Жүріс сипаттамаларының диаграммасы (қуат)

4.3 Сұрақтар мен жаттығулар

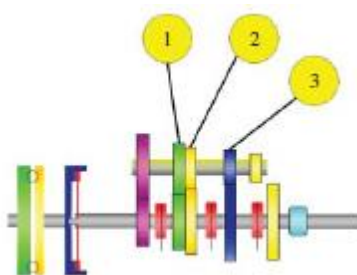
Еске сақтау

1. Жылдамдық түрлендіргішінің міндеті неде?
2. Айналу сәтті түрлендіргіштің міндеті неде?

3. Беріліс қатынасының анықтамасы қандай?
4. Прогрессия қатынасының анықтамасы қандай?
5. Механикалық беріліс қорабын құрастырудың екі әдісін атаңыз.
6. Айналу сәтінің жетекші және шығыс жақтарына және жылдамдық түрлендіргішінің жылдамдығына қандай шарттар қолданылады?
7. Жылдамдық түрлендіргішінің ПӘК-і қандай?
8. Айналу сәтінің түрлендіргішінің жетекші және шығару жылдамдығының арақатынасы қандай?

Түсіну

1. 4.13 - суретте беріліс қорабы бейнеленген.



4.13 –сурет. Беріліс қорабы

Көрсетілген нөмірлердің қайсысы үшінші беріліске жатады?

2. Тұрақты күй үшін $P_o > P_i$ жиіліктер және айналу сәті аралас жиілік түрлендіргішін құрастыруға болады ма?
3. $P_i < 0$ және $P_o < 0$ ілінісу немесе беріліс қорабы үшін стационарлық емес жағдайларды сипаттаңыз.

Қолдану

1. Қозғалтқыш сәті үшін толық жүктеме сипаттамасы параболамен аппроксимацияланады. Бұл парабола кестедегі нүктелерді интерполяциялайды (M : сәт; n : жылдамдық; ыңғайлы болу үшін индекстер түсірілген):

n in rpm	M in Nm	
$n_1 = 1000$	$M_1 = 100$	(4.18)
$n_2 = 3000$	$M_2 = 200$	
$n_3 = 5000$	$M_3 = 100$	

$$M(n) = a_2 n^2 + a_1 n + a_0 . \quad (4.19)$$

Интерполяциялық парабола есептеңіз:

Максимум парабола (қозғалтқыштың ең жоғары айналу сәті болып табылады): $M_{max} = M_2$ $n = n$ (M_{max}) кезінде. Ең төменгі жылдамдық $n_{min} = n_1$, максималды жылдамдығы $n_{max} = n_3$, тиісті айналу сәттері $M(n_{min})$ и $M(n_{max})$ тиістіше.

Ой салу: Лагранж интерполяция формуласын қолдануға болады:

$$M(n) = \sum_{i=1}^3 M_i \prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^3 \frac{n - n_j}{n_i - n_j} . \quad (4.20)$$

2. Қозғалтқыштың максималды қуатын және қуат ең жоғары болған кезде минутына айналым санын есептеңіз.

Ой салу: $P = M\omega$ қуатын аламыз және, олай болса, қуат ең жоғары болатын минутына айналым саны

$$\frac{\partial P}{\partial n} = 0. \quad (4.21)$$

3. Қолдану бойынша келесі тапсырмалардың мақсаты (3-6-тармақтар) алты берілісі бар прогрессивті беріліс қорабын әзірлеу болып табылады. Төртінші беріліс жетекші және шығарушы біліктер арасында тікелей қосылыспен берілуі тиіс; осылайша беріліс саны $i_4 = 1$.

Дөңгелек радиусы тең. $r_{wst} = \frac{10.5}{10\pi} \text{ m}$. Төртінші берілісте n_3 қозғалтқышының ең жоғары жылдамдығы үшін автокөлік жылдамдығы 180 км / сағ жеткен жағдайда дифференциалды i_d беріліс қатынасын есептеңіз.

4. Автокөліктің аэродинамикалық қарсы кедергісінің келесі параметрлері берілген: $c_d = 0,3$, $\rho_a = 1,2 \text{ кг / м}^3$, $A = 2 \text{ м}^2$.

Алтыншы берілістің i_6 өткізу қатынасын есептеңіз, алтыншы берілістің ең жоғары жылдамдығы ең жоғары болады деп болжаңыз, яғни басқа да беру қатынастары үшін $i_6 \neq i_6$ ең жоғары жылдамдық беру қатынасы үшін есептеу керек ең аз i_6 . Есептеуді жеңілдету үшін кеңестерді орындаңыз; әйтпесе есептеулер өте қиын болады.

Ой салу:

- беріліс қатынасын есептеу үшін, осы қима нүктесі қозғалтқыштың ең жоғары қуатында тұруын болжай отырып, көлік құралы қуатының базалық қажеттілігі (Fr тербелісінің аз кедергісі жоқ) мен алтыншы берілістің толық жүктемесінің сипаттамалық қисығы арасындағы қиманы есептеңіз (2-тапсырманы қараңыз).

- Тербеліс кедергісін елемей ұсынылады; әйтпесе төртінші ретті көп нүктелі түбірлерді есептеу керек.

- Алтыншы берілістің ПӘК-і $\eta_6 = 1$ тең деп болжануда.

5. Машинаның салмағы 1200 кг, ең көп пайдалы жүктеме 800 кг, ал сүйрейтін тіркеме 500 кг құрайды (еңіс кедергісін есептеу үшін 10 м / с^2 және оңайлатылған $F_g = G_p$ формуласын пайдаланыңыз).

Бірінші берілістің беріліс қатынасын i_1 есептеңіз. Пайдалы жүктемесі және тіркемесі бар автокөлік қозғалтқыштың ең жоғары айналу сәті 200 Нм болған кезде $p = \pi / 10$ көлбеу жолмен қозғалуға қабілетті болуы тиіс.

6. Прогрессивті конструкция үшін прогрессияның қатынасы келесіге тең

$$\alpha_{gz} = \alpha_{p1} \alpha_{p2}^{6-z} = \frac{i_{z-1}}{i_z}. \quad (4.22)$$

Келесіні есептеңіз α_{p1} және α_{p2} .

Ой салу:

Мынау немесе басқа ұқсас туынды формулалар сізге көмектесе алады:

$$\begin{aligned}\alpha_{gz}\alpha_{g(z-1)} &= \frac{i_{z-1}}{i_z} \frac{i_{z-2}}{i_{z-1}} \\ &= \frac{i_{z-2}}{i_z} \\ &= \alpha_{p1}^2 \alpha_{p2}^{12-(2z-1)}\end{aligned}\tag{4.23}$$

5

Қозғалыс сипаттамаларының диаграммасы, жанармай шығыны

Бұл тарауда біз қозғалыс сипаттамаларының диаграммасын талқылаймыз.

Қозғалыс сипаттамаларының диаграммасы: Қозғалыс сипаттамаларының диаграммасы келесілерден құралады:

1. қозғалтқышты қуаттандыру сипаттамаларының қозғалыс жылдамдығы мен диаграммадағы жылдамдыққа қарай доңғалақта күш пен қуаттылыққа айналған (нақты) көрінісі

2. талап етілетін тарту күші (қозғалыс кедергісі) немесе қуаттылық үшін салынатын күш.

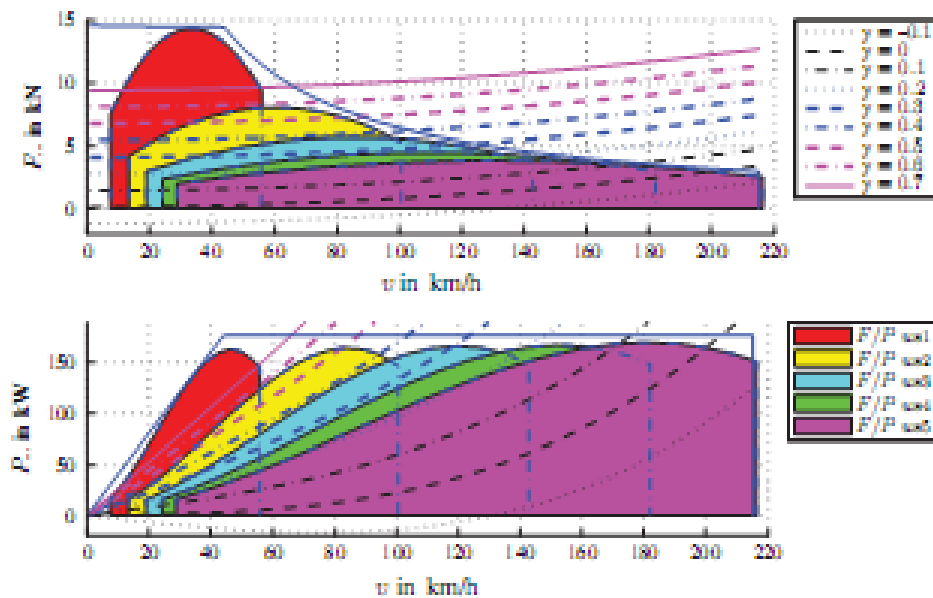
Бұл диаграммалардың көмегімен біз, мысалы, ауытқусыз максималды жылдамдықты, кез-келген беріліспен өрге көтерілу қабілетін және үдеу қабілетін анықтай аламыз.

5.1-суретте бес берілістің әрқайсысына арналған қуаттандыру сипаттамаларының (күш және қуаттылық) карталары мен стандартты параметрлер жинағына арналған бірнеше жүргізу жағдайларына қойылатын талаптар көрсетілген. Сұраныстың бұл қисық сызықтары қозғалыс кедергісіне негізделген және F_g градиент кедергісінің негізгі құрамды бөліктерінен, F_i үдеу кедергісінен (инерциялық кедергі), F_r теңселу кедергісінен және F_a аэродинамикалық кедергісінен тұрады.

4.11 және 4.12 суреттерінің басты айырмашылығы сол 5.1-суретте ілінісу шегіне қатысты толық жетек көрсетілген. 5.1-суреттегі шегі 4.11 және 4.12 суреттердегі өзге диаграммаларға қарағанда екі еседей жоғары екені айқын.

Қозғалтқышты қуаттандыру сипаттамалары диаграммасы сұраныс қисық сызығымен сәйкес келуі үшін (i_z беріліс қатынастары мен η_z трансмиссиясы ПӘК және i_d беріліс қатынастары мен η_d дифференциал тиімділігінің) көмегімен түрленуі тиіс. Демек, қозғалтқыштың қуаттылығы мен айналу моменті тарту күшіне айналады, ал жетектегі доңғалақтардың қуаттылығы мен қозғалтқыштың бұрыш жылдамдығы (немесе жылдамдығы) n_w доңғалақтарының айналу жиілігіне, содан соң көлік құралының v қозғалыс жылдамдығына айналуы тиіс:

$$v = r_{wst} 2\pi \underbrace{\frac{n_e}{i_z i_d}}_{n_w} . \quad (5.1)$$



5.1-сурет Қозғалыс сипаттамаларының диаграммалары; $y = p + \lambda x^2/g$

Алдымен қозғалтқыштағы M_e айналу моментін айналу моменті мен жылдамдық түрлендіргішінің жалпы беріліс қатынасын пайдалана отырып доңғалақтағы айналу моментіне айналдыру қажет. $i_t = i_{iz}$ жалпы беріліс саны i_d дифференциалының беріліс санынан және i_z беріліс қорабының беріліс санынан тұрады. Алайда доңғалақтағы айналу моменті шығындар көбеюі салдарынан азаяды. Айналу моментінің шығындары $\eta_t = \eta_z \eta_d$ айналу моменті мен жылдамдық түрлендіргішінің ПӘК береді (η_t - z -ші берілістегі трансмиссия және дифференциалдағы ПӘК), сондықтан доңғалақтағы M_{ws} беру моменті келесі шаманы құрайды:

$$M_{ws} = \eta_t i_t M_e \quad (5.2) \text{ қозғалысқа келтіру үшін,}$$

және

$$M_{ws} = \frac{1}{\eta_t} i_t M_e \quad (5.3)$$

тежеу үшін

Қозғалу және тежеу айырмашылығын білу қажет, өйткені айналу моментінің шығындары тежеу моменттері болып табылады, бұл қозғалтқыштың айналу моментінің төмендеуіне немесе тежеу моментінің немесе қозғалтқыш кедергісінің моментінің ұлғаюына алып келеді. Тежеуге арналған теңдеу (5.3) жуықтатылған түрде бірге жуық η_t ПӘК үшін орындалады:

$$\eta_t = 1 - \zeta_t, \quad (5.4)$$

мұндағы $\zeta_t \ll 1$.

Жылдамдық және айналу моменті түрлендіргішінің M_I айналу моментінің шығыны

$$M_I = \zeta_t i_t M_e. \quad (5.5)$$

Доңғалақтағы тежеу моменті қозғалтқыштың қарсыласу моментінен, $i_t M_e$ және айналу моменті шығындарынан тұрады, $M_l = \zeta_t i_t M_e$:

$$i_t M_e + \zeta_t i_t M_e = (1 + \zeta_t) i_t M_e.$$

(5.6) Егер біз сандар ретінің келесі ретін қарастыратын болсақ:

$$\begin{aligned} - \frac{1}{\eta_t} &= \frac{1}{1 - \zeta_t} \\ &= \left(1 + \zeta_t + \frac{1}{2} \zeta_t^2 + \dots \right) \end{aligned} \quad (5.7)$$

біз келесі ара қатынасты және демек теңдеудің жуықтатылған ақиқаттылығын анықтаймыз (5.3):

$$\begin{aligned} M_{ws} &= (1 + \zeta_t) i_t M_e \\ &\approx \frac{1}{1 - \zeta_t} i_t M_e. \end{aligned} \quad (5.8)$$

Осылайша қуаттылық үшін

$$P_{ws} = \eta_t P_e, \quad (5.9)$$

$$P_{ws} = \frac{1}{\eta_t} P_e, \quad (5.10)$$

мұндағы (5.9) жетектегі ось қуаттылығы оң мәнді $P_e > 0$, ал теңдеуде (5.10) тежеу осіне арналған қуаттылық теріс мәнді $P_e < 0$.

Теңдеу (5.9) келесі тәсілмен алынады:

$$\begin{aligned} P_{ws} &= \omega_w M_{ws} \\ &= \omega_w \eta_t i_t M_e \\ &= \underbrace{\eta_t \omega_w i_t M_e}_{=P_e} \\ &= \eta_t P_e. \end{aligned} \quad (5.11)$$

Теңдеуді (5.10) ұқсас тәсілмен шығаруға болады.

5.1 ескерту Бұл есептеулерде біз тұрақты шама, жылдамдыққа тәуелді емес ПӘК, η_t туралы пайымды жеңілдетеміз. Алайда ПӘК бұрыш жылдамдығына, беріліс санына және айналу моментінің өзіне тәуелді болып табылады.

5.1-суретте шығындарды қосқанда, әртүрлі берілістерге арналған қуаттылық және тарту күші сипаттамаларының карталары көрсетілген. Сұраныс қисық сызықтары $y = p + \lambda \ddot{x}_v / g$ түрлі мәндері үшін көрсетілген: $y = p + \lambda \ddot{x}_v / g$ дерде біз автомобиль сипаттамаларын алу үшін осы диаграммаларды толық қарастырайық.

5.1 Градиентсіз максималды жылдамдығы

Жол еңістігін есепке алмастан автомобильдің максималды жылдамдығын анықтау үшін, біз сұраныс қуаттылығының қисық сызығының бесінші берілістің толық жүктемесінің сипаттамасымен қиылысуын анықтаймыз (5.2-суреттегі үстіңгі диаграмманы қараңыз). Суреттегі жағдайда v_1 жылдамдығы берілген. 5.2-суреттің жоғарғы бөлігінен көретініміз, сұраныс қисық сызығы $y = 0$ үшін өз максимумындағы толық жүктеме қисық сызығын кесіп өтеді. Бұлай реттемелеу кезінде максималды жылдамдықтың ең үлкен мәніне бесінші берілісте қол жеткізілуі мүмкін, $z = 5$, P_{ws5} . Төртінші берілісте, $z = 4$, P_{ws4} , көлік құралы максималды жылдамдығына жетеді: $v_2 (z = 4) < v_1 (z = 5)$.

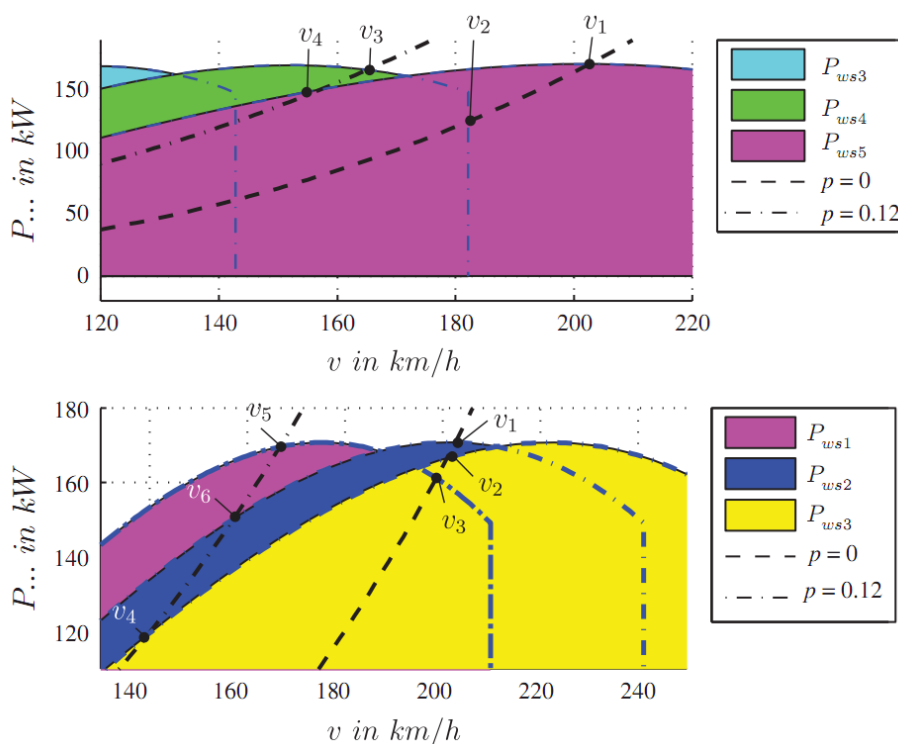
Егер $p = 0,12$ градиенті үшін максималды жылдамдықты қарастыратын болсақ, төртінші беріліс үшін $-v_3$ және v_4 реверсті қолдап тұратын бесінші беріліс үшін айқын бола түседі: $v_4 (z = 5) < v_3 (z = 4)$.

Бесінші беріліс үшін жоғарыда сипатталған конструкциядан өзге ықтимал реттемелер де бар, ондағы сұраныстың қисық сызығы максималды қуаттылықпен толық жүктеме қисық сызығымен қиылысады. 5.2-суреттің төменгі бөлігі екі басқа мүмкіндік барын көрсетеді. Pws1 сипаттамалары картасы үшін $v_5 > v_1$. Pws3 сипаттамалардың үшінші картасы үшін келесі көрініс ақиқат болып табылады: $v_5 < v_1$. Pws1 және Pws3 үшін де v_3 және v_2 максималды жылдамдықтары тиісінше v_1 қарағанда кіші: $v_2 < v_1$ және $v_3 < v_1$. $p = 0,12$ градиенті үшін максималды жылдамдықтарды салыстыра отырып, біз Pws1 үшін арналған v_5 максималды жылдамдығы Pws2 үшін арналған v_5 қарағанда жоғары екенін көреміз: $v_5 > v_6$.

Максималды жылдамдықтың төмендеуі Pws3 үшін максимумға және Pws1 үшін минимумға жетеді:

$$v_2 - v_4 > v_1 - v_6 > v_3 - v_5. \quad (5.12)$$

Бұл жерде қозғалтқыштың Pws3 нұсқасы төмен жылдамдықпен, яғни ПӘК жоғарылау диапазонында айналады. Төмендеу жылдамдық және одан жоғары ПӘК (3.12-суретті қараңыз), бұл оның жанармайды азырақ шығындайтынын көрсетеді. Сондықтан бұл беріліс үнемді жетек немесе үдеу деп аталады.



5.2-сурет Градиентсіз максималды жылдамдықты анықтау

Көлік құралының сол жылдамдығы кезінде Pws1 құрамдастырылған қозғалтқыш жоғарылау жылдамдықпен айналады. Pws1 және Pws3 екі нұсқасы қуаттылық қоры бойынша айтарлықтай өзгешеленеді, мұны градиентке арналған максималды жылдамдықтардың құлауына қарап анықтауға болады (5.12-теңдеуді қараңыз).

5.2 Өрге көтерілу қабілеті

Өрге шығу қабілеті дегеніміз көлік құралының p белгілі бір еңіс жолмен қозғалу қабілеті болып табылады. Егер v жылдамдығы максималды жылдамдықтан төмен болса, артық қуаттылықты (еңіссіз қозғалуға деген қажеттілік, $p = 0$, және күш берілісінің толық жүктемесі арасындағы айырма) еңіс жолдағы қозғалыс немесе үдеу үшін пайдалануға болады. F_g градиенттік кедергіні F_r және F_a қалған кедергілерінің функциясы түрінде былай жазуға болады:

$$F_g = Z(z) - (F_r + F_a), \quad (5.13)$$

мұндағы $Z(z)$ - z берілістегі (толық жүктеменің сипаттамалық қисық сызығындағы) максималды тарту күші. Үдеуге қарсыласу есепке алынбауы тиіс, өйткені көлік құралы еңіспен жүрген кезде үдеу орын алмайды: $\ddot{x} = 0$. Егер $F_g = pG$ және $F_r = f_r G$ алмастыратын болсақ, онда

$$p = \frac{1}{G}(Z(z) - F_a) - f_r . \quad (5.14)$$

$Z(z)$ толық жүктеме сипаттамасының қисық сызығы z берілістегі күш берілісінің қуаттылығымен алмастырылуы мүмкін: $Pwsz / v$.

5.3 Қозғалтқыштың екпіндеу сипаттамасы

Екпін алу қабілетін өрге көтерілуге ұқсас қабілет ретінде қарастыруға болады. Сұраныс сипаттамаларының карталары $\ddot{x}_v = \frac{g}{\lambda_z G}((Z(z) - F_a) - f_r) - \lambda \frac{\ddot{x}_v}{g}$ суретте параметрі үшін көрсетілген. Үдеу мүмкіндігін алу үшін, біз p мәнін теңдеудегі $\lambda \frac{\ddot{x}_v}{g}$ мәніне ауыстыруымыз қажет (5.14). Сонымен алатынымыз

(5.15)

Өрге көтерілу қабілеті мен екпін алу қабілеті арасындағы негізгі айырмашылық қосылған беріліске тәуелді λz айналып тұратын масса коэффициентіне тіреледі.

Автомобильдің екпін алу қабілеті туралы айтқан кезде біз көбінесе автомобильдің $v_1 = 0$ км/сағ жылдамдығынан $v_2 = 100$ км/сағ жылдамдығына ауысуы үшін қажет уақыт сияқты орташа деректерді пайдаланамыз. Мұны есептеу үшін қолданылатын теңдеу

dv_v

—

$$\ddot{x}_v = \quad (5.16)$$

dt

қайта топтастырылды (dv_v және dt математикалық мағынасындағы дифференциал ретінде)

$$dt = \frac{1}{\ddot{x}_v} dv_v . \quad (5.17)$$

Теңдеуді (5.17) интегралдау кезінде анықталатыны

$$\Delta t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{\ddot{x}_v} dv_v . \quad (5.18)$$

Бұл жағдайда орташа үдеу $\ddot{x}_v$ болады

$$\ddot{x}_v = \frac{v_2 - v_1}{\Delta t} . \quad (5.19)$$

Үдеу процесі кезінде орын ауыстыру қашықтығын келесі ара қатынасты пайдаланып есептеп шығаруға болады:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_v &= \frac{dv_v}{dt} \\ &= \frac{dv_v}{dx_v} \frac{dx_v}{dt} \\ &= \frac{dv_v}{dx_v} v_v \end{aligned} \quad (5.20)$$

шешім табылғаннан кейін dx_v мәні келесідей болады

$$\Delta x_v = \int_{v_1}^{v_2} \frac{v_v}{\ddot{x}_v} dv_v . \quad (5.21)$$

Түрлі берілістермен айналу массасы коэффициенттерінің әртүрлі болуына байланысты өрге көтерілудің максималды жылдамдығына жету үшін берілісті өзгерту қажет болатын v_{optg} жылдамдығы екпін алудың максималды жылдамдығына қол жеткізетін v_{opti} жылдамдығымен салыстырғанда өзгеше болып табылады. Мұны дәлелдеу үшін біріншіден екінші беріліске ауыстыру нүктесін қарастырайық (5.3-сурет). z -ші беріліске арналған толық жүктеме сипаттамасының қисық сызығындағы $Z(z)$ максималды тарту күші болып табылатын $Z_f(z)$ еркін тарту күшін қарастырған

кезде

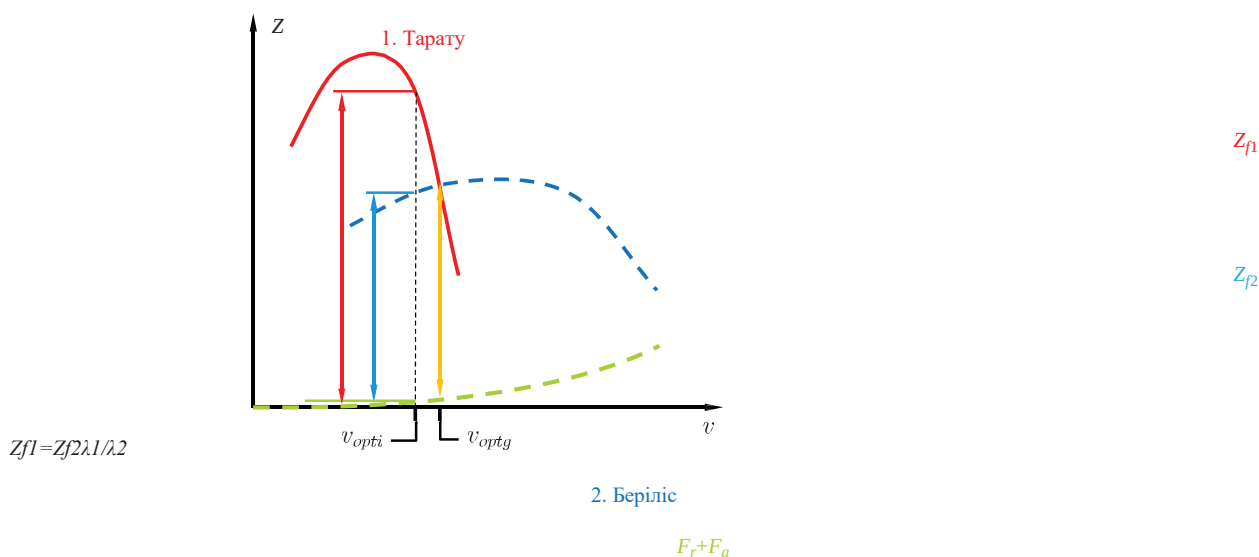
$$Zf(z)=Z(z)-Fr-Fa \quad (5.22)$$

$Z(z=1)$ және $Z(z=2)$ қиылысу нүктесі өрге көтерілудің оңтайлы қабілетіне немесе еңіс жолдарға арналған максималды тайғанақтау жүктемесіне жетуге арналған біріншіден екінші арттырылған беріліске ауыстыруға арналған v_{optg} оңтайлы жылдамдықты береді. Алайда біз бұл v_{optg} жылдамдығын үдеу қабілетінен іздеген кезде біз келесі екі беріліс ($Z^* = Zf(z=1) = Zf(z=2)$) үшін келесі мәнді аламыз:

$$\ddot{x}_{1,gear} = \frac{g}{\lambda_1 G} \hat{Z}_f, \quad (5.23)$$

$$\ddot{x}_{2,gear} = \frac{g}{\lambda_2 G} \hat{Z}_f. \quad (5.24)$$

$\lambda_1 > \lambda_2$ болғандықтан, бұл жылдамдықтағы v_{optg} максималды үдеуі бірінші беріліс үшін екінші беріліске арналған максималды үдеу мәнінен әлдеқайда төмен. Оңтайлы үдеу үшін $v = v_{opti}$ жоғары ауыстырудың оңтайлы нүктесіне арналған жылдамдығына келесі еркін іліністіру қатынасында қол жеткізіледі



5.3-сурет Бірінші және екінші берілістерге арналған толық жүктеме кезінде сипаттамалардың қиылысындағы еркін ілінісу f

бірінші беріліс үшін, $Z_f 1 = Z_f(z=1)$, екінші беріліс үшін $Z_f 2 = Z_f(z=2)$ айналдырғыш массалық факторлардың ара қатынасына сәйкес келеді:

$$\frac{Z_{f1}}{Z_{f2}} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}. \quad (5.25)$$

v_{opti} арттырудың оңтайлы жылдамдығы осылайша өрге көтерілудің оңтайлы қабілетіне арналған v_{optg} оңтайлы нүктесінен төменде жатыр: $v_{opti} < v_{optg}$.

5.4 Жанармай шығыны

Біріншіден, біз жанармай шығыны үшін қозғалтқыш пен трансмиссияның тұрақты ПӘК болжамдайтын боламыз, бұл жеңілдетуді қарастырады, өйткені қозғалтқыштың ПӘК айналу моментіне тәуелді, ал сол трансмиссия ПӘК осы шамаларға байланысты (мардымсыз болса да). 3.12-суреттен біз қозғалтқыш ПӘК айналу моментіне (немесе қуаттылығына) және айналу жиілігіне тәуелді екенін білеміз. Сонымен қатар, КПД жиілік пен айналу моментінің (іліністіргіш, трансмиссия және дифференциал) барлық түрлендіргішінің ПӘК сондай-ақ айналу жиілігіне және айналу моментіне тәуелді. Қозғалтқыш ПӘК η және жылдамдық пен айналу моментінің, η дифференциалын қоса, жанармай шығының бірінші тәсілдемесі кезінде тұрақты болатыны

болжамданады. Жанармай шығынын есептеу үшін, бізге автомобиль қозғалысы үшін қажетті жұмыстық (немесе энергетикалық) W_w қажет. Бұл жұмыс доңғалақтағы P_w қуаттылығына қарай есептеледі:

$$W_w = \int_0^T P_w dt, \quad (5.26)$$

мұндағы қуаттылық $P_w \approx F_w v_v$ көбейтіндісіне тең (сырғанау назардан тыс қалады; F_w - жетектегі доңғалақтардағы тарту күші). Егер B - жанармай мөлшері

(мысалы, $l = (\text{дм})^3$), ал H_l - төмендеу жылу шығару қабілеті (мысалы, $\text{Дж} / \text{л}$) болса, біз B жанармай мөлшерінен W_w жұмысына тең энергияны аламыз:

$$\int_0^T F_w v_v dt = W_w = \bar{\eta}_e \bar{\eta}_t B H_l. \quad (5.27)$$

Төменгі дәрежелі жылу шығару қабілеті, H_l , толық жану кезінде газ түрінде бөлінетін сумен бірге бөлініп шығатын жанармай көлемінің бірлігіне (немесе масса бірлігіне) бөлгендегі жылу мөлшері болып табылады. Төмен дәрежелі жылу шығару қабілеті іштен жану қозғалтқыштарына қатысты. Ол жоғары дәрежелі жылу шығару қабілетінен, H_u , судың булану жылуымен Q_v ерекшеленеді: $H_l = H_u - Q_v$. B үшін теңдеуді (5.27) шешу арқылы өтілген қашықтыққа жұмсалған жанармай шығынын L аламыз:

$$\frac{B}{L} = \frac{1}{\bar{\eta}_e \bar{\eta}_t H_l} \frac{1}{L} \int_0^T F_w v_v dt. \quad (5.28)$$

v_0 (яғни $F_i = 0$ және $F_w = F_r + F_a + F_g = \text{const.}$) тұрақты жылдамдықпен жүрген кезде алатынымыз,

$$\frac{B}{L} = \frac{F_r + F_a + F_g}{\bar{\eta}_e \bar{\eta}_t H_l}. \quad (5.29)$$

Бұл жерде $v_0 = L/T$ қойылады. Демек, егер қозғалтқыш пен жылдамдық және айналу моменті түрлендіргішінің ПЭК үлкен болмаса, F_r , F_a және F_g жылдамдық кедергілері үлкен болмаса, жанармай шығыны төмен болады.

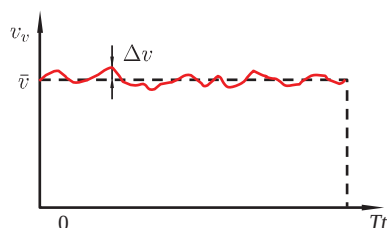
$v_v(t) = v + \Delta v(t)$ жылдамдықтың өзгеретін жағдайы (5.4-сурет) төменде қарастырылатын болады. Бұл жерде v - орташа жылдамдық (уақыт бойынша емес, өтілген қашықтық бойынша)

$$\bar{v} = \frac{1}{T} \int_0^T v_v(t) dt \quad (5.30)$$

және Δv ауытқуды білдіреді

$$\Delta v(t) = v_v(t) - v. \quad (5.31)$$

Бұл жерде біз еңіс емес жолдармен шектелетін боламыз, өйткені градиенттік кедергі жылдамдыққа тәуелді емес компонентті қамтамасыз етеді. Жол жүру қашықтығын ескергенде,



5.4-сурет Айнымалы жылдамдықтың мысалы

жанармай шығыны анықталады

$$\frac{B}{L} = \frac{1}{\bar{\eta}_e \bar{\eta}_t H_1 L} \int_0^T (F_r + F_i + F_a) v_v dt . \quad (5.32)$$

$$F_r = f_r G, F_i = \lambda \frac{G}{g} \ddot{x}_v \text{ and } F_a = \frac{\rho_a}{2} c_d A v_v^2,$$

Сонда интеграл үшін келесіні аламыз

$$\int_0^T (F_r + F_i + F_a) v_v dt = f_r G \int_0^T v_v dt + \lambda \frac{G}{g} \int_0^T \dot{v}_v v_v dt + \frac{\rho_a}{2} c_d A \int_0^T v_v^3 dt$$

(5.33)

Теңселу кедергісінің F_r қосалқы маңызы болатын болса, біз жылдамдыққа тәуелділікті есепке алмай, f_r теңселу кедергісінің тұрақты коэффициентін есепке аламыз Оның бірінші мүшесі

$$f_r G \underbrace{\int_0^T v_v dt}_{\bar{v}} = f_r G \bar{v} T , \quad (5.34)$$

мұндағы $\bar{v}$ -орташа жылдамдық. Екінші мүшені келесідей тәсілмен алмастыруға болады

$$\left(\frac{1}{2} \frac{d}{dt} (v_v^2) = \dot{v}_v v_v \right):$$

$$\begin{aligned} \int_0^T \dot{v}_v v_v dt &= \int_0^T \frac{1}{2} \frac{d}{dt} (v_v^2) dt \\ &= \frac{1}{2} (v_v^2(t=T) - v_v^2(t=0)) . \end{aligned} \quad (5.35)$$

Интегралды қуаттылықты есептеу үшін пайдаланған кезде, біз тежеу процесінің энергиясы (әдетте тежеу дискілеріндегі жылу энергиясы) толықтай қалпына келетіндігін пайымдаймыз. Қарапайым іштен жану қозғалтқышы бар автомобильде бұлай емес, алайда ең болмағанда ПӘК жоғары гибридтік немесе электрлік автомобильде осыған жақын келеді. Біз қарастырып отырған автомобильде бастапқы жылдамдық $v_v(t=0)$ және соңғы жылдамдық $v_v(t=T)$ бірдей, олай болса

$$v_v(t=0) = v_v(t=T). \quad (5.36)$$

Бұл маңызды шектеу болып табылмайды, өйткені біз ұзақ уақыт кезеңін T (мысалы, шоссемен 20 немесе 30 минут немесе одан ұзақ жүруді) қарастырамыз. Бұдан шығатыны

$$\int_0^T \dot{v}_v v_v dt = 0 . \quad (5.37)$$

$\Delta v(t)$ ауытқуы үшін екі келесі теңдеу орындалады:

$$\int_0^T \Delta v(t) dt = 0 , \quad (5.38)$$

$$\int_0^T (\Delta v)^3(t) dt \ll \bar{v} \int_0^T (\Delta v)^2(t) dt . \quad (5.39)$$

Теңдеу (5.38) Δv анықтамасының тікелей салдары болып табылады

$$\begin{aligned}\int_0^T \Delta v(t) dt &= \int_0^T (v(t) - \bar{v}) dt \\ &= \underbrace{\int_0^T v(t) dt}_{\bar{v}T} - \underbrace{\int_0^T \bar{v} dt}_{\bar{v}T} \\ &= 0.\end{aligned}\quad (5.40)$$

$$(5.41)$$

Екінші ара қатынас (5.39) орындалады, өйткені, біріншіден, Δv жылдамдық ауытқуы v орташа жылдамдығымен салыстырғанда мардымсыз, ал екіншіден, өйткені $(\Delta v)^3$ интегралда оң және теріс бөліктері бір-бірін белгілі бір дәрежеде толықтырып отырады, ал екіншісіндегі интеграл $(\Delta v)^2$.

Онда үшінші мүшенің интегралын былай жазуға болады:

$$\begin{aligned}\int_0^T v_v^3 dt &= \int_0^T \bar{v}^3 + 3\bar{v}^2 \Delta v + 3\bar{v}(\Delta v)^2 + (\Delta v)^3 dt \\ &= \underbrace{\int_0^T \bar{v}^3 dt}_{=T\bar{v}^3} + 3\bar{v}^2 \underbrace{\int_0^T \Delta v dt}_{=0} + 3\bar{v} \underbrace{\int_0^T (\Delta v)^2 dt}_{=\sigma_v^2 T} + \underbrace{\int_0^T (\Delta v)^3 dt}_{\ll 3\bar{v}\sigma_v^2 T} \\ &\approx T(\bar{v}^3 + 3\bar{v}\sigma_v^2),\end{aligned}\quad (5.42)$$

мұндағы σ_v - v стандартты ауытқуы:

$$\sigma_v = \sqrt{\hat{T} \int_0^T (\Delta v)^2 dt} \quad (5.43)$$

Жалпы, тұтынылатын нәтиже

$$\frac{B}{L} = \frac{1}{\bar{\eta}_e \bar{\eta}_t H_l} \left[f_r G + \frac{\rho_a}{2} c_d A \bar{v}^2 \left(1 + \frac{3\sigma_v^2}{\bar{v}^2} \right) \right]. \quad (5.44)$$

Бұл жағдайда қашықтық L , жылдамдық және уақыттың T ара қатынасы пайдаланылады:

$$\begin{aligned}\bar{v}, \quad L &= \int_0^T v(t) dt \\ &= \int_0^T (\bar{v} + \Delta v(t)) dt \\ &= \underbrace{\int_0^T \bar{v} dt}_{\bar{v}T} + \underbrace{\int_0^T \Delta v(t) dt}_{=0}.\end{aligned}\quad (5.45)$$

Бір жағынан, біз теңселу кедергісінен тұрақты тұтынылуын байқаймыз. Екінші жағынан, біз жылдамдық және аэродинамикалық кедергі нәтижесінде тұтынудың өзгеретінін көреміз.

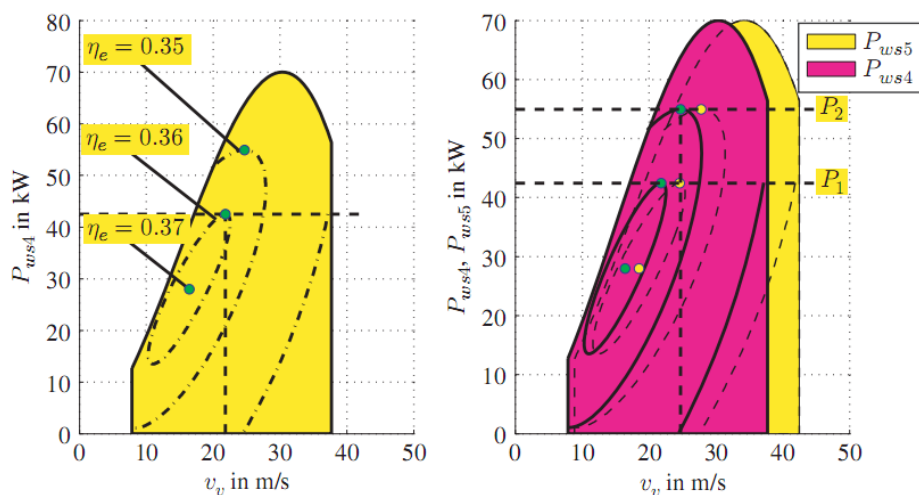
Тежеу кезінде энергия толықтай қалпына келеді дегенімен, жылдамдық өзгерісі салдарынан мүше

теңдеуде қалады. $3 \frac{\rho_a}{2} c_d \dot{A} \sigma_v^2$ Бұл мүше аэродинамикалық кедергінің жылдамдыққа квадраттық тәуелділігінің салдары болып табылады.

Ең соңында қозғалтқыштың ПӘК жылдамдыққа тәуелді шығынына көшейік. 5.5-сурет 3.12-суреттегі дизельдің сипаттамалық диаграммасын көрсетеді, мұнда ол көлік құралының жылдамдығына v_v ауысады. Схемада сол жағында төртінші беріліс көрсетілген. Сол жақтағы график ең үлкен тиімділіктің қисық сызығымен біріктірілетін ең үлкен тиімділіктің үш нүктесін көрсетеді. Біз қуаттылықтың әр мәні үшін көлденең сызық (5.5-суреттің сол жағындағы пунктирлік көлденең сызық) сыза отырып, ең үлкен тиімділіктің осы қисық сызығын ала аламыз және тұрақты қуаттылықтың көлденең сызығы тұрақты ПӘК қисық сызығының максимумындағы жанама сызық болып табылатын тұрақты тиімділіктің қисық сызығын (бұлар нүктелік және штрихтық сызықтар) іздеуге болады. Графикте бұл шамамен $\eta_e = 0,36$ арналған қисық сызық.

Ең үлкен ПӘК қисық сызығы жанармайдың ең кіші үлестік шығынының қисық сызығы болып табылады. Оң жақтағы график төртінші және бесінші берілістердің жанармай шығынының ең кіші үлестік қисық сызықтарын (екі нүктедегі) бір-бірімен салыстырады.

Егер қуаттылығы төмен екі беріліс үшін қозғалыс ($v_v \approx 25$ м/с, бұл графиктің оң жағында тік пунктирлік сызықпен көрсетілген) жылдамдығын салыстыратын болсақ, P1 (төменгі көлденең сызық), бесінші берілістегі ПӘК $\eta_e (z = 5, P1) = 0,36$, ал төртінші берілісте - $\eta_e (z = 4, P1) < 0,36$ төмен. Егер P2 (үстіңгі көлденең сызық) қуаттылығын қарастыратын болсақ, төртінші берілістегі ПӘК $\eta_e (z = 4, P2) = 0,35$ болса, бесінші берілісте ол төмен болады $\eta_e (z = 5, P2) < 0,35$. Бұл дегеніміз қозғалыс жылдамдықтарының төртінші беріліс тиімдірек екенін көрсететін және бесінші беріліс қолайлырақ екенін көрсететін аумақтары бар деген сөз.



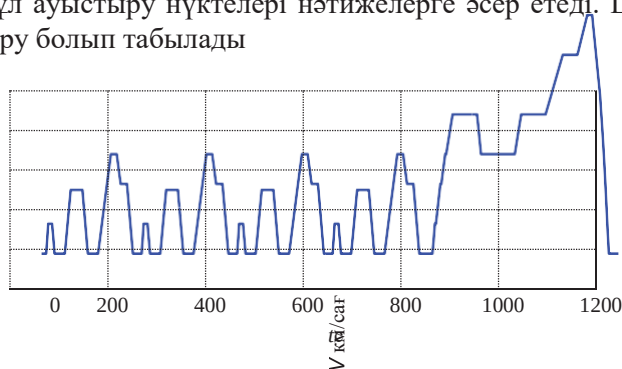
5.5-сурет Үздік ПӘК нүктелері

Алайда бұл соңғы жағдай ережеге бағынбайды. Жалпы, осы жылдамдық пен берілген қуаттылықтағы жанармай шығыны кезінде төртінші берілісті таңдаудың орнына одан жоғары берілісті таңдау тиімдірек.

5.5 Жанармай шығынын тестілеу рәсімдері

Жанармай шығыны мен шығарынды газдар шығынын өлшеу, сондай-ақ әртүрлі автомобильдерді салыстыру үшін қолданылатын бірнеше цикл бары белгілі. Мысалы, NEDC (Жаңа еуропалық жол жүру циклы), EPA (Қоршаған ортаны қорғау жөніндегі агенттік, АҚШ) FTP-75 (Федералдық сынау рәсімі) немесе SFTP (қосымша FTPUS06, SC06, Салқын цикл) немесе Жапониядан келген 10-режим немесе 10–15 режим. Бүкіл әлемдегі жеңіл көлік құралдарының келісілген циклдары (WLTP/ВПИМ) –бұл Еуропалық одақ, Жапония және Үндістан сарапшылары түрлі елдерде пайдаланылатын әртүрлі циклдарды келісімдеу үшін жасақтаған сынаулар циклы. Бұл сынаулар әдетте динамометриялық стендте орындалады. Автомобильдердің жол жүктемелері мен параметрлері динамометрге беріледі. Бұл циклдардағы қозғалыс жылдамдығы қозғалтқыштың бос тұру немесе аялдау кезеңдері бар уақыт функциясы ретінде анықталады. 5.6-сурет NEDC арналған жылдамдықты көрсетеді. Үдеу мен бәсеңдеу кезеңдерінде жылдамдық уақытқа сызықтық тәуелділікте болады, яғни бұл кезеңдерде үдеу тұрақты болып табылады (басқа кезеңдерде үдеу нөлге тең). Үдеу мен бәсеңдеу мәндері төмен, оның үстіне циклдың қалалық бөлігіндегі максималдық мәні келесіні құрайды: $(3,75 \text{ км/сағ})/(1 \text{ с}) \approx 1,042 \text{ м/с}^2$.

Салқындай іске қосу кезеңдері сонымен бірге циклдардың бөлігі болуы мүмкін, ал градиенттер енгізілмеген. Бұл теріс мәнді еңіс жолдағы энергия рекуперациясы тестілерге енгізілмегенін көрсетеді. Температура, шиналар мен олардағы қысым, пайдалы жүктеме сияқты бірнеше шекті жағдайлары анықталған. NEDC сияқты кейбір ескі циклдарда да механикалық беріліс қораптарына арналған ауыстыру нүктелері анықталған. Заманауи көлік құралдарында алты берілісті механикалық беріліс қораптары пайдаланылатындықтан, берілісті ауыстырудың белгіленген жылдамдықтары қиындатылған, өйткені бұл ауыстыру нүктелері нәтижелерге әсер етеді. Циклдардың мақсаты түрлі автомобильдерді салыстыру болып табылады



5.6-сурет NEDC бойынша жылдамдықтың уақытқа тәуелділігі

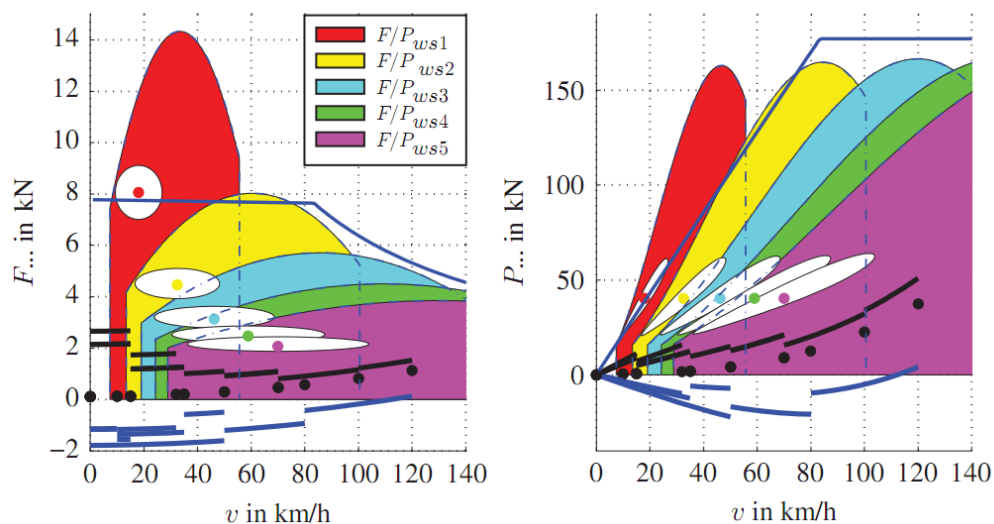
8-кесте Автомобильдердің WLTP		
Кла	Сипаттамасы	Қуаттылықтың массаға
1	Қуаттылығы төмен	$P/m_{tot} \leq 22 \text{ кВт/т}$
2	Қуаттылығы орташа	$22 \text{ кВт/т} < P/m_{tot} \leq 34 \text{ кВт/т}$
3	Қуаттылығы жоғары автомобильдер	$P/m_{tot} > 34 \text{ кВт/т}$

Қуаттылығы, P , кВт, массасы m_{tot} тонна

Олардың жанармай шығыны немесе шығарынды газдары (мысалы, CO немесе NO_x) салыстырылады. Сынау рәсімдері көлік құралдарының қуаттылығы мен салмағына қарай ерекшеленеді. WLTP бойынша, мысалы, қуаттылығының салмағына қатынасымен ерекшеленетін көлік құралдарының (кВт/т) үш класы бар (5.1-кестені қараңыз).

Бұл үш класс үшін түрлі WLTC (тест циклдары) анықталған. Негізгі ерекшеліктері жылдамдықтар диапазонында, мысалы, 3 класы төрт бөліктен тұрады: төмен, орташа, жоғары және аса жоғары жылдамдықтар.

Көлік құралын сынау циклына қатысты бағалау үшін, бұл көлік құралының сынау циклдарына қатысты қуаттылыққа немесе тарту күшіне деген қажеттілігін автомобиль қозғалысы сипаттамаларының графигіне енгізуге болады. Бұл мақсаттағы қозғалыс сипаттамаларының диаграммасын тиімділік сызықтарымен кеңейтуге болады. Содан соң түрлі талаптар тиімділікке қатысты бағалануы мүмкін. Шығарындыларды жай диаграммалармен жалпы бағалау мүмкін емес, өйткені қозғалтқыш стационарлық емес режимде жұмыс жасайды. 5.7-суретте доңғалақтарға іштен жану қозғалтқышы мен бес сатылы берілістер қорабы бар трансмиссиядан келетін қуаттылығы мен тарту күші көрсетілген. Сондай-ақ бес берілістегі максималды тиімділік пен тұрақты тиімділіктің бір изосызығының эллипс тәрізді жуықтауының нүктелері көрсетілген. Алдыңғы диаграммалардағы ақпаратқа қоса



5.7-сурет ІЖҚ бар трансмиссиядан және NEDC қуаттылыққа қажеттілігінен берілетін қуаттылық және тарту күштері

бұл суретте NEDC үшін тарту күші мен қуаттылық қажеттіліктері көрсетілген. Күш пен тарту күшіне деген қажеттіліктен басқа теріс жақтары да көрсетілген. Бұл теріс жақтары гибридтік немесе электрлік автомобильдерде кинетикалық энергияны ішінара қалпына келтіру үшін пайдаланылуы мүмкін. Күштің барлық қисық сызықтары бөліктерінің парабола тәрізді пішіні негізгі сұраныстың және ең бастысы аэродинамикалық қарсыласу күштерінің нәтижесі болып табылады.

NEDC үшін қуаттылық қажеттілігі өте төмен екені белгілі, бұл үдеу мәнінің төмен болуының нәтижесі болып табылады, ал бұл сұраныс қисық сызықтары жақсы тиімділік диапазоңдарына жете алмай отыр.

5.6 Сұрақтар мен жаттығулар

Есте сақтау

1. Қозғалыс сипаттамаларының диаграммасы дегеніміз не?
2. Қозғалыстың кедергісін анықтау үшін қандай компоненттер қажет?
3. Бұл компоненттер қандай айнымалыларға тәуелді?
4. Қозғалыс сипаттамаларының диаграммасы үшін қандай деректер қажет?
5. Қозғалтқыш сипаттамаларын қозғалыс сипаттамаларының диаграммасына қалай айналдыруға болады?

Түсіну

1. Оңтайлы үдеуге ауысу нүктесін қалай анықтаймыз?
2. Сіз жанармай шығынын қалай анықтайсыз?
3. Жоғарғы немесе төменгі берілістердің қайсысы үнемдірек? Қатынастарды түсіндіріңіз.
4. Неліктен өрге шығудың оңтайлы қабілетіне ауыстыру нүктелері оңтайлы үдеу нүктелеріне сәйкес келмейді?

Қолдана білу

1. М моментіндегі қозғалтқыштың толық жүктемесінің сипаттамасы параболамен аппроксимацияланады:

$$M(n)=a_2n^2+a_1n+a_0, \quad (5.46)$$

мұндағы $a_2=-0.00005\text{Нм}/(\text{айн}/\text{мин})^2, a_1=0.3\text{Нм}/(\text{айн}/\text{мин}), a_0=-50\text{Нм}$

Тарту күшінің толық жүктемесінің қисық сызығын автомобиль жылдамдығының функциясы v ретінде есептеп шығару

$$F(v)=b_2v^2+b_1v+b_0, \quad (5.47)$$

төртінші берілісте $i4 = 1$; дифференциалдың беріліс саны $id = 3$ -ке тең, жетектегі доңғалақтардың радиустары $rwst = 0,3$ м; сырғанауын есепке алмауға болады.

Көмек беру: сіз қозғалтқыш айналымы мен моментін түрлендіруіңіз қажет.

2. «Қолдана білу» тобының 1-тапсырмасындағы параметрлерді пайдаланыңыз.

$i1 = 3$ бірінші берілістегі биіктікті еңсеру қабілетін бағалаңыз. Ол үшін $Fg + Fa$ негізгі сұранысын елемеуге тура келеді (әйтпесе есептемелер күрделеніп кетеді).

$Fg = Gr$ градиенттік кедергісі үшін жеңілдетілген формуланы және $g = 10 \text{ м}/\text{с}^2$ мәнін қолдануыңызды сұраймыз (бұл формула үшін p мәні тым үлкен, алайда осы мәнді қолданып есептеу оңай болмақ). Автомобильдің жалпы массасы 1200 кг.

6

Басқаруды шектеу

5-тарауда ең жоғары жылдамдықты, жеңіл автокөліктер үшін қозғалтқыштың көтерілуін және қабылдағыштығын жеңу қабілетін анықтау мәселесі қарастырылады. Күш немесе тартқыш күштерге ерекше көңіл бөлінді. Егер жолға $\mu > \mu_a$ бойлық күшті қолдану мүмкін болмаған жағдайда. Бұл арақатынас үшінші шектеумен нақты үшөлшемді сипаттамамен белгіленді (3-тарауда 37-бет). Осы үшінші шектеу үшін біз 3 және 41-тарауларда келесі түрде болжаймыз,

1. көлік құралының бір ғана белдігі іске қосылады;
2. масса орталығы автокөліктің ортасында орналасқан, бұл (G-көлік құралының жалпы салмағы) келесіні білдіреді:

$$F_z = G/2; \quad (6.1)$$

3. артқы осьтен алдыңғы оське және керісінше жүктеме беру жок;
4. дөңгелек немесе оське әсер ететін басқа әсерлер жоқ; сондай-ақ
5. тік және бойлық қозғалыстарды елемеуге болады.

Осы себепті аталған тараудың 6.1-бөлімде біз түрлі факторларға байланысты осьтердегі тік күштерге жүгінеміз. Бұл тік күштер көлік құралын тежеу және жеделдету кезінде ең жоғары көтерілетін бойлық күштер үшін айрықша маңызды. Сонымен қатар, тік күштер бұрылу кезінде барынша мүмкін тангенциалды күштерге әсер етеді. 6.2-бөлім тежеу процесін түсіндіруге арналған. Ал 6.3-бөлімде тежеу күштерін бөлу қарастырылады. Біз өзіміздің зерттеулерімізді тік бағытта тербеліссіз және тангаж қозғалысы тербеліссіз қозғалыстармен шектейміз.

6.1 Қозғалыс теңдеулері

Қозғалыс теңдеулерін шығару кезінде біз 6.1-суреттегі еркін дененің күштік сызбасын болжаймыз. Бұрын қаралған күштерге қосымша ретінде, ауаның көтеру күші ескеріледі, F_{az} , және сәті, M_a , аэродинамикалық күштермен шартталған. Шанаққа арналған, сондай-ақ алдыңғы және артқы осьтерге арналған қозғалыс теңдеулері еркін дененің күштік сызбасында тікелей келтірілген.

Қозғалтқыштың инерция сәті, J_e , есепке алынбайды, және бұл қозғалтқыш айналу осінің бағдарына байланысты болады: егер ось бойлық болып келсе, инерция сәті пайда болмайды, егер ось бүйірлік болса, қозғалтқыштың инерция сәті пайда болады. Соңғы жағдайда қозғалтқыштың инерциялық сәті тең болады $M_{ie} = J_e \ddot{\varphi}_e$, мұнда J_e – инерция сәті, ал φ_e – қозғалтқыш айналу бұрышы; M_{ie} белгісі айналу бағытына тәуелді болады. Қозғалтқыш алдыңғы орналасқан және артқы осьті білігі бар автокөліктер үшін бойлық осьтің айналасында айналатын жетекті механизмнің инерциясы (ілінісу муфтасы, трансмиссия, дөңгелек жетегінің біліктері жоқ кардан білігі) сол және оң жақтарының арасындағы, бірақ алдыңғы және артқы осьтерінің арасында емес, дөңгелекке жүктемені өзгертуге алып келеді. Демек, бұл инерциялық құрауыштар да осы жұмыста пайда болмайды.

Тангаждың қозғалысы және қалақтардың тік қозғалысы үшін біз тек тұрақты жағдайларды қарастырамыз, сондықтан $\ddot{z}_v = 0$ және $\ddot{\varphi}_v = 0$ әділ болады.

Бұдан әрі біз F_{z1} және F_{z2} осьтеріндегі жол мен алдыңғы және артқы осьтер арасындағы жүктемелерді сәйкесінше қарастырамыз. Мұнда қарапайымдылық үшін деформацияланған дөңгелектер радиусы және эксцентриситеттер барлық дөңгелектер үшін бірдей: $r_{wst} = r_{wst1} =$

$$r_{wst2} \text{ и } e_w = e_{w1} = e_{w2}.$$

Күш жиынтығы z -бағытында келесіні береді

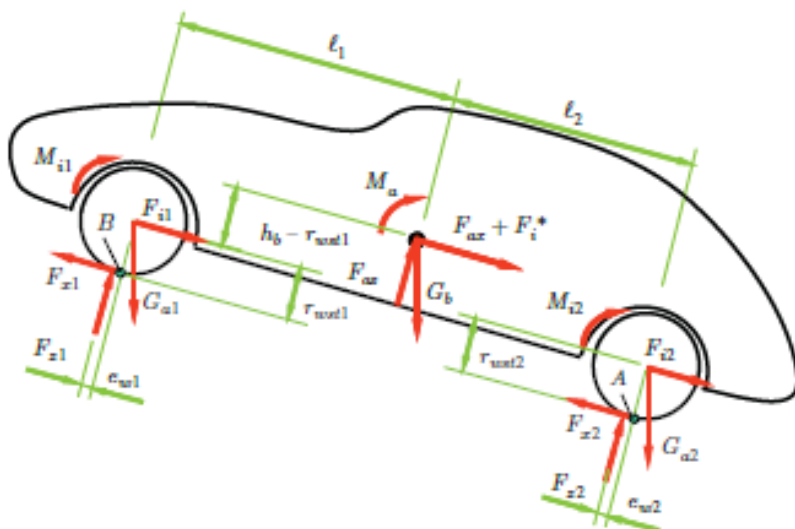
1 Біз 5.1 - суретте толық жетекті автокөлікті болжаймыз; жүктемені артқы осьтен алдыңғы оське беру және керісінше оське түсетін жүктемелерге басқа да әсер ету сияқты елемейді.

Жеңіл автокөлік динамикасы, Бірінші басылым. Мартин Мейверк.

© 2015 John Wiley & Sons, Ltd. 2015 жылы John Wiley & Sons, Ltd компаниясымен жарияланды.

Компанияның веб-сайты: www.wiley.com/go/meywerk/vehicle

$$0 = F_{z1} + F_{z2} - (G_{a1} + G_{a2}) \cos \alpha + F_{ax} - G_b \cos \alpha . \quad (6.2)$$



6.1-сурет. Еркін дененің күштік сызбасы

X-бағыттағы күштер үшін тепе-тең жағдайлар (күш $F_i^* = m_b \ddot{x}_v$ - Даламбердің инерциялық күші, дененің үдеуіне қарсылық емес (3.8):

$$F_i^* + F_{i1} + F_{i2} = F_{x1} + F_{x2} - (G_{a1} + G_{a2} + G_b) \sin \alpha - F_{ax} . \quad (6.3)$$

Артқы шиналардағы А нүктесіне қатысты сәттер жиынтығы (6.1-суретті қараңыз) ($\ell = \ell_1 + \ell_2$) тең

$$\begin{aligned} 0 = & F_{z1}(e_w + \ell) + F_{z2}e_w \\ & + (F_{i1} + F_{i2})r_{wst} + (G_{a1} + G_{a2})r_{wst} \sin \alpha \\ & - G_{a1}\ell \cos \alpha + M_{i1} + M_{i2} - G_b\ell_2 \cos \alpha \\ & + (F_{ax} + F_i^*)h_b + F_{ax}\ell_2 + M_a + G_bh_b \sin \alpha + M_{ie} . \end{aligned} \quad (6.4)$$

$\ddot{x}_v$ үдеудің және $\ddot{\varphi}_{a1}$ және $\ddot{\varphi}_{a2}$ бұрыштық үдеуі арқылы инерциялық күштер қайта жазылады, мұнда біз салмақ параметр ретінде емес, ауырлық күшін жылдамдатуға бөлінген салмақты таңдап аламыз. Жалпы нәтиженің көрінісі келесі түрде –

$$\begin{aligned} F_{z1}\ell = & (G_{a1}\ell + G_b\ell_2) \cos \alpha - ((G_{a1} + G_{a2})r_{wst} + G_bh_b) \sin \alpha \\ & - F_{ax}h_b - F_{ax}\ell_2 - M_a - ((G_{a1} + G_{a2})r_{wst} + G_bh_b) \frac{\ddot{x}_v}{g} \\ & - (J_{a1}\ddot{\varphi}_{a1} + J_{a2}\ddot{\varphi}_{a2}) - M_{ie} \\ & - F_r r_{wst} . \end{aligned} \quad (6.5)$$

Мұнда дөңгелектерге арналған айналмалы инерциялық компоненттер тиісті $J_{a1}\ddot{\varphi}_{a1}$ және $J_{a2}\ddot{\varphi}_{a2}$ өрнектермен ауыстырылды.

Егер біз Б нүктесіне қатысты сәттер жиынтығын қалыптастыратын болсақ (6.1 сурет), онда біз артқы оське жүктеме аламыз:

$$\begin{aligned}
F_{z2}\ell = & (G_{a2}\ell + G_b\ell_1) \cos \alpha + ((G_{a1} + G_{a2})r_{wst} + G_b h_b) \sin \alpha \\
& + F_{ax} h_b - F_{az}\ell_1 + M_a + M_{ie} \\
& + ((G_{a1} + G_{a2})r_{wst} + G_b h_b) \frac{\ddot{x}_v}{g} + (J_{a1}\ddot{\varphi}_{a1} + J_{a2}\ddot{\varphi}_{a2}) \\
& + F_r r_{wst} .
\end{aligned} \tag{6.6}$$

Кейбір қосылыстарды төрт топқа бөлуге болады, онда біз толық $F_r r_{wst}$ аз қарсыласуды ескермейміз.

1. **Статикалық бөліктері:** Статистикалық бөліктердің негізгі бөлігі шанақтың салмағына, G_b , негізделген.

$\alpha = 0$ кезінде толық салмақты бөлу $G = G_b + G_{a1} + G_{a2}$ масс орталығының жағдайына байланысты келеді. Алдыңғы оське жүктеме салу үшін, F_{z1} , $\alpha = 0$ кезінде

$$F_{z1 \text{ stat}} = G_{a1} + \frac{\ell_2}{\ell} G_b , \tag{6.7}$$

және артқы оське жүктеме үшін, F_{z2} аламыз,

$$F_{z2 \text{ stat}} = G_{a2} + \frac{\ell_1}{\ell} G_b . \tag{6.8}$$

Автокөлік $\alpha_g > 0$ көлбеу жолда болған кезде, алдыңғы оське жүктеме азаяды, ал артқы оське жүктеме артады. Бұдан әрі F_{z1} алдыңғы осіне түсетін жүктеме нөлге тең болмауы үшін α_g бұрышы қаншалықты үлкен болуы тиіс деп бағалаймыз. Осыған байланысты, біз G_{a1} және G_{a2} осьтерінің салмағын ескермейміз де бұдан

$$0 = G_b \ell_2 \cos \alpha_g - G_b h_b \sin \alpha_g . \tag{6.9}$$

шекті бұрыштың тангенсін аламыз:

$$\tan \alpha_g = \frac{\ell_2}{h_b} . \tag{6.10}$$

Бұл шекті жағдайда салмақ күшінің бағыты, G_b , А нүктесі арқылы тікелей өтеді. Іс жүзінде бұл шекті жағдайдың маңызы жоқ екені байқалады, себебі жалпы жағдайда $\alpha > 45^\circ$ болатын $L_2 > h_b$ қолданылады. Алайда, алдыңғы оське жүктеменің төмендеуі, біз алдыңғы дөңгелектердегі тартқыш күштерге қараған кезде рөл атқара бастайды. Егер алдыңғы дөңгелектер қозғалысқа келтірілсе, алдыңғы оське жүктемені азайту берілетін тангенциалды күштердің азаюына әкеледі. Артқы осьпен берілетін тангенциалды күш неғұрлым жоғары тік бағытталған күштерге байланысты артады.

2. **Ауа қысымынан түсетін күш:** Жалпы аэродинамикалық көтергіш күштер, F_{az} , және аэродинамикалық айналу сәті, M_a , тиісінше алдыңғы және артқы оське әрекет ететін екі күшпен F_{az1} және F_{az2} , берілуі мүмкін. Оське жүктемелер осы күштерге байланысты келесі түрде жазылады:

$$F_{z1 \text{ aero}} = -F_{ax} \frac{h_{pp}}{\ell} - F_{az1} , \tag{6.11}$$

$$F_{z2 \text{ aero}} = F_{ax} \frac{h_{pp}}{\ell} - F_{az2} . \tag{6.12}$$

Мұнда $h_{pp} - S_{pp}$ қысым орталығы мен жол арасындағы қашықтық.

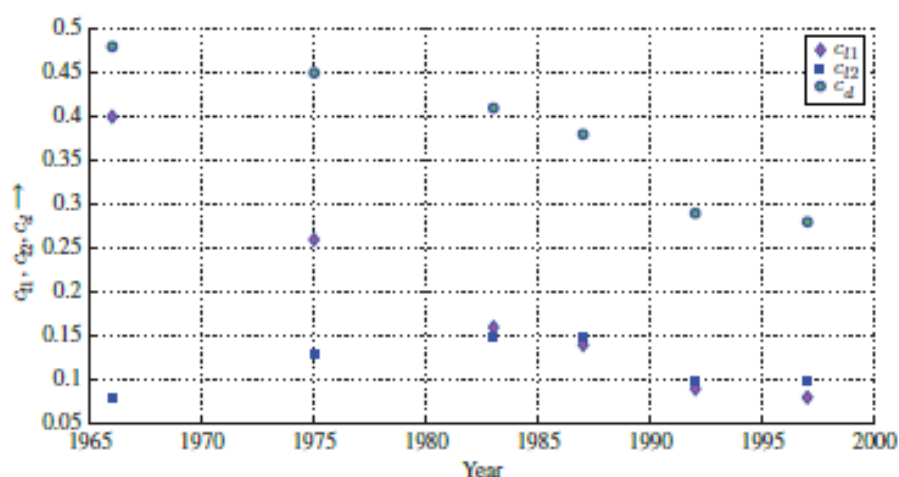
F_{az1} және F_{az2} көтергіш күштерді c_{l1} және c_{l2} көтеру күші коэффициенттерін пайдалана отырып, аэродинамикалық кедергі күштеріне ұқсас есептеуге болады:

$$F_{az1} = c_{l1} \frac{\rho}{2} A v_v^2, \quad (6.13)$$

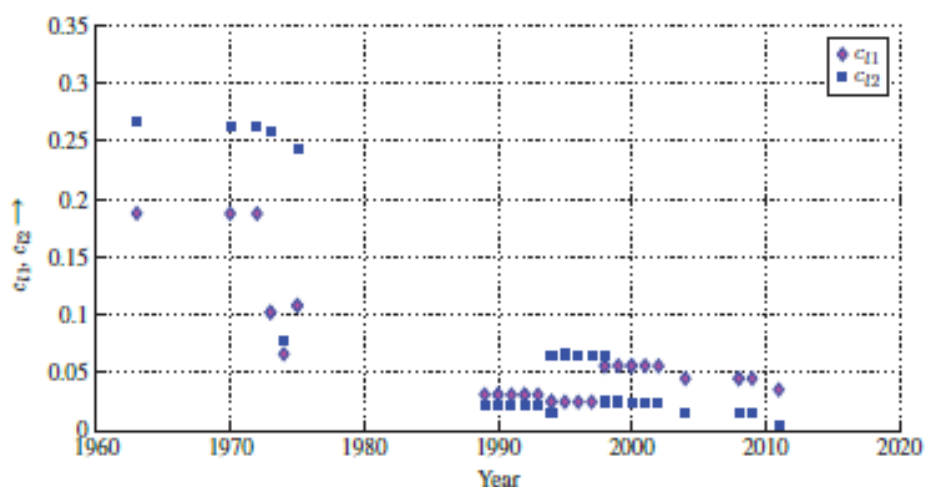
$$F_{az2} = c_{l2} \frac{\rho}{2} A v_v^2. \quad (6.14)$$

көтеру күшінің коэффициенттері үшін келтірілген үлгілік мәндер BMW 3- сериялы 6.2-сурет және Porsche 911 үшін 6.3-сурет даму тарихына негізделген.

Артқы осьте көтеру күшінің үлкен коэффициенті жүргізу мәнеріне тұрақсыздандыратын әсер етеді. Аэродинамикалық кедергі күштері алдыңғы оське жүктемені азайтады және артқы оське жүктемені арттырады, ал аэродинамикалық көтергіш күш әдеттегі жеңіл автокөліктердегі



6.2-сурет. BMW 3 сериялы көтеру күші коэффициенттері (Браес деректері, 1998 ж.)



6.3-сурет. Porsche 911 көтеру күші коэффициенттері (Харпер және қосалқы авторлар деректері, 2013 ж.)

екі оське жүктемені азайтады (алайда, бұл жарыс автокөліктеріне қатысты емес, мысалы).

3. **Динамикалық бөліктері:** біз динамикалық компоненттерді жинақтаймыз және келесі формуланы аламыз

$$Gh_{cm} = (G_{a1} + G_{a2})r_{wst} + G_b h_b, \quad (6.15)$$

мұнда G – барлық көлік құралының жалпы салмағы, ал h_{cm} – көлік құралының жүру бөлігінен барлық салмақ орталығының қашықтығы. Сырғуды анықтау үшін $R_{w0} = r_{wst}$ орнатып, елеусіз сырғанаумен, аламыз

$$\begin{aligned} & ((G_{a1} + G_{a2})r_{wst} + G_b h_b) \frac{\ddot{x}_v}{g} \\ & + (J_{a1}\ddot{\varphi}_{a1} + J_{a2}\ddot{\varphi}_{a2}) = \left(\frac{Gh_{cm}}{g} + \frac{J_{a1}}{r_{wst}} + \frac{J_{a2}}{r_{wst}} \right) \ddot{x}_v \\ & = G(h_{cm} + (\lambda^* - 1)r_{wst}) \frac{\ddot{x}_v}{g}, \quad (6.16) \end{aligned}$$

мұнда

$$\lambda^* = 1 + \frac{1}{mr_{wst}^2} (J_{a1} + J_{a2}). \quad (6.17)$$

Алайда, бұл ара қатынас көлік құралының бойлық бағытында айналу осі бар қозғалтқыш үшін өте жарамды. Егер осы айналу осі бұйырлық бағытта болса, ол кеңейтілуі тиіс. Қозғалтқыштың айналу бағыты дөңгелектердің айналу бағытына тең деп болжай отырып, біз келесіні аламыз

$$\lambda^* = 1 + \frac{1}{mr_{wst}^2} (J_{a1} + J_{a2} + i_d^2 i_g^2 J_e). \quad (6.18)$$

Егер қозғалтқыш қарама-қарсы бағытта айналса, соңғы құрамдас белгі теріс болуы керек.

Үдету кезінде инерциялық күштер алдыңғы оське тік бағытталған күштерді азайтады және оларды артқы оське ұлғайтады, ал тежеу кезінде қарама-қарсы әсер ету пайда болады. Бұл алдыңғы жетегі бар автокөліктерде ең жоғары тарту күші үдеуді арттырумен азаятынын білдіреді, өйткені тарту күші ілінісу коэффициентімен μ_a шектеледі.

Жалпы, динамикалық жүктеме бөлігі үшін оське келесілер әділ болады:

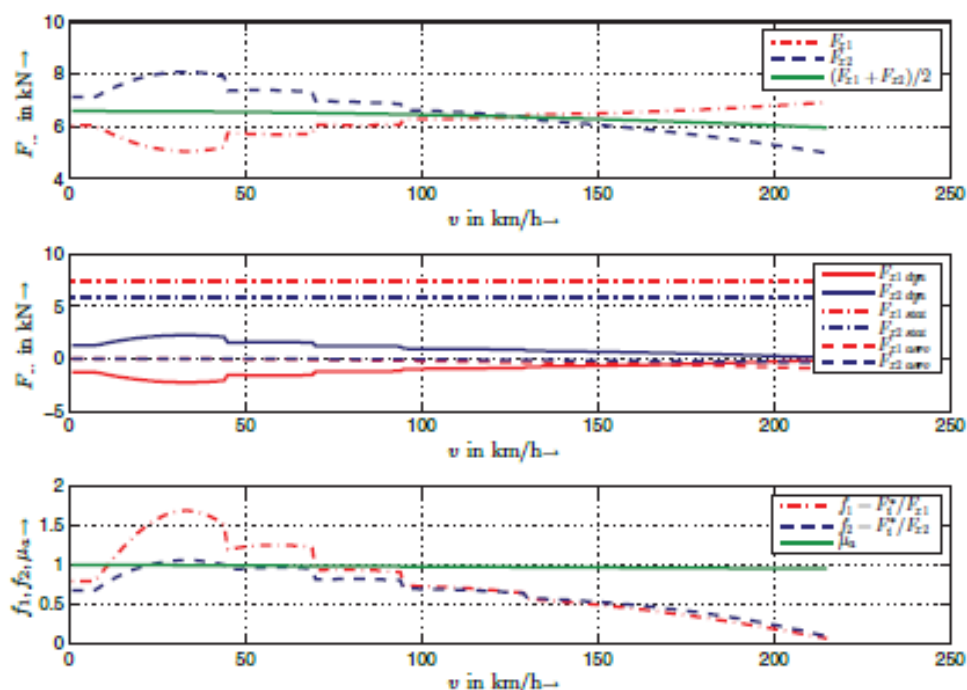
$$F_{z1 \text{ dyn}} = -G(h_{cm} + (\lambda^* - 1)r_{wst}) \frac{\ddot{x}_v}{g}, \quad (6.19)$$

$$F_{z2 \text{ dyn}} = G(h_{cm} + (\lambda^* - 1)r_{wst}) \frac{\ddot{x}_v}{g}. \quad (6.20)$$

Тербелуге қарсы күштерден басқа, көлік құралы еңіспен қозғалған кезде, жылдамдықты үдету кезінде және ауа қысымынан күштің арқасында алдыңғы оське түсетін жүктеме азаятынын атап өтуге болады. 6.4-суретте (орташа диаграмма) оське жүктемелердің үш негізгі компоненті бейнеленген: статикалық, аэродинамикалық және динамикалық компоненттер. Динамикалық компоненттерді есептеу үшін біз көлік құралы барынша жылдамдайды, яғни көлік құралы қозғалтқыштың қабылдағыштығымен тездетеді деп болжаймыз.

Көлік құралының ең жоғары үдеуі тек қана қуатпен ғана емес, сонымен қатар ілінісу коэффициентімен де μ_a , біліктің білігіне түсетін жүктемемен де анықталады. Жылдамдату кезінде оське жүктемелер өзгертіндіктен, қозғалтқыштың қолайлылық шегі кезінде теориялық тұрғыдан қол жеткізілуі мүмкін әрбір жеделдету көлік құралына ауыстырылады.

6.4-суреттегі жоғарғы кесте оське түсетін динамикалық жүктемелерді көрсетеді. Біз алдыңғы және артқы осьтер үшін оське түсетін жүктемелер осы үдеудің төмендеуінен жылдамдықтың ұлғаюымен бір - бірімен қалай жақындайтынын көре аламыз.



6.4-сурет. Компоненты нагрузки на ось

Дөңгелекке түсетін жалпы жүктеме аэродинамикалық көтергіш күштер есебінен азаяды. Бұл мысалда бар қолданыстағы үдеуден пайда болатын күш, яғни бұл Д'Аламбердің инерциялық күші $F_i^* = m_b \ddot{x}_v$, бірінші және екінші берілісте ілінісу шегі теориялық қол жетімді үлкен жылдамдыққа тыйым салынатынын көрсетеді. Бұл бойлық күш коэффициентін $f_1 = F_y^*/F_{z1}$ ілінісу шегімен μ_a салыстыру кезінде анық көрінеді. Үшінші берілісте бойлық күш коэффициенті $f_1 = F_y^*/F_{z1}$ алдыңғы білік осі үшін μ_a ілінісу шегіне жақын, сонда $f_2 = F_y^*/F_{z2}$ артқы білік үшін ілінісу шегінен айтарлықтай төмен болып келеді.

6.2. Тежеу процесі

Бұдан әрі біз тежелу процесін қарастыруға көшеміз. Ол мынадай әр түрлі уақыттық сегменттерге бөлінген.

Реакция уақыты: Кедергінің бірінші пайда болуынан бастап басқыға тежеу күшінің өсуі басталғанға дейінгі уақыт (табанның қысу күші, F_{foot}), бұл кезең реакция уақыты деп аталады, t_r . Бұл фаза қабылдауды (жолда жатқан бір нәрсе), тануды (бұл бала.) және шешім қабылдау уақыты (оңға бұрудан гөрі тежелген жақсы.), сондай-ақ аяқты газ басқысынан тежегіш басқысына ауыстыру үшін қажетті уақытты енгізеді. 6.5-суретте осы фазаның ұзындығы $t_r = 0,9$ секундқа тең болады.

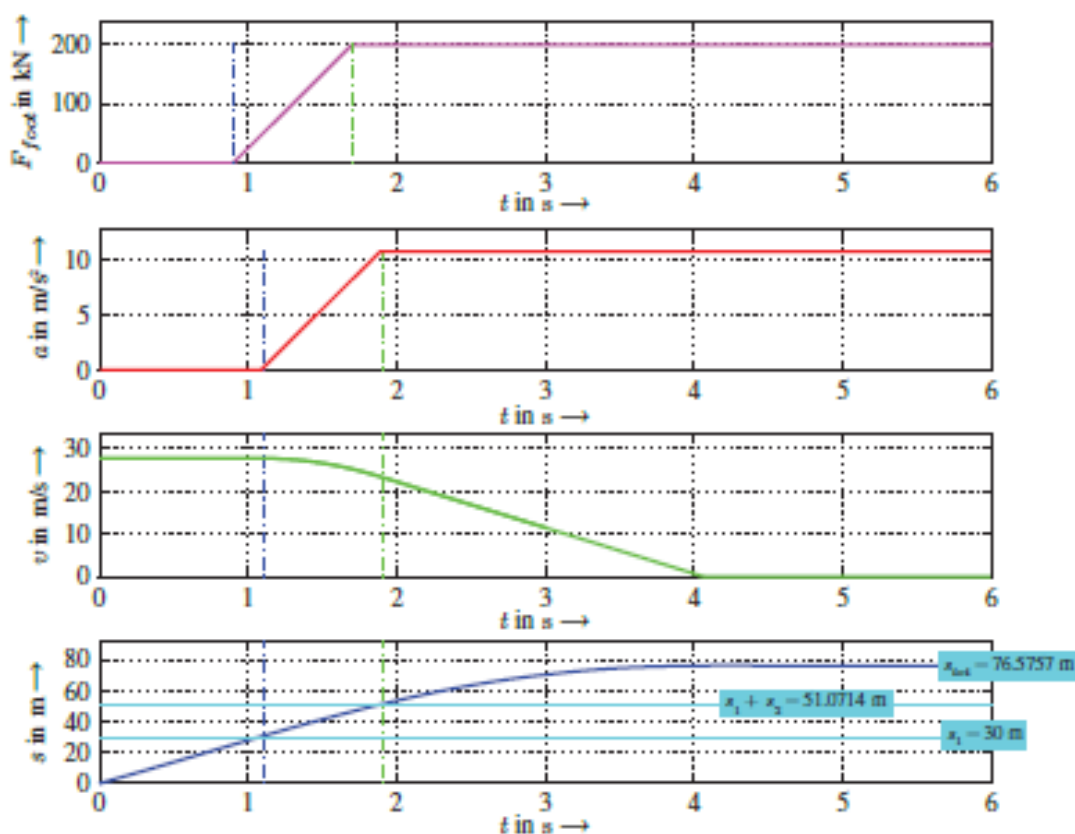
Басқыға қысу күшін салу уақыты: уақыт өткен соң t_r табанның қысу күші, F_{foot} , арта түседі. Ең жоғары тежеу күшін жасау уақыты қысым күшін арттыру уақыты деп аталады, t_b . 6.5 –суретте бұл фазаның ұзындығы $t_b = 0,8$ секундқа тең болады.

Алайда көлік құралының баяулауы $t_r + t_t$ уақыт өткеннен кейін (t_t : беріліс уақыты) басталады.

Беріліс уақыты: беріліс уақыты, t_b – бұл қосылыстар мен мойынтіректердегі рұқсаттарды жеңуге тиісті уақыт. 6.5-суретте осы фазаның ұзындығы $t_t = 0,2$ секундқа тең болады.

Максималды қысымға дейін өсу уақыты: тежелу басталғаннан бастап максималды тежелуге дейін өткен уақыт максималды қысымға дейін өсу уақыты деп аталады, t_b , немесе қысу күштің өсу уақыты. Ол t_b қарағанда көп. 6.5 –суретте фазаның ұзындығы $t_b = 0,8$ секундқа тең болады.

6.1 - ескертпе. Типтік мәндер $t_r + t_t$ жүргізушінің алдында кедергілер пайда болған кезде 0,6 секундты құрайды, және жүргізушіге кедергілерді анықтау үшін басын бұру керек болған кезде 0,9 секундты құрайды. Көлік құралы толығымен тоқтағанша өтетін уақыт тежелудің жалпы уақыты деп аталады, t_s . Тежелудің жалпы жолы, S_{tot} , үш бөліктен тұрады, нақты айтатын болсақ: жүргізуші реакциясы кезінде автокөлікпен өтетін қашықтық (немесе жүргізуші реакциясы кезінде автокөлік өткізетін қашықтық), s_1 , тежегіштің жұмыс істеу қашықтығы, s_2 , және физикалық тежеу жолы, s_3 (6.5-суретті қараңыз, төмендегі сызба).



6.5-сурет. Тежелу процесі кезінде аяқты күшейткіш, жылдамдату, жылдамдық және қашықтық.

6.2- ескертпе. Заманауи тежеу жүйелерінде осы уақытша кесінділердің кейбірі белгілі бір дәрежеде қысқартылуы мүмкін, мысалы, педальға күштің өсу уақыты, t_b , немесе беріліс уақыты, t_t . Шұғыл тежеу жүйесі жүргізушінің толық тежеуді қалауын болжауға қабілетті және демек тежегіш жолын азайтуы мүмкін. Бұл жүйелер газ басқысынан тежегіш басқысына табанның кенеттен орын ауыстыруын анықтайды және талап етілетін тежелуді есептейді, содан кейін басқыны басу күшіне қарамастан барынша тежелу қысымын жасайды. Бұдан басқа, жүргізуші реакциясы кезінде алдыңғы

әйнегі аспаптар панеліндегі ескерту сигналдары оң әсер етуі мүмкін. Нәтижесінде жұмыс қысымының жоғарылауы және жұмыс істеу ұзақтығы қысқарады.

Бұдан әрі біз тежелудің жалпы жолы үшін теңдеуді шығарамыз, S_{tot} .

Уақытша интервалда баяулау $t_r + t_t$ нөлге тең, сондықтан жылдамдық тұрақты. Біз бірден қашықтықты аламыз s_1 (мұнда v_i - бастапқы жылдамдық):

$$s_1 = v_i(t_r + t_t) . \quad (6.21)$$

Біз ең жоғары мәнге дейін баяулау үшін сызықтық тәуелділікті болжаймыз $\ddot{x}_f$, қысу күштің өсу уақыты ішінде t_b :

$$\ddot{x} = \frac{\ddot{x}_f}{t_b} t . \quad (6.22)$$

Осыдан біз қысу күштің өсу кезеңі ішіндегі жылдамдықты аламыз

$$\begin{aligned} v(t) &= v_i + \int_0^t \frac{\ddot{x}_f}{t_b} t \, dt \\ &= v_i + \frac{\ddot{x}_f}{2t_b} t^2 . \end{aligned} \quad (6.23)$$

Одан әрі интеграциялау қашықтық береді

$$\begin{aligned} s_2 &= \int_0^{t_b} v(t) \, dt \\ &= v_i t_b + \frac{\ddot{x}_f}{6} t_b^2 . \end{aligned} \quad (6.24)$$

Әрі қарай теріс мәнге назар аударыңыз $\ddot{x}_f$. Қазіргі уақытта біз көлік құралы қысу күшінің артуы кезеңінде тоқтамайды деп болжаймыз (әйтпесе, теңдеуді өзгерту керек, өйткені жоғарғы интегралдау шегі аз t_b). Бұл болжам қысу күшінің көтеру кезеңінің соңында жылдамдық нөлден артық екенін білдіреді. (6.23) теңдеуінен келесіні аламыз

$$0 < v_i + \frac{\ddot{x}_f}{2} t_b . \quad (6.25)$$

Бұл теңдеуді бөлу арқылы $\ddot{x}_f < 0$, келесіні аламыз

$$0 > \frac{v_i}{\ddot{x}_f} + \frac{t_b}{2} . \quad (6.26)$$

Толық тежеу уақыты ішінде жылдамдық пен уақыттың тәуелділігі өрнегімен анықталады.

$$\begin{aligned} v &= v_2 + \ddot{x}_f \int_0^t dt \\ &= v_2 + \ddot{x}_f t . \end{aligned} \quad (6.27)$$

Мұнда v_2 - толық тежеу фазасының басындағы жылдамдық:

$$v_2 = v_i + \frac{\ddot{x}_f}{2} t_b . \quad (6.28)$$

Оларды бірге жинап, біз нөлге тең болуы тиіс толық тежеу фазасынан кейін жылдамдықты аламыз:

$$\begin{aligned} v &= v_i + \frac{\ddot{x}_f}{2} t_b + \ddot{x}_f t_f \\ &= 0 . \end{aligned} \quad (6.29)$$

Теңдеудің шешімі (6.29) t_f уақыт үшін мынаны береді

$$t_f = -\frac{v_i}{\ddot{x}_f} - \frac{t_b}{2}. \quad (6.30)$$

(6.26) шарты орындалғандықтан, уақыт оң болады: $t_f > 0$. Қашықтық s_3 тең

$$\begin{aligned} s_3 &= \int_0^{t_f} v \, dt \\ &= \int_0^{t_f} (v_2 + \ddot{x}_f t) \, dt \\ &= v_2 t_f + \frac{\ddot{x}_f t_f^2}{2} \\ &= -\frac{v_i^2}{2\ddot{x}_f} - \frac{v_i t_b}{2} - \frac{\ddot{x}_f t_b^2}{8}. \end{aligned} \quad (6.31)$$

Тежеудің жалпы жолы (немесе тежегіш жолы), S_{tot} , теңдеу (6.21), (6.24) және (6.31) жиынтығымен анықталады,

$$\begin{aligned} s_{tot} &= s_1 + s_2 + s_3 \\ &= v_i \left(t_r + t_t + \frac{t_b}{2} \right) - \frac{v_i^2}{2\ddot{x}_f} + \frac{\ddot{x}_f t_b^2}{24}. \end{aligned} \quad (6.32)$$

Бұл теңдеу тежегіш жолына әсер ететін факторларды көрсетеді. Көлік құралдарындағы кейбір жүйелер азайту мақсатында әзірленеді S_{tot} . Олардың кейбірін 6.6-суреттен көруге болады.

- Реакция уақытын қысқарту үшін жүйелер жүргізушінің қабылдауын, тануын және шешім қабылдауын жақсартуға көмектесе алады. Кейбір мұндай жүйелер 6.6-суретте көрсетілген:

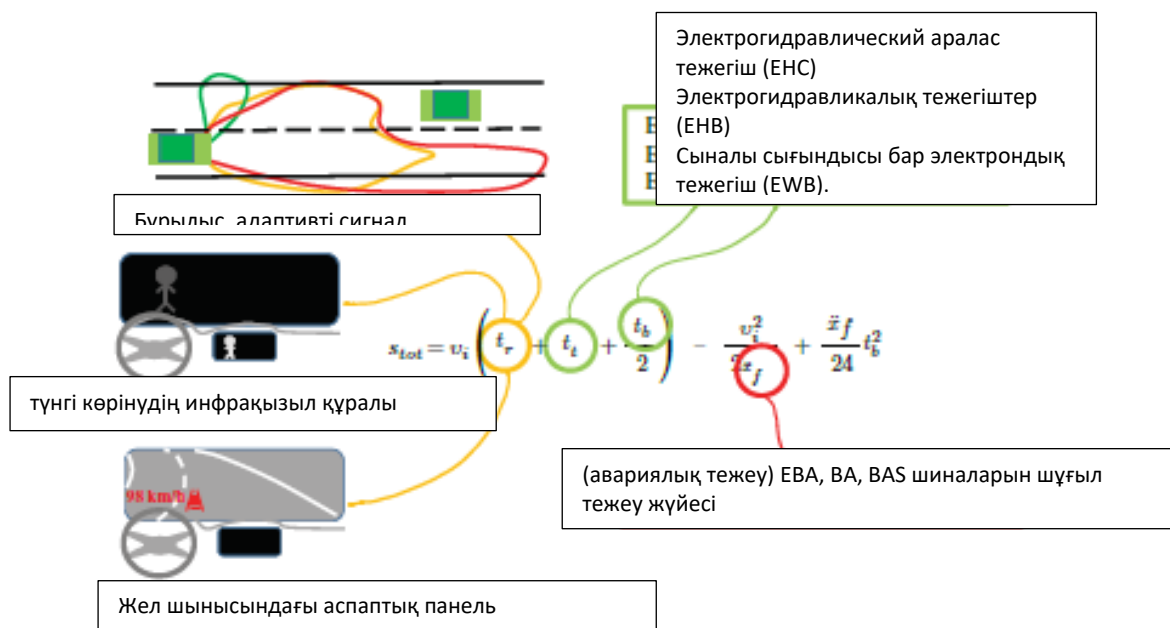
мысалы, инфрақызыл сәулеленумен сигнал беру жүйелері немесе виражды шамдар жүргізушіге кедергілерді бұрын тануға көмектеседі. Жел шынысындағы аспаптар панельдері жүргізушінің назарын белгілі бір, сыни жағдайларға бағыттай алады және, демек, қабылдау, тану немесе тіпті шешім қабылдау үшін уақытты қысқартады.

- Толық қысу күшін беру және жасау уақыты Daimler ұсынған электрогидравликалық тежегіш (ЕНВ) немесе Siemens VDO анонсирленген (бірақ тәжірибеде әлі іске асырылмаған) сыналы қысқыш электрондық тежегіш сияқты электр жүйелерінің көмегімен қысқартылуы мүмкін. Электрондық жүйелер бір жағынан жоғарыда аталған уақытты қысқартуы мүмкін, ал екінші жағынан оларды жүргізушінің тежегіш сигналын күшейту үшін пайдалануға болады. Соңғы функционалдық шұғыл тежеу жүйесі болып табылады.

- Жүйенің соңғы тобында максималды баяулауға әсер етуі мүмкін, $\ddot{x}_f$. Жедел тежеу жүйелерінде жүргізушінің аяғын газ педальінен тежегіш басқысына кенеттен ауыстыру жағдай шұғыл тежеуді талап ететін индикатор ретінде қарастырылады. Бұл жағдайда апаттық тежеу жүйесі жүргізушінің араласуын күшейтеді және тежегішке қарсы тежеу жүйесі (ABS) тежегіш цилиндрлеріндегі қысымды шектегенге дейін тежегіш қысымын максимумға дейін арттырады. Бұл жүйелердің енгізілген себебі жеткілікті тәжірибесі жоқ жүргізушілер тежегіш жүйелерінің мүмкіндіктерін толық пайдаланбайды (ABS қосылуын қоса алғанда). Демек, тежегіш қабілетінің едәуір бөлігі пайдаланылмайды. Бұл жағдайда шұғыл тежеу жүйесі тежегіш жолын азайтуға көмектеседі.

Баяулату қабілетін арттырудың екінші құралы ілінісу коэффициентін жақсарту болып табылады. Бұл шина сипаттамаларын жақсарту арқылы қол жеткізуге болады. Егер біз 2.11

және 2.12 суреттерінде шиналардың бәсеңдеуінің орташа мүмкіндіктерін қарастырсақ, әлбетте, шамамен 10% -ға жуық айырмашылықтар бар.



6.6-сурет. Тежеудің жалпы жолына әсер ететін факторлар

6.3 Тежеу дәрежесі

Көлік құралының бәсеңдеуін қарастыра отырып, біз алдымен 6.1-суретін ақрастырамыз. Көлік құралы қандай да бір көлбеу жоқ жолда болғанда, тербеліске, ауа кедергісіне және айналу инерциясына елемей, біз көлік құралының бойлық бағытында тепе-тең күш аламыз:

$$F_{x1} + F_{x2} = m_{tot} \ddot{x}_v. \quad (6.33)$$

6.3-ескерту. Айналу инерциясымен елемей қандай да бір елеулі қателіктерді тудырмайды, өйткені тежегіш күшінің едәуір бөлігі ілінісу муфтасы қосылмаған кезде үдемелі инерцияны баяулату үшін талап етіледі. Ауа қысымының күші тежеу процесін қолдайды. Тежелу күштерімен салыстырғанда олар аз болғандықтан, тербелуге қарсылық жоқ.

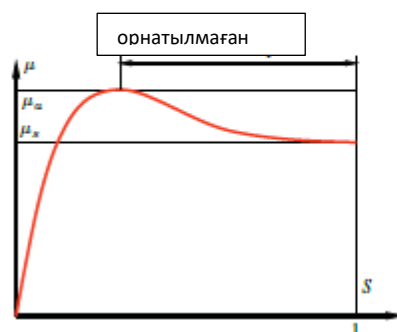
Бойлық күштер, F_{xi} , және үдеу, $a = \ddot{x}_v$, тежелу кезінде теріс болады. Теріс белгілерді болдырмау үшін оң тежегіш күштер $B_1 = -F_{x1}$, $B_2 = -F_{x2}$ және оң баяулау немесе тежелу коэффициенті $Z = -a/g$ беріледі. Осыдан біз ($G = m_{tot}g$) аламыз:

$$B_1 + B_2 = GZ. \quad (6.34)$$

Бөлу нәтижелері B_1/F_{z1} и B_2/F_{z2} бойлық күш коэффициентін, μ (6.7-суреттегі диаграмманы қараңыз) береді.

Максималды тангенциалды күш ілінісу коэффициенті үшін жетеді, μ_a . Егер коэффициенттер B_1/F_{z1} және B_2/F_{z2} бір уақытта μ_a айналған кезде, көлік құралының тежеуінің ең жоғарғы коэффициенті Z_{max} ($G = F_{z1} + F_{z2}$) келесі формуладан алынуы мүмкін

$$\begin{aligned} \mu_a \underbrace{(F_{z1} + F_{z2})}_{=G} &= B_1 + B_2 \\ &= GZ_{\max} . \end{aligned} \quad (6.35)$$



6.7-сурет. Шинаның бойлық күшінің коэффициенті, μ , s сырғанау функциясы сияқты.

Демек, тежеудің ең жоғарғы коэффициенті:

$$Z_{\max} = \mu_a . \quad (6.36)$$

Тежеудің ең жоғарғы коэффициенті $Z_{\max}$ ілінісу коэффициентінің мәніне тең, μ_a . Көп жағдайларда бұл одан әрі көретініміз сияқты осы мәннен төмен болады. Тежегіш күші қатынасын алу үшін, B_j , дөңгелекке түсетін жүктемеге F_{zj} ($j = 1$ немесе $j = 2$), бойлық күш коэффициентіне қараймыз, оны біз f_1 және f_2 түрінде қарастырамыз:

$$\frac{B_1}{F_{z1}} = f_1 \leq \mu_a , \quad (6.37)$$

$$\frac{B_2}{F_{z2}} = f_2 \leq \mu_a . \quad (6.38)$$

Тежеудің талап етілетін ең жоғары коэффициенті, $Z_{\max}$, және егер алдыңғы осьте де, артқы осьте де дөңгелектер бұғатталмаса, демек, тежеудің ең қысқа жолы қол жеткізілуі мүмкін (зекеуі де бір уақытта жеткен жағдайды қоспағанда μ_a). Бұл бойлық күштің коэффициенттері f_1 және f_2 алдыңғы және артқы осьтерде тиісінше тең болуы тиіс болатын жағдайға әкеледі, ал тежеудің ең жоғары коэффициенті жағдайында $Z_{\max}$, μ_a тең болады:

$$f_1 = f_2 (= \mu_a \text{ for } Z_{\max}) \quad (6.39)$$

$$\Rightarrow \frac{B_1}{F_{z1}} = \frac{B_2}{F_{z2}} \quad (6.40)$$

$$\Rightarrow \frac{B_1}{B_2} = \frac{F_{z1}}{F_{z2}} . \quad (6.41)$$

Бұл тежеу күштерінің арақатынасы тежеу күштерін мінсіз бөлу деп аталады. Тежеуіш күшінің ара қатынасы айрықша маңызды, себебі автокөлікте әдетте бір тежегіш басқысы ғана қол жетімді, бірақ тежегіш күшін мінсіз тарату үшін алдыңғы және артқы осьтер үшін жеке тежегіш күштері қажет. Талап етілетін тежегіш күші алдыңғы және артқы осьтердегі тежегіш жүйесінің тиісті тарату жолдарына (әдетте бұл гидравликалық жүйе) басқының көмегімен беріледі. Мұнда, бір жағынан, алдыңғы және артқы осьтер арасындағы бөлу жақсы тежегіш сипаттамаларына қол жеткізу үшін және екінші жағынан, дөңгелектер бұғаттауды болдырмау үшін шешуші мәнге ие болып келеді. Егер алдыңғы оське тым үлкен тежеуіш күші әрекет етсе және дөңгелектер сырғып кетсе, бұл бүйірлік күштердің көп берілуі мүмкін емес және көлік құралының көп басқарылуы мүмкін емес дегенді білдіреді; сондықтан ол түзу сызық бойынша қозғалады. Артқы дөңгелектерді бұғаттау бүйірлік күштерді жоғалтуға әкеледі, бұл тұрақсыздыққа әкеледі: шағын бүйірлік ашуланған кезде автокөлік бойлық бағытта бұрылады. Тежеу күшін мінсіз бөлу кезінде осьтің уақытынан бұрын бұғатталуы жоқ (немесе барлық төрт дөңгелек бір мезгілде бұғатталады), сондықтан барынша баяулауға қол жеткізіледі.

Аяқ жетегінің гидравликалық трансмиссиясы салдарынан бөлуге әсер ету мүмкіндігі аз.

Гидравликалық қысым артқы және алдыңғы тежегіштер үшін тұрақты арақатынасқа бөлуге болады немесе жүйеде артқы осьті басқару үшін тежегіш қысымының одан әрі жоғарылауын болдырмайтын қысым шектегіші болуы мүмкін. Тежеу күшін мінсіз бөлуде тежеу күштерінің қатынасы, B_1/B_2 , дөңгелекке жүктемелердің қатынасы баяулауға байланысты болғандықтан тұрақсыз болып келеді. Енді біз тежеуіштің мінсіз таралуын шығарамыз; бұл үшін біз тек дөңгелекті жүктеме үшін жеңілдетілген теңдеулерді пайдаланамыз. 6.8-суреттен келесіні аламыз (мұнда біз cm индексін төмен түсіреміз, 6.8-суретте және одан әрі, осылайша, $h_{cm} = h$ аламыз)

$$\begin{aligned} F_{z1} &= \frac{\ell_2 G}{\ell} + \frac{GZh}{\ell} \\ &= \frac{G}{\ell}(\ell_2 + Zh), \end{aligned} \quad (6.42)$$

$$\begin{aligned} F_{z2} &= \frac{\ell_1 G}{\ell} - \frac{GZh}{\ell} \\ &= \frac{G}{\ell}(\ell_1 - Zh). \end{aligned} \quad (6.43)$$

Бұл тежеу күштерінің келесі қатынасына әкеледі:

$$\frac{B_1}{B_2} = \frac{\ell_2 + Zh}{\ell_1 - Zh}. \quad (6.44)$$

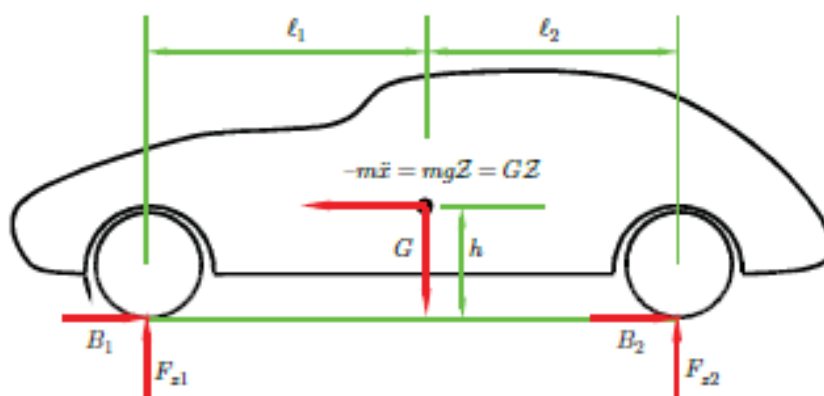
Сонымен қатар

$$B_1 + B_2 = GZ \quad (6.45)$$

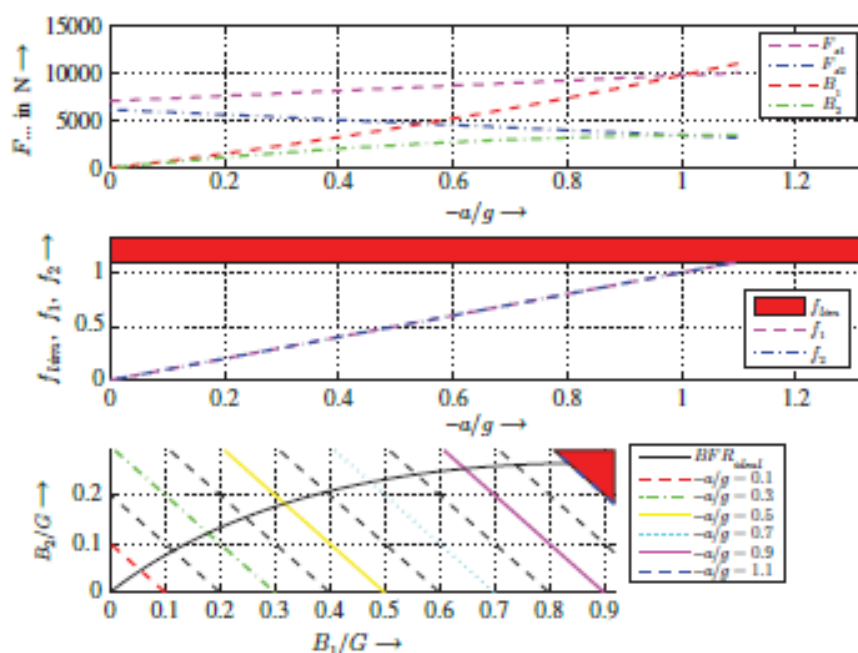
екі айнымалы үшін шешілуі мүмкін (6.44) және (6.45) екі теңдеуі бізде бар,

$$B_1 = \frac{\ell_2 + Zh}{\ell} GZ, \quad (6.46)$$

$$B_2 = \frac{\ell_1 - Zh}{\ell} GZ. \quad (6.47)$$



6.8-сурет. Тежеу кезіндегі дөңгелекке динамикалық жүктеме



6.9-сурет. Тежеу күшін мінсіз бөлу

Бұл арақатынас тұрақты емес, оның баяулауға байланысты болып келетінін көреміз. 6.9 суреттің жоғарғы бөлігіндегі кестеде дөңгелекке түсетін жүктеме, F_{zi} , және мінсіз тежеу күші, B_i ($i = 1, 2$), тежеу коэффициентіне байланысты келтірілген, $Z = -a/g$. Алдыңғы осьте тежегіш күштің көлбеу бұрышының тұрақты өсуін және артқы осьте тежегіш күштің көлбеу бұрышының төмендеуі жақсы көрінеді. Неғұрлым күшті тежеу кезінде артқы осьтегі тежегіш күші дөңгелекке жүктемені динамикалық төмендетуден азаяды.

Орташа кесте тежелу коэффициентіне байланысты екі ось үшін f_1 және f_2 бойлық күш коэффициенттерінің кестесін білдіреді $Z = -a/g$.

Қосымша бойлық күштің максималды коэффициенті $f_{lim} = \mu_a = 1,1$ көрсетілген. Мұнда тамаша динамика анық көрінеді, өйткені ең жоғары тежеу коэффициенті, Z , бойлық күштің кез келген берілген коэффициенттері үшін қол жеткізіледі. Төмендегі кестеде B_1 / G және B_2 / G арақатынасының деректері көрсетілген. Бұл ұсыныс әдебиетте кең таралған. Қара сызық - тежегіш күшінің мінсіз қатынасына жатады.

Көлік құралында өткізу үшін тежегіш күштерінің тіркелген арақатынасы жоғарыда көрсетілген конструктивті шектеулерден шығарылады. Бұдан әрі біз тіркелген тежеу күшінің әртүрлі коэффициенттерін, сондай-ақ олардың артықшылықтары мен кемшіліктерін қарастырамыз.

Біріншіден, дөңгелектің статикалық жүктемелеріне негізделген конструкция бәсеңдеген кезде $Z = 0$ іске асырылуы мүмкін. Онда біз келесіні аламыз

$$\frac{B_1}{B_2} = \frac{F_{z1stat}}{F_{z2stat}}. \quad (6.48)$$

B_2 үшін (6.48) теңдеуін шеше отырып, оны $G = B_1 + B_2$ келтіре отырып, келесіні көреміз

$$B_1 = F_{z1stat} Z. \quad (6.49)$$

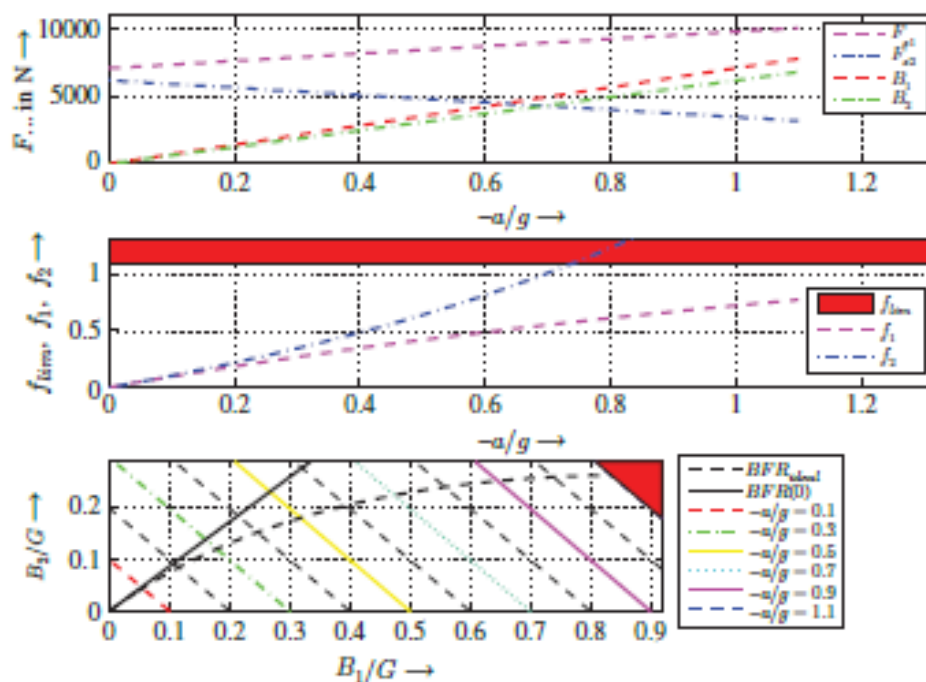
(6.48) теңдеуін пайдалана отырып, келесіні аламыз

$$B_2 = F_{z2stat} Z. \quad (6.50)$$

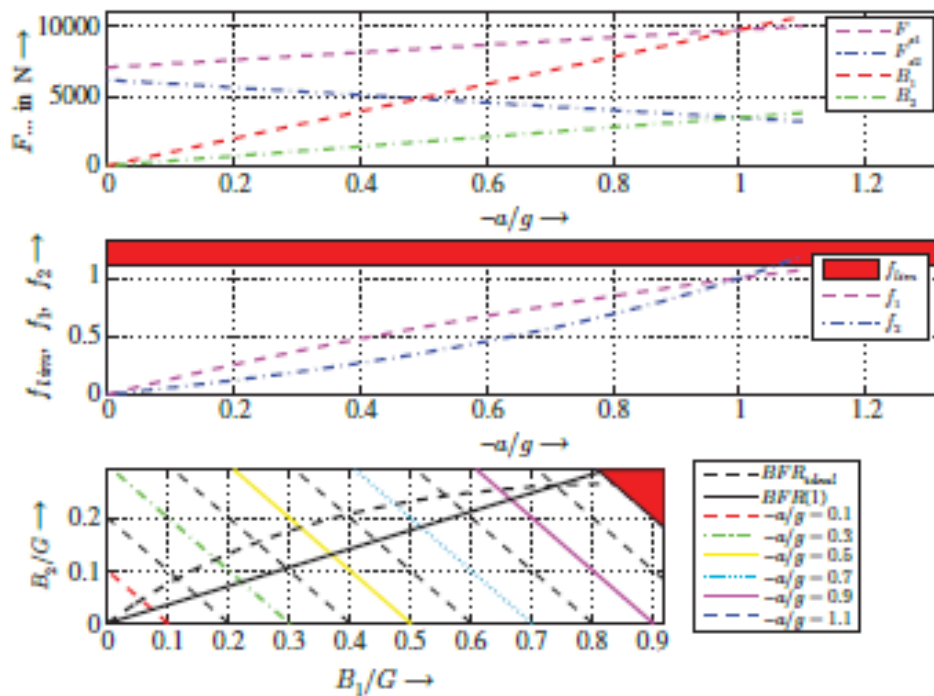
Тежегіш күштің мұндай бөлінуі кезінде артқы ось қатты жүктелген, Яғни артқы дөңгелектер уақытынан бұрын бұғатталады, бұл қол жетімді баяулауды шектейді. Бұл қатынас 6.10-суреттің

ортаңғы кестесінде жақсы көрінеді. Бойлық күш коэффициенті кезінде $f_2 = 1$ тек тежеу коэффициенті ғана жетуі мүмкін $Z \approx 0,7$. Екінші жағынан, алдыңғы ось өз әлеуетінен төмен болып келеді. Егер осьтің тежеу күші Z тежеу коэффициентіне байланысты тежеу күшінің диаграммасындағы ең жақсы мүмкін күшінен төмен болса, біз бұл осьті, егер ол мінсіз күштен жоғары болса, оны шамадан тыс жүктеу деп атаймыз. Демек, тежеу күшін таратудың статикалық конструкциясында алдыңғы осьі жұмыс істемеді, ал артқы осьі артық тиелді.

$\mu_a = 1.1 = f_{lim}$ үшін (мінсіз) баяулау $Z = 1.1$ қол жеткізіледі. Бұл жағдайда тек $Z \approx 0,7$ ғана қолжетімді. Сондықтан ол тежеудің үлкен әлеуетін пайдаланбайды. Әсіресе бұл конструкцияның нашар ерекшелігі - артқы осьті бұғаттау. Егер анықтама бойынша орындалуға тиіс, дөңгелектер уақытын бұрын бұғатталатын болса, онда бұл тек алдыңғы осьте орынлауы қажет. Бұл тек көлік құралын басқару мүмкіндігін жояды, бірақ көлік құралы тұрақты боп қала береді.



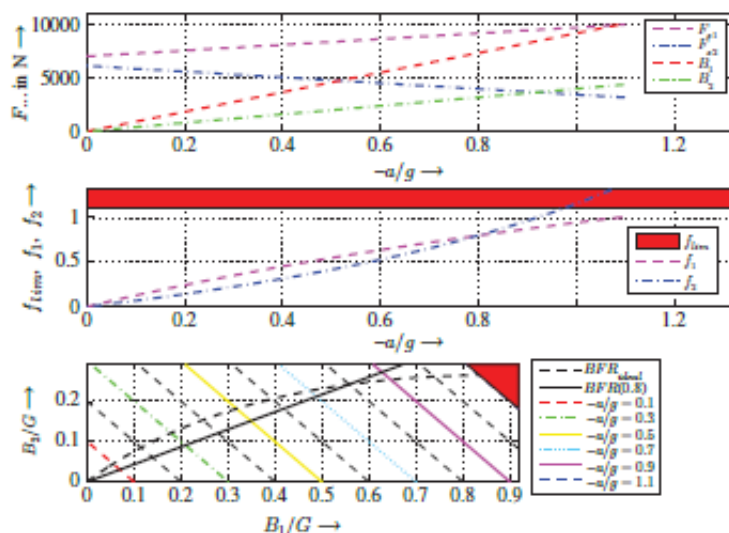
6.10 –сурет. Дөңгелекке статикалық жүктеме негізіндегі тежеу күшін тарату



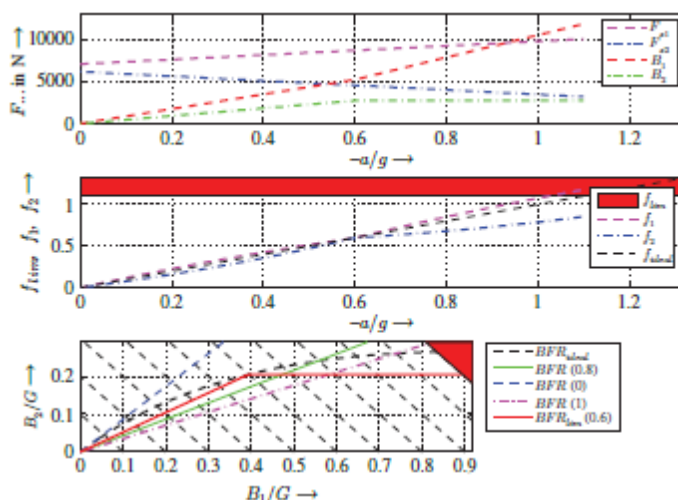
6.11-сурет. $Z = 1$ кезінде дөңгелекке динамикалық жүктемелер негізінде тежеу күшін тарату

Дөңгелекке динамикалық жүктемелерге негізделген конструкция $Z = 1$ кезінде, бізге тежегіш күштің ең жақсы таралуын береді (6.11-сурет). Бұл $Z = 1/f_2 < f_1$ дейінгі барлық диапазонды көрсетеді. Кемшіліктердің біріне бойлық күш коэффициентінің күшті дөңес болуы жатады, f_2 артқы осьте орташа баяулау кезінде тежегіш әлеуетінің айтарлықтай жоғалуына алып келеді. Егер өлшемдер аз баяулауда дөңгелектің динамикалық жүктемелеріне бағытталған болса, жақсартуға қол жеткізуге болады, мысалы $Z = 0,8$ (6.12-суретті қараңыз). Баяулауға дейін $Z = 0,8$ әділетті $f_2 < f_1$. Қисық f_i мінсіз конструкцияға жақын орналасқан $f_1 = f_2 = Z$, және, демек, $Z = 0,8$ мәніне дейін тежелу әлеуеті $Z = 1,0$ сияқты көп жоғалмайды. Конструкцияның жетіспеушілігі $Z = 0,8$ $Z = 1,0$ салыстырғанда $Z = 1,0$ конструкцияға қарағанда тежеудің төмен коэффициенттері кезінде артқы осьті бұғаттауға әкелетін болып табылады.

Артқы ось үшін тежеу күшін шектегішті пайдалану жоғарыда аталған артқы осьті бұғаттауды болдырмауға және тиісінше, қосымша бөлуді жақсартуға мүмкіндік береді. Біріншіден, әдетте, макет болғанмен, бұл тек өте төмен баяулау үшін, әдетте $Z = 0,6$. Осы сәтке дейін алдыңғы осьтің шамадан тыс тежелуі және артқы осьтің жеткіліксіз тежелуі орын алады, бірақ екеуі де мінсіз траекториядан сәл ғана ерекшеленеді. Осындай көзқараспен, мысалы, $Z = 0,6$, тежегіш күші артқы осьте B_2 тұрақты болып келеді, ал артқы ось аяқталмаған. (6.13-суретті қараңыз). Диаграммада үздіксіз сызықты таратумен салыстырғанда жақсару айқын көрінеді. Бойлық күштің екі коэффициенті де мінсіз бөлуге жақын. Тежегіштің барлық диапазонында алдыңғы ось артылған, ал артқы ось бір уақытта жұмыс істемеді, нәтижесінде автокөлік тұрақты болып қалады.



6.12-сурет. $Z = 0,8$ дөңгелекке динамикалық жүктемелер негізінде тежеу күшін тарату



6.13-сурет. $Z = 0,6$ кезінде және тежеу күшін шектегіш артынан дөңгелекке динамикалық жүктемелер негізінде тежеу күшін тарату

6.13-суреттің төменгі жағындағы кесте жоғарыда сипатталған құрылымдарды салыстыруға мүмкіндік береді. Күшті бөлгіш конструкциясы мінсіз конструкцияға жақын.

6.4 Сұрақтар мен жаттығулар

Есте сақтау

1. Дөңгелекке түсетін жүктемені құрайтын негізгі параметрлер қандай?
2. Реакция уақыты, t_r , беріліс уақыты, t_b , және ең жоғары қысым күшке дейін өсу уақыты, t_b терминдерін түсіндіріңіз.
3. Реакция уақыты, t_r , беріліс уақыты, t_b , және ең жоғары қысым күшке дейін өсу уақыты, t_b үшін типтік шамалар қандай.

Түсіну

1. Дөңгелекке түсетін жүктемелердің негізгі пропорцияларына қандай параметрлер әсер етеді?
2. Алдыңғы және артқы дөңгелектердегі, сондай-ақ сол және оң дөңгелектердегі дөңгелектерге жүктемені бөлу неге байланысты болады?
3. Дөңгелекке түсетін жүктемеге ауа қысымынан күштің әсерін түсіндіріңіз.
4. Дөңгелекке түсетін жүктемеге инерция күштерінің әсерін түсіндіріңіз.

5. Дөңгелекке түсетін жүктемеге қозғалтқышты монтаждау бағыты қандай рөл атқарады??
6. Неге тежеу күшін статикалық бөлу қажет емес?
7. Тежеу күшінің динамикалық таралуын түсіндіріңіз.
8. Тежеуіштің күш шектегішінің көмегімен таралуын түсіндіріңіз.

Қолдану

1. 1960 және 1970 жылдарғы кезеңде шығарылған артқы және алдыңғы осьтердегі көлік құралдары үшін аэродинамикалық көтеру күшін ($v = 60$ м/сек, $A = 1,8$ м²) және осы көтеру күштерінің шамасын есептеңіз.

2. Мынадай параметрлер берілген: $t_r = 0,9$ сек, $t_t = 0,2$ сек, $t_b = 0,8$ сек, $v_i = 30$ м/сек, $\ddot{x}_f = 8$ м/сек². Жалпы тежелу жолын (тежелу жол) және үдеу әсерін t_r , t_t немесе t_b есептеңіз.

3. Автокөліктің S_{cm} орталық массасының биіктігі $h_{cm} = h = 0,8$ м құрайды, массасы $m = 1200$ кг, қашықтығы S_{cm} алдыңғы және артқы оське дейін сәйкесінше $l_1 = 2,0$ м, $l_2 = 2,5$ м құрайды. Тежеу күшін мінсіз тарату үшін B_1 және B_2 тежеу күшін, үдеу үшін $\ddot{x}_f = -5$ м/сек² ($g = 10$ м/сек² пайдалануды өтінеміз) есептеңіз.

4. Автокөліктің орталық масса S_{cm} биіктігі $h_{cm} = h = 0,8$ м құрайды, массасы $m = 1200$ кг, қашықтығы S_{cm} алдыңғы және артқы оське дейін $l_1 = 2,0$ м, $l_2 = 2,5$ м, сәйкесінше құрайды. Тежеу күшін тарату үшін $Z = 0,8$ үшін мінсіз B_1 және B_2 тежеу күшін, үдеу үшін $\ddot{x} = -5$ м/сек² ($g = 10$ м/сек² пайдалануды өтінеміз) есептеңіз.

Талдау

1. Дөңгелекке түсетін жүктемені есепке ала отырып, жетекші оське сырғуға әсерін түсіндіріңіз.

2. Қысым күштің өсу уақытының артуының әсерін t_b толық тежеу ұзақтығын, t_f түсіндіріңіз?

Гибридті күштік қондырғылар

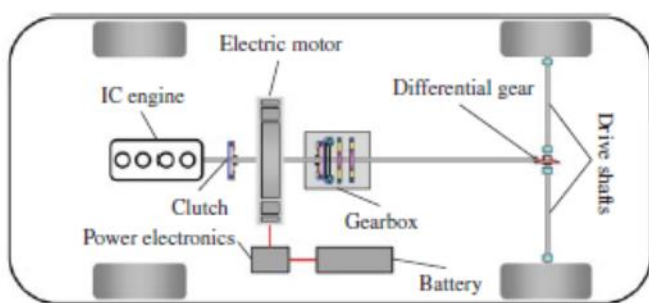
Алғашқы (автокөлік) көлік құралдарының кейбірі электр жетекті болған, бірақ 100 жылдан астам уақыт ішінде іштен жану қозғалтқыштары бар жеңіл автокөліктер автокөлік құрастырудың көптеген салаларында басымдық танытып келеді. Өткен онжылдықтан бастап нарықта гибридті немесе жүз пайыз электр жеңіл автокөліктер пайда болды және бұл бірнеше себептермен түсіндіріледі. Бұл тарау гибридті күш қондырғыларының кейбір негізгі ұғымдарын түсіндіреді. Жаңа әзірлемелер жағдайды үнемі өзгертетіндіктен, бұл жағдайда сипаттама негіздермен шектелген.

7.1 Негізгі функционалдық мүмкіндіктері

Бұл бөлімде гибридті күштік агрегаттардың негізгі функционалдық мүмкіндіктері сипатталады. Гибридті күштік агрегаттар идеясы электр қозғалтқышы мен ішкі жану қозғалтқышын біріктіру болып табылады.

Гибридті жеңіл автокөліктер санының өсуінің негізгі себебі болып табылатын, ішкі жану қозғалтқыштарының екі кемшілігі қазбалы отынның шектеулі ресурстары және олар туындататын ауаның ластануы болып табылады. Қазбалы отынға тәуелділікті азайту және ауаның ластануын төмендету үшін іштен жану қозғалтқыштары гибридті күштік агрегаттарда электр қозғалтқыштарымен біріктіріледі. Одан әрі параллель гибридті күштік қондырғы деп аталатын кейбір жұмыс режимдері сипатталған. Параллельді гибридті күштік қондырғыларда (күштік агрегаттардың әртүрлі түрлері туралы егжей-тегжейі 7.2-бөлімде түсіндіріледі) іштен жану қозғалтқышы және электр қозғалтқышы білікпен механикалық түрде жалғанған (қосылыс ілінісу муфтасымен үзілуі мүмкін). Параллель гибридті күштік қондырғысы бар жеңіл автокөліктердің мысалы 7.1-суретте көрсетілген.

Ішкі жану қозғалтқышы мен электр қозғалтқышының осындай комбинациясы кезінде кейбір жағдайларда күштік қондырғының тек электр бөлігіне ғана қуатқа (немесе тарту күшіне) қажеттілікті қанағаттандыруға, не электр қозғалтқышы беретін қуатқа байланысты ішкі жану қозғалтқышы қамтамасыз ететін қуаттың шамасын азайтуға болады. Мысал 7.2 суретте көрсетілген.



Electric motor - Электр қозғалтқышы

IC engine - Іштен жану қозғалтқышы

Differential gear - Дифференциалды беріліс

Clutch - Ілінісу муфтасы

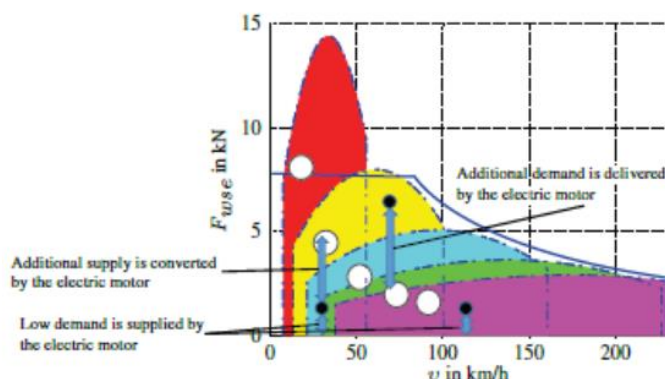
Power electronics- Күштік электроника

Gearbox- Беріліс қорабы

Battery-Аккумулятор

Drive shafts- Дөңгелек жетегінің біліктері

7.1-сурет. Параллель гибридті қондырғысы бар жеңіл автокөлік



Additional supply is converted by the electric motor- Қосымша қуат электр қозғалтқышымен түрлендіріледі

Additional demand is delivered by the electric motor- Қосымша сұраныс электр қозғалтқышымен жеткізіледі

Low demand is delivered by the electric motor- Төмен сұраныс электр қозғалтқышымен жеткізіледі
 v in km/h- жылдамдық км / сағ

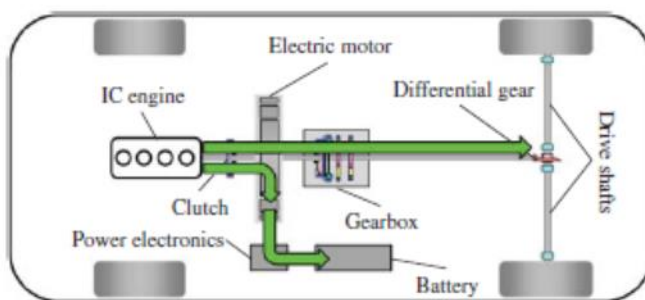
F_{wse} in kN

— - күш килоньютон

7.2-сурет. Гибридті идея

Аталған сурет ішкі жану қозғалтқышы және бес сатылы механикалық беріліс қорабы бар кәдімгі күш қондырғысымен жасалатын тартым күшін көрсетеді. Ақ дөңгелекшелер орталықтары ішкі жану қозғалтқышының оңтайлы тиімділігінің нүктелері болып табылады. Негізгі жұмыс режимдері шығарындыларды азайтуға қабілетті және мұнда біз көмірқышқыл шығарындыларын азайту (немесе отын шығынын азайту) режимін және азот оксидін шығаруды азайту режимін түсіндіреміз. Егер нақты жағдайда тартым күштерге қажеттілік оңтайлы ҚНҚ кезінде тартым күшінен артық болса, электр қозғалтқышы саңылауды жабуы және тартым күштің қосымша шамасын жасауы мүмкін. Егер жағдайға қажеттілік ең жақсы ҚНҚ қисығынан төмен болса, артық энергия электр қозғалтқышымен электр энергиясына түрлендірілуі мүмкін, ол батареяда химиялық энергия түрінде жинақталуы мүмкін, содан кейін электр қозғалтқышының жетегі үшін кейінірек пайдаланылуы мүмкін. Демек, гибридті күштік қондырғының ең басты артықшылықтарының бірі көмірқышқыл шығарындыларын азайту үшін оңтайлы тиімділікпен іштен жану қозғалтқышының жұмыс режимі болып табылады. Қуатқа қойылатын төмен талаптарға қол жеткізу үшін басқа жұмыс режимі азот оксидінің, көмірқышқылдың және көмірсутектердің шығарындыларын азайту маңызды. Төмен тұтынылатын қуат кезінде ішкі жану қозғалтқышы шығарындылар деңгейі біршама жоғары аз режимде жұмыс істейді. Екі ықтимал гибридті режим осы шығарындыларды азайту үшін қолданылуы мүмкін: жүз пайыз электр жетегі кезінде шығарындыларды болдырмауға болады, қуат ұлғайған кезде (қосымша қуат батареядағы химиялық энергияға айналады) іштен жану қозғалтқышы төмен шығарындылары бар аймақтарда жұмыс істей алады. Гибридті күштік қондырғылардың бір артықшылығы түсіндірілгеннен кейін, біз гибридті күштік қондырғылардың түрлі режимдерін қарастырамыз. Алдыңғы үзіндіде сөз болған бірінші режим 7.3-суретте көрсетіледі. Қуаттың бір бөлігі жетекші дөңгелектер қозғалыс кедергісін еңсеру үшін қажет, қалған бөлігі электр қозғалтқышпен электр энергиясына айналады, содан кейін аккумулятордағы химиялық энергия түрінде жинақталады. Сақталған энергия саны электр қозғалтқышының сипаттамасына, қуатты электрондық түрлендіргіштің мүмкіндіктеріне және, ақырында, батарея сыйымдылығына байланысты болып келеді. Гибридті күштік қондырғыларда электр қозғалтқышы қосымша кеңістігі аз қуатты қондырғыға кіріктірілуі мүмкін. 7.4-суретте электр қозғалтқышы ілінісуден кейін бірден орналасқан мысал көрсетілген; қуат қондырғысының келесі компоненті болатын беріліс қорабы суретте көрсетілмеген. Бұл, әрине, энергияның көп мөлшерін түрлендіре алмайтын шағын электр қозғалтқышы. Біз бұл режимді генератор режимі деп атаймыз. Рекуперативті тежеу деп аталатын қайталама генератор режимі болады. Бұл жағдайда тартым күші немесе күш қажеттілігі теріс болып отыр, себебі жүргізуші автокөлік жылдамдығын төмендетуді қалайды, ал ауа, шина және жүргізуші автокөлікке әсер етуді қалайтын кезде тежеу сәтін қамтамасыз ету үшін кез келген еңіс тым аз әсер етеді. Мұндай жағдайда жүргізуші тежегішті

қолданады. Электрондық басқару блогы жүргізушінің сұрауын танып, кинетикалық энергияның бір бөлігін электр энергиясына түрлендіру үшін электр қозғалтқышты айналып өту режиміне ауыстырады (7.5-сурет). Тиімділікті арттыру үшін ішкі жану қозғалтқышын және ішкі жану қозғалтқышының кедергі сәттерін болдырмау үшін электр қозғалтқышының арасындағы ілінісуді ажырату тиімді (ол ішкі жану қозғалтқышында жылу энергиясына айналады). Зарядтау деңгейін арттыру деп аталатын режимінде ішкі жану қозғалтқышының айналу сәті электр қозғалтқышының айналу сәті есебінен артады. Ол осы бөлімнің басында сипатталғандай, тиімділіктің оңтайлы немесе жеткілікті жоғары диапазонындағы іштен жану қозғалтқышының жұмысы үшін орындалуы мүмкін немесе ол, мысалы, спорттық автокөлік сияқты, іштен жану қозғалтқышынан қол жетімді ең жоғары айналу сәтін ұлғайту үшін орындалуы мүмкін. (7.6-суретті қараңыз).

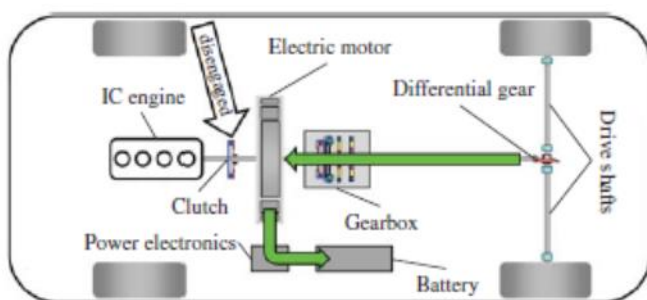


7.3-сурет. Күштің ішкі жану қозғалтқышынан бөлінуі

IC engine - Іштен жану қозғалтқышы
Differential gear - Дифференциалды беріліс
Clutch - Ілінісу муфтасы
Power electronics- Күштік электроника
Gearbox- Беріліс қорабы
Battery-Аккумулятор
Drive shafts- Дөңгелек жетегінің біліктері



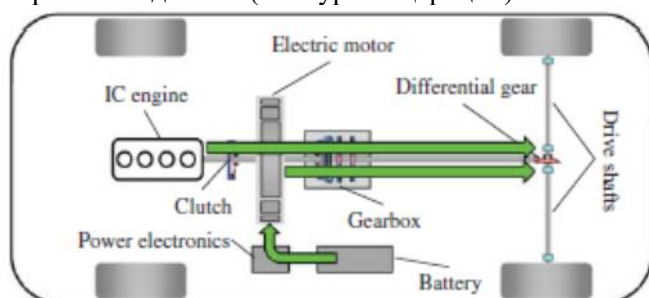
7.4-сурет. Қуатты қондырғыға орнатылған электр қозғалтқышы (Schaeffler рұқсатымен көшірмесі алынды)



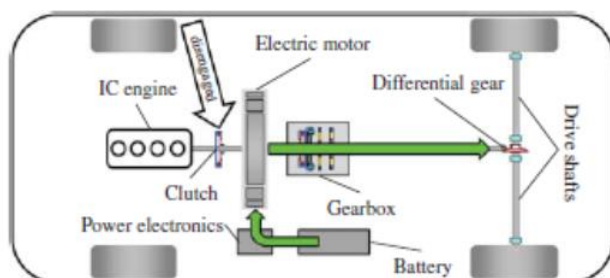
Electric motor - Электр қозғалтқышы
 IC engine - Іштен жану қозғалтқышы
 Differential gear - Дифференциалды беріліс
 Clutch - Ілінісу муфтасы
 Power electronics- Күштік электроника
 Gearbox- Беріліс қорабы
 Battery-Аккумулятор
 Drive shafts- Дөңгелек жетегінің біліктері

7.5-сурет Регенеративті тежеу

Жұмыстың соңғы режимі электрқозғалтқыштың барлық қуатын беретін жүз пайыз электр режимі болып табылады. Бұл режимнің ұзақтығы батарея сыйымдылығына байланысты, ал бұл режимнің барлық жылдамдық диапазонында мәні бар ма екендігі электрқозғалтқыштың ең жоғары қуаты мен жүргізу кедергісіне байланысты байқалады. Автокөлік магистралі бойынша бұрлеумен қозғалған кезде бұл магистраль бойынша орташа және тұрақты жылдамдық бойынша қозғалысты білдіреді, онда қуатқа қажеттілік негізінен аэродинамикалық кедергі, тербеліске кедергі және еңіс кедергілеріне негізделген. (7.7-суретті қараңыз).



Electric motor - Электр қозғалтқышы
 IC engine - Іштен жану қозғалтқышы
 Differential gear - Дифференциалды беріліс
 Clutch - Ілінісу муфтасы
 Power electronics- Күштік электроника
 Gearbox- Беріліс қорабы
 Battery-Аккумулятор
 Drive shafts- Дөңгелек жетегінің біліктері
 7.6-сурет. Зарядтау деңгейін арттыру режимі



Electric motor - Электр қозғалтқышы
 IC engine - Іштен жану қозғалтқышы

Differential gear - Дифференциалды беріліс

Clutch - Ілінісу муфтасы

Power electronics- Күштік электроника

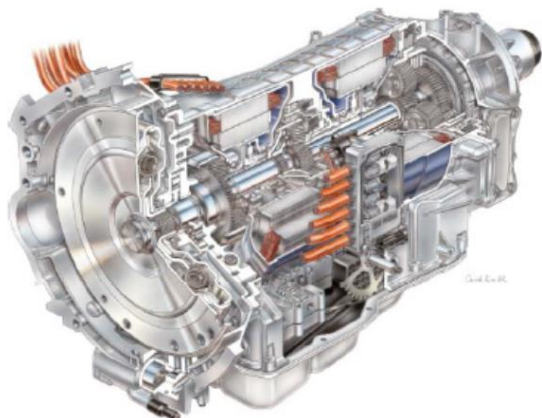
Gearbox- Беріліс қорабы

Battery-Аккумулятор

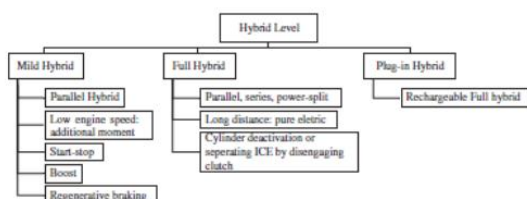
Drive shafts- Дөңгелек жетегінің біліктері

7.7-сурет. Жүз пайыздық электр режимі

Гибридті қуатты қондырғының басқа артықшылығының бірі іске қосу-тоқтату іс-қимылдарының болуы мүмкін, бұл ішкі жану қозғалтқышы, мысалы, бағдаршамда тоқтауы және электр қозғалтқышы қозғалтқышты қайтадан іске қосуы мүмкін дегенді білдіреді. Мұндай әрекет қосымша стартерге деген қажеттілікті жояды. Қолданыста әр түрлі гибридті деңгейлер бар, олардың кейбір сипаттамалары 7.8 суретте келтірілген. Ең төмен деңгей – бұл әдетте параллель режимде шағын электр қозғалтқышы бар жұмсақ гибрид деп аталады. Бұл түрі іске қосу-тоқтату функциясына ие болуға мүмкіндік береді және электр қозғалтқышы ішкі жану қозғалтқышын қолдау үшін қосымша айналу сәтін бере алады. Электр қуатының шамасы қозғалтқышты іске қосу үшін, төменгі жылдамдықта қосымша айналдыру сәтін беру үшін немесе көлік құралын жеделдету үшін пайдаланылатын шамамен 20 кВт құрайды. Белгілі бір шектерде регенеративтік тежелу болуы да мүмкін. 30 м / с жылдамдық кезіндегі қажетті қуат, мысалы, 5 м / с² кезінде 1200 кг жеңіл автокөліктің баяулауы үшін 180 кВт электр қуатын құрайды, бұл жұмсақ гибридті жеңіл автокөліктегі электр қуатына қарағанда айтарлықтай көп. Бұл мәндерді салыстыру үшін, егер бір ось қана іске қосылатын болса, талап етілетін тежеу қуатының жартысын қарастырған жөн, яғни, бір ось қана рекуперативтік тежеуді орындай алады. Жұмсақ гибрид 14 В-та қалыпты жүйеге қарағанда жоғары кернеулі электрмен қоректендіру жүйесін талап етеді.



7.8 –сурет. Гибридті деңгейлер



Hybrid Level- Гибридті деңгей

Low engine speed: additional moment- Төмен қозғалтқыш жылдамдығы: қосымша сәт

Mild Hybrid - Жұмсақ гибрид

Parallel Hybrid- Параллельді гибрид

Start-stop Іске қосу-тоқтату

Boost- Қосымша қысым

Regenerative braking- Регенеративті тежеу

Full Hybrid- Толық гибрид

Parallel, series, power-split Параллель, дәйекті, қуатты бөлу

Long distance: pure electric- Үлкен қашықтық: жүз пайыздық электр

Cylinder deactivation or separating ICE by disengaging clutch- Цилиндрді деактивациялау немесе ілінісу муфтасын ажырату жолымен іштен жану қозғалтқышын ажырату

Plug-in Hybrid- Гибридті автокөлік

Rechargeable Full hybrid- Аккумуляторлық толық гибрид

7.9-сурет. GM, Mercedes және BMW гибридті қуат блогы (Daimler AG рұқсатымен көшірмесі алынды)

Екінші гибридті деңгей – бұл әртүрлі топологияларда (дәйекті, параллель немесе олардың комбинациясы) бар толық гибрид. Жүз пайыздық электр режимі ұзын қашықтық үшін мүмкін болады және ішкі жану қозғалтқышы электр қозғалтқышынан ілінісумен бөлінуі ықтимал немесе цилиндрді деактивациялау жолымен тежеу сәтінің алдын алуы мүмкін. Қуатты қондырғының мұндай түрі үшін қуатты электр қозғалтқышы қажет. Автоматты күш қондырғысына орнатылған электр мотор үлгісі 7.9-суретте көрсетілген.

Ең жоғары гибридті деңгей сыртқы электрмен қоректендіру жүйесінен зарядтауға болатын аккумуляторы бар толық гибридті жеңіл автокөлікті білдіретін гибридті плагин болып табылады.

Бұл сериядағы келесі деңгей жүз пайыздық электромобиль болады.

7.2 Гибридті күш қондырғыларының топологиясы

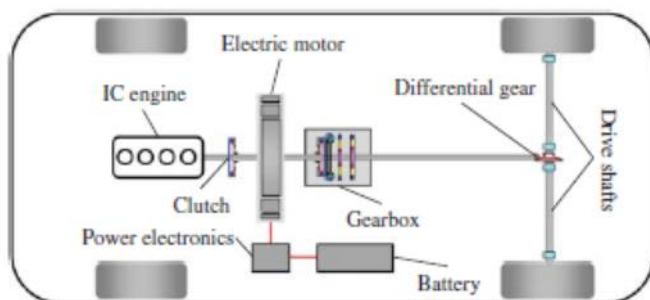
Бірнеше топологиялар гибридті күш қондырғыларында қолданылуы ықтимал. Олардың ішіндегі ең маңыздысы электр қозғалтқышы тікелей іштен жану қозғалтқышына орнатылған параллельді гибрид (7.10- сурет) болып келеді. Бұл қуатты қондырғыны іске асырудың бірінші тәсілі тек бір муфтаны пайдалануды қамтиды (7.10 - суретте үш блокты түрлендіргіші бар муфта беріліс қорабына орнатылған), бұл концепцияда іштен жану қозғалтқышы мен электр қозғалтқышы арасындағы ілініс қарастырылмаған.

Бұл ішкі жану қозғалтқышы электр қозғалтқышымен сенімді орнатылған дегенді білдіреді. Бұл ораудың жоғары тығыздығымен жасалуы мүмкін (7.4-сурет).

Осы суретте штурвал мен электрқозғалтқышы бар ілінісу муфтасы көрсетілген. Параллельді гибрид жұмсақ және толық гибридтік режим үшін де өте қолайлы; дегенмен соңғысы 7.4-суретте көрсетілгеннен үлкен қуаты бар электр қозғалтқышын қажет етеді. Бір ілінісу муфтасымен конфигурация «іске қосу-тоқтату» жұмысы үшін, ішкі жану қозғалтқышының жұмыс нүктесін көтеру және ауыстырып қосу үшін және рекуперативті тежелу үшін қолайлы. Бірақ соңғы режим екі ілінісу муфтасы бар параллельді гибридте сияқты бір ілінісу муфтасымен параллельді гибридте тиімді емес. Бір ілінісу муфтасы бар конфигурацияда тежеу сәті баяулау кезінде бөлінеді, бұл ретте бір бөлігі ішкі жану қозғалтқышының айналу сәті үшін қажет (бұл бөлік жоғалады, өйткені ол ішкі жану қозғалтқышында жылуға айналады) және тек басқа бөлігі электр қозғалтқышымен электр энергиясына түрлендіруге қабілетті болады. Бұл кемшілік екі ілінісу муфтасымен конфигурация арқасында ғана жойылады. Мұнда іштен жану қозғалтқышы ілінісу муфтасын ажырату жолымен бөлінеді және тежеуден шығатын барлық қуат электр қозғалтқышы, күш электроникасы және аккумуляторы қуатты өңдеуге қабілетті болған жағдайда электр энергиясына түрлендірілуі мүмкін.

Гибридті қуатты орнатудың негізіндегі басқа дизайны - бұл 7.11 суретте көрсетілген тізбекті конфигурация. Бұл жағдайда ішкі жану қозғалтқышы аккумуляторды зарядтайтын генераторды (ЭМ1 қозғалтқышының модификациясы) іске қосады. Екінші электр машинасы (ЕМ2 қозғалтқышын түрлендіру) жеңіл автокөлікті басқару үшін немесе рекуперативті тежеу үшін қолданылады.

Осы конфигурацияда іштен жану қозғалтқышының жұмыс режимі жеңіл автокөліктің қуатына немесе тарту күшіне қандай да бір нақты қажеттілікке байланысты болып табылмайды. Бұл жану қозғалтқышы жоғары тиімділікпен немесе азоттың тотығы, көмірқышқыл және метан шығарындыларының төмен деңгейімен белгілі бір нүктелерде жұмыс істей алатынын білдіреді. Айналу сәті екінші электр машинасымен берілуге тиіс болғандықтан, бұл машинаның автокөлікті қозғалысқа келтіру үшін жеткілікті қуаты болуы керек. Бірінші электр машинасының да іштен жану қозғалтқышының қуатын түрлендіру үшін жеткілікті қуаты болуы тиіс. Артықшылықтардың бірі жетекші қуатты қондырғыда ілінісу мен трансмиссияның қажеттілігі жоқ (ЕМ2, кардан білігі, дифференциал, жетек білігі), сондықтан тізбекті гибридтің осы бөлігі параллельді гибридтің ұсқас бөлігіне қарағанда едәуір жеңіл болып келеді.



Electric motor - Электр қозғалтқышы

IC engine - Іштен жану қозғалтқышы

Differential gear - Дифференциалды беріліс

Clutch - Ілінісу муфтасы

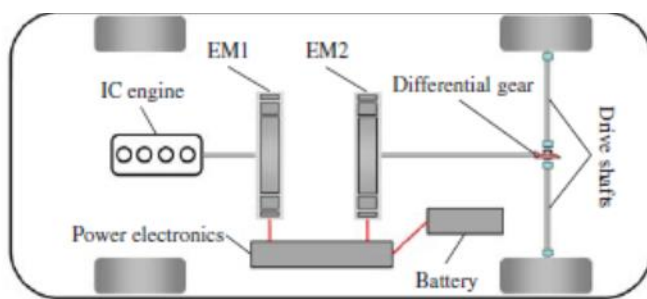
Power electronics- Күштік электроника

Gearbox- Беріліс қорабы

Battery-Аккумулятор

Drive shafts- Дөңгелек жетегінің біліктері

7.10 –сурет. Параллель гибриді жеңіл автокөлік.



Electric motor - Электр қозғалтқышы

IC engine - Іштен жану қозғалтқышы

Differential gear - Дифференциалды беріліс

Clutch - Ілінісу муфтасы

Power electronics- Күштік электроника

Gearbox- Беріліс қорабы

Battery-Аккумулятор

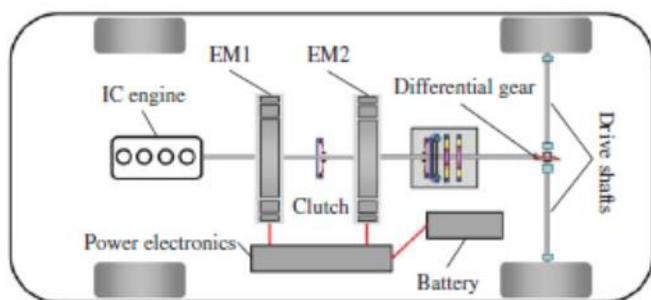
Drive shafts- Дөңгелек жетегінің біліктері

7.11-сурет. Дәйекті гибриді жеңіл автокөлік

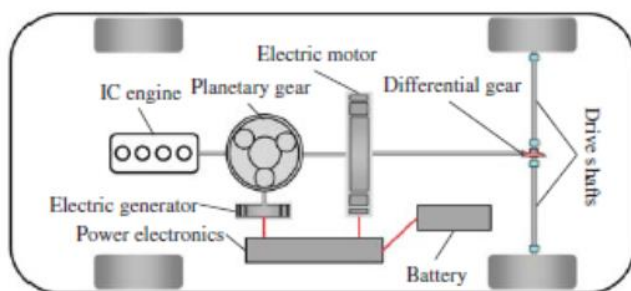
Дегенмен, гибриді күштің бұл түрінің айтып өтетін кейбір кемшіліктері бар. Біріншісі - бұл тиімділік. Іштен жану қозғалтқышының қуаты механикалықтан электрлікке, электрлікке химиялыққа, химиялықтан электрлікке түрлендірілуі тиіс болғандықтан, энергия түрлендіру процестерінің нәтижесінде тиімділік төмендейді. Басқа кемшіліктер жоғары шығындарға әкеп соқтыратын және үлкен салмақ қосатын компоненттер санында анық көрінеді. Екі электр машиналары толық қуатты басқаруға тиіс болғандықтан (бірінші машина, EM1, ішкі жану қозғалтқышының толық қуаты, және екінші, EM2, жеңіл автокөлікті басқару үшін қажетті барлық қуат), бұл электр машиналарының үлкен салмағы бар және құны да қымбат тұрады. Осыған байланысты артықшылықтардың бірі тежеу кезінде энергияны регенерациялау үшін EM2 жоғары әлеуеті болып табылады.

Электр машиналарының жоғарғы салмағы мен мүмкіндіктерінің жеткіліксіздігі тізбекті параллельді гибриді күш қондырғысын пайдаланған кезде азайтылуы мүмкін (7.12-сурет.) онда екі электр машиналары ілінісу муфтасын біріктіру жолымен қосылуы мүмкін. Егер ілінісу муфтасы қосылған болса, күш қондырғысы ішкі жану қозғалтқышының қуаты ведомстволық оське тікелей берілуі мүмкін кәдімгі параллельді күштік қондырғыға ұқсас келеді, олай болса, жұмыс режимі параллельді гибридінің жұмыс режимі сияқты болады. Ішкі жану қозғалтқышын дифференциалға тікелей қосу қуатты қондырғыны талап етеді. Демек, күштік қондырғыға көп компоненттер

қосылуы тиіс, бірақ аз мөлшердегі электр машиналарын да таңдауға болады, өйткені іштен жану қозғалтқышы жоғары талаптар үшін қуатты қамтамасыз ете алады.



- EM1- Қозғалтқышты түрлендіру 1
 - EM2- Қозғалтқышты түрлендіру 2
 - IC engine- Іштен жану қозғалтқышы
 - Differential gear- Дифференциалды беріліс
 - Clutch- Ілінісу муфтасы
 - Power electronics- Күштік электроника
 - Gearbox- Беріліс қорабы
 - Battery-Аккумулятор
 - Drive shafts- Дөңгелек жетегінің біліктері
- 7.12-сурет. Дәйекті-параллель гибриді автокөлік



- Electric motor - Электр қозғалтқышы
 - IC engine - Іштен жану қозғалтқышы
 - Differential gear - Дифференциалды беріліс
 - Clutch - Ілінісу муфтасы
 - Power electronics- Күштік электроника
 - Gearbox- Беріліс қорабы
 - Battery-Аккумулятор
 - Drive shafts- Дөңгелек жетегінің біліктері
- 7.13-сурет. Қуатты тарататын гибриді жеңіл автокөлік

Мұнда сипатталған соңғы гибриді күштік қондырғы қуатты тарату жүйесі болып табылады (7.13-суретті қараңыз). Бұл жүйенің орталық бөлігі - планетарлық беріліс тістегершігі. Ішкі жану қозғалтқышы, шағын генератор және кардан білігі планетарлық беріліс тісті дөңгелегімен: планетарлық тістегершігі бар ішкі жану қозғалтқышы, кардан білігі бар сақиналы тістегершігі және генераторы бар күн тісті дөңгелегі қосылған. Ішкі жану қозғалтқышының қуаты дөңгелек жетегі үшін тікелей пайдаланылуы мүмкін немесе осы қуаттың бір бөлігі генератормен электр энергиясына түрлендірілуі мүмкін, содан кейін осы электр энергиясы электр қозғалтқышын жетегіне пайдаланылуы мүмкін (тиімділік тұрғысынан, аккумуляторды зарядтаудың маңызы жоқ). Бұл ішкі жану қозғалтқышы жоғары тиімділікпен қолайлы жерде жұмыс істей алады дегенді білдіреді. Электр қозғалтқышы тежеу кезінде энергияны арттыру немесе регенерациялау үшін пайдаланылуы ықтимал. Регенерация жағдайында генератордың айналу сәті нөлге орнатыла алады.

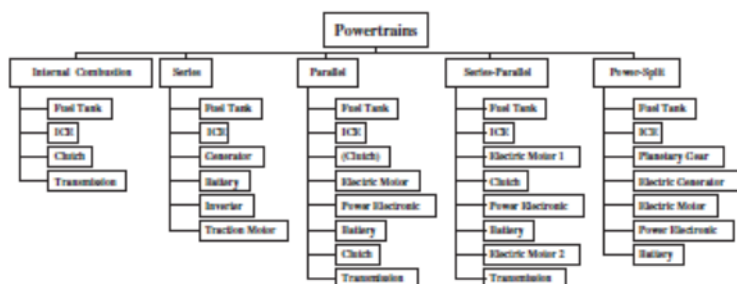
Планетарлық беріліс тістегершігіндегі басқа айналу сәттері де нөлге тең болады және энергияны регенерациялау тиімділігін төмендету үшін іштен жану қозғалтқышынан ешқандай тежеу сәті жоқ. Қуатты бөлетін гибриді жүйенің артықшылықтарының бірі планетарлық қуатты қондырғының беріліс саны үнемі өзгеріп отыратындығында, бұл генератордың айналу сәті үнемі өзгертіндіктен маңызды фактілердің біріне айналады. Бұл қозғалтқыштың жұмыс нүктесін еркін таңдауға әкеліп

соқтырады, яғни гибриді күштік қондырғының осы түрі ішкі жану қозғалтқышының айналымдарына қатысты сатысыз трансмиссияға (CVT) ұқсас екенін білдіреді

Бір осьте іштен жану қозғалтқышы және екінші осьте электр қозғалтқышы сияқты басқа да мүмкіндіктер бар, ол қос ілінісу муфтасы бар гибриді береді. Әр түрлі типті гибриді күштік қондырғылар үшін компоненттер 7.14 суретте келтірілген. Әлбетте, компоненттер саны әр түрлігімен ерекшеленуі ықтимал.

7.3 Регенеративті тежеу және зарядтау

Бойлық қозғалыс динамикасының іргелі теңдеуін қарастыра отырып, ауа кедергісінен және тербеліске қарсы қозғалыстың бар кедергісі қол жетімді энергияның бөлігін (кинетикалық энергия мен әлеуетті энергия) талап ететінін мойындаймыз, сондықтан қалған қуат тежелу кезінде қалпына келтірілуі мүмкін.



Powertrains- Күштік қондырғылар

Internal Combustion- Ішкі жану

Series- Дәйекті

Parallel - Параллель

Series-Parallel- Дәйекті -параллель

Power-Split- Қуатты бөлу

Fuel Tank- Отын бағы

ICE- Іштен жану қозғалтқышы

Clutch- Ілінісу муфтасы

Generator- Генератор

Electric Motor- Электр қозғалтқышы

Planetary Gear- Планетарлық беру тістегершігі

Transmission- Трансмиссия

Battery - Аккумулятор

Electric Generator- Электрогенератор

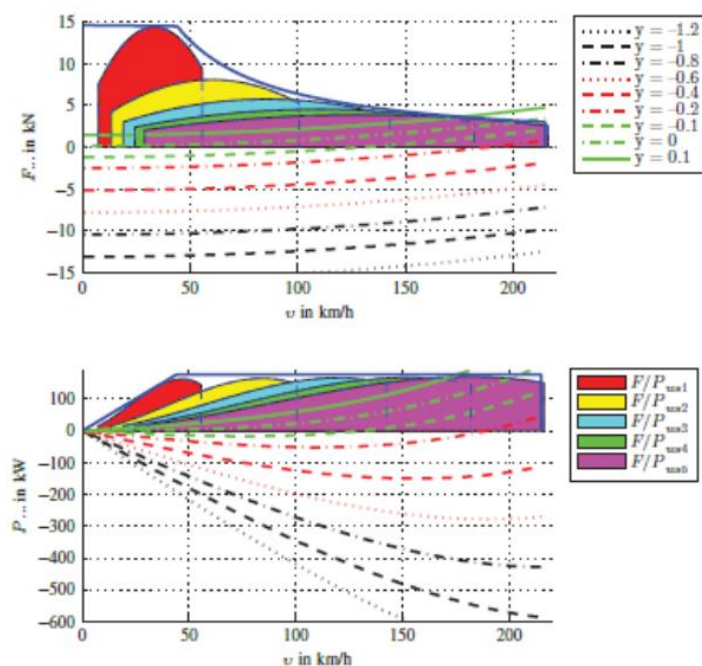
Inverter- Түрлендіргіш

Power Electronic- Күштік электроника

Traction Motor- Тартқыш

Electric Motor 2- Электр қозғалтқышы 2

7.14 –сурет. Күштік қондырғылардың компоненттері



$F... \text{ in kN}$

- күш килоньютонда

$P... \text{ in kW}$

куаты кВт-та

7.15-сурет. Көлік құралын басқару бойынша жұмысқа қабілеттіліктің диаграммалары

7.15-суретте тартымдық күштер (негізінен тежеуіш күштердің теріс мәндерімен байланысты)

және әртүрлі теріс мәндерге арналған қуат көрсетілген $y = p + \lambda \ddot{x}_v / g$. 1,2-ге дейінгі абсолюттік мәндер бар болғандықтан, жоғары мәндер жолдың теріс көлбеу емес, тежеу процесінің нәтижесі болып табылатыны анық. $y = -0,1$ қисығына қарап, $v = 131 \text{ км / сағ}$ жылдамдығына дейін қуат (немесе тартқыш күш) теріс екенін көреміз. Бұл 0-ден 131 км / сағ дейінгі диапазонда кинетикалық энергиядан энергия қалпына келуі мүмкін дегенді білдіреді.

Біршама жоғары мәндер кезінде $y \approx -0.3$ қуат және тартқыш күштер теріс болып табылады, демек, жылдамдықтың барлық диапазонында рекуперативті тежеу кезінде энергияны қалпына келтіруге болады.

Абсциссамен қиылысу нүктесі энергияның қалпына келуі мүмкін жылдамдық диапазонын анықтайды, ал қисық пішіні, әсіресе нөлдік сызыққа дейінгі қисық арақашықтығы қалпына келтірілуі мүмкін қуаттың бөлігін айқындайды. Әлеуетті энергия есебінен қалпына келтірілетін энергия үлесі көлбеулік өте үлкен мәнге жетпейтіндіктен, әдетте, аз болып келеді. Тежелу әрекеті есебінен теориялық түрде қол жеткізілуі мүмкін энергияны рекуперациялау үлесі едәуір жоғары мәндерге жетеді. Келесі пайымдаулар теориялық қол жетімді мәндердің деректерін бағалау үшін қолданылады.

Төменде біз төрт сценарийді қарастырамыз, олар үшін біз ілінісу Күшін, сәт және қалпына келтіру қуатын анықтаймыз. Бастапқы нүктесі мынадай деректері бар автокөлік болып табылады: $cd = 0.3$, $A = 2 \text{ м}^2$, $\rho_a = 1.2 \text{ кг/м}^3$, $f_r = 0.01$, $m_{tot} = 1500 \text{ кг}$, $g = 10 \text{ м/с}^2$,

$r_{wst} = 0.3 \text{ м}$, $i_t = idig$ id дифференциалының беріліс санының және ig беріліс қорабының туындысы болып табылатын жалпы беріліс саны болып келеді.

Стоп-алға: біз стоп-алға жағдайына сәйкес келетін бірінші сценарийден бастаймыз. Жеңіл автокөлік $v_0 = 5 \text{ м / с}$ жылдамдығымен 0 м / с жылдамдығына дейін баяулайды деп болжанып отыр. Негіз ретінде пайдаланылатын үдету $a_0 = 2.5 \text{ м/с}^2$ құрайды. Мысалы, бұл қалалық қозғалыстағы бейімделген круиз-бақылау үшін немесе үздіксіз тоқтау және тығында іске қосу кезінде ақылға қонымды мән болып табылады. Біз тұрақты теріс үдеуді болжаймыз; бұл жылдамдық сызықтық азаяды дегенді білдіреді:

$$v(t) = v_0 \left(1 - \frac{ta_0}{v_0} \right) . \quad (7.1)$$

Тежеу ұзақтығы $T_0 = v_0/a_0 = 2$ с құрайды. Массаның түзету коэффициенті $\lambda = 1.5$ құрайды. Осы мәндерді болжай отырып, біз салыстырмалы түрде аз аэродинамикалық қарсылық күшін аламыз $v_0 = 5$ м/с кезінде, $F_a = 9$ Н тербелу кедергісі $F_r = 150$ Н және жылдамдық кедергісі $F_i = -5625$ Н.

Осыдан энергияны қалпына келтіру үшін пайдаланылуы мүмкін $F_{\max \text{ rec}}$ қуат, $v_0 = 5$ м/с кезінде қаралатын жылдамдық интервалында ең аз болады және бұл күш $F_{\max \text{ rec}} = -5466$ Н тең.

Максималды күш, $F_{\max \text{ rec}}$, максималды қуатқа әкеледі $P_{\max \text{ rec}} = 27,33$ кВт.

Біз тұрақты үдетуді болжағандықтан, жылдамдық сызықтығы азаяды, сондықтан қалпына келтіру қуаты үшін келесі арақатынас орындалады:

$$P_{\text{rec}} = P_{\max \text{ rec}} (1 - t/T_0) . \quad (7.2)$$

Бұл максималды қуаты 27,33 кВт қалпына келтірілетін электр қозғалтқышының қуаты екенін анықтау үшін, біз дөңгелектердің радиусы мен жеңіл автокөліктің жылдамдығын және оның жалпы беріліс санын 12-ге тең пайдалана отырып, қозғалтқыштың айналмалы сәтінде қуатты түрлендіруге тиіспіз.

Бұл конфигурацияда біз электр қозғалтқышы редуктор арқылы ашық дөңгелектермен жалғанған параллельді гибриді жеңіл автокөлік бар деп болжаймыз. Нәтижесінде қозғалтқыштың айналу сәті:

$$M_{\max \text{ rec}} = F_{\max \text{ rec}} r_{\text{wst}} / i_t = 136.65 \text{ Nm} \quad (7.3)$$

және осы айналу сәті электр қозғалтқышымен қоса берілуі тиіс жылдамдық

$$n_{\max \text{ rec}} = 60v_0 / (2\pi r_{\text{wst}}) \approx 1910 \text{ rpm} . \quad (7.4)$$

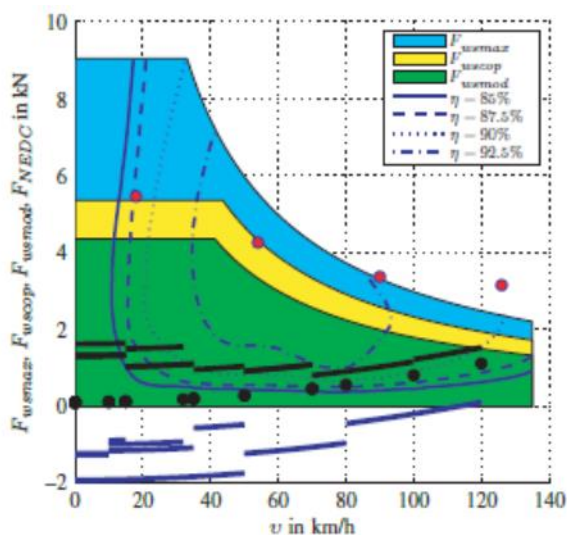
Қала: екінші жағдай $v = 15$ м/с болжамды жылдамдықпен қалалық қозғалыстағы тежеудің әсеріне сәйкес келеді. Айналмалы массаның коэффициенті $\lambda = 1.2$, ал жалпы беріліс қатынасы - 7 тең деп болжанады.

Біз осы жағдай үшін келесі нәтижелерді аламыз: $F_{\max \text{ rec}} = -4269$ Н, $M_{\max \text{ rec}} \approx 183$ ньютонметр, $n_{\max \text{ rec}} \approx 3324$ айналым минутына, $P_{\max \text{ rec}} \approx 64$ кВт.

Сүрлеу жол: Үшінші жағдай ауыл жолында тежегіштерді қолдануға қатысты болады. (Қалалық көлік жағдайы сияқты, қалпына келтіру қуаты тек бір нүктеде, яғни бастапқы жылдамдықпен алынады). Бастапқы нүкте жылдамдық $v = 25$ м/с, $\lambda \approx 1$, $i_t = 4$ болып табылады. Мұнда біз: $F_{\max \text{ rec}} = -3375$ Н, $M_{\max \text{ rec}} \approx 235$ ньютонметр, $n_{\max \text{ rec}} \approx 3183$ айналым минутына, $P_{\max \text{ rec}} \approx 84$ кВт аламыз.

Автомагистраль: Төртінші жағдай тас жолда тежегіштерді қолдануға қатысты болады. (Қалалық көлік жағдайы сияқты, қалпына келтіру қуаты тек бір нүктеде, яғни бастапқы жылдамдықпен алынады). Бастапқы нүкте жылдамдық $v = 35$ м / с, $\lambda \approx 1$, $i_t = 4$ болып табылады. Біз мұнда: $F_{\max \text{ rec}} = -3159$ Н, $M_{\max \text{ rec}} \approx 237$ ньютонметр, $n_{\max \text{ rec}} \approx 4456$ айналым минутына, $P_{\max \text{ rec}} \approx 111$ кВт аламыз.

Электр қозғалтқышқа арналған диаграммада берілген мәндерді қолдана отырып, 7.16 сурет (күштер оң белгісі бар сұр белгілер түрінде бейнеленген, қара белгілер, сондай-ақ қара және қара-сұр сызықтар Жаңа еуропалық жүру циклы үшін сұраныстың күші болып табылады), біз қала бойынша қозғалыс қозғалтқышпен жақсы қамтылғанын көре аламыз, ал елеу жолындағы тежеу шекте тұр, бұл электр машинасы 35 м / с жылдамдықпен тежеу қуатын қалпына келтіре алмайды дегенді білдіреді.



F_{wsmax} , F_{wscop} , F_{wsmod} , F_{NEDC} (Жаңа еуропалық қозғалыс циклі) - күш килоньютонда
 v in km/h- күш км/сағатта

7.17-сурет. Тұрақты қалпына келтірілетін қуат қисығы

7.17-суретте әлеуетті энергиядан энергияны қалпына келтіру мүмкін болатын теріс көлбеу мәндері көрсетілген. Тұтас сызық - энергияны қалпына келтіру мүмкін шегі; қалған үш жол (p , v), олар қалпына келетін қуат P_{recov} үшін, мұнда $P_{recov} = 10$ кВт, $P_{recov} = 20$ кВт және $P_{recov} = 30$ кВт.

Әлбетте, энергияның елеулі мөлшері тек p үлкен мәндерінде қалпына келуі мүмкін. Соңғы бөлігінде біз қайта қалпына келтірілген энергияның теориялық саны жеңіл автокөліктің әрбір конфигурациясы кезінде аккумуляторда химиялық энергия түрінде сақталуы мүмкін емес екенін талқылаймыз. Энергияны қалпына келтірудегі басқа шектеуші фактор - барлық осьтер көптеген жеңіл автокөліктерде келтірілмейді. Энергия рекуперациясы тек қана ведомстволық осьтерде болуы мүмкін; бұл толық жетімсіз жеңіл автокөліктер үшін шектеуші фактор. Сонымен қатар, жеңіл автокөліктің физикалық жағынан тежегіш күші артқы оське қарағанда алдыңғы осьте көп болуы қажет. Бұл тез арада қалпына келтірілген әлеует артқы жетегі бар жеңіл автокөлікке қарағанда алдыңғы жетегі бар жеңіл автокөлік үшін көп деген қорытындыға әкеледі. Алдыңғы осьтегі тежегіш күші 60%-ды құрайды деп болжай отырып, электрқозғалтқыштың ПӘК 90%-ды құрайды, ал күштік электроника мен аккумулятордың ПӘК 80%-ды құрайды; бұл мәндер алдыңғы осьтегі теориялық мәnnің 41%-ы ғана қалпына келтірілген әлеуетке әкеледі. Электрқозғалтқыштың және аккумулятордың тиімділігі ұқсас болған кезде регенерация әлеуеті артқы бөліктегі 27%-ды құрайды. ПӘК 95% электр қозғалтқышы үшін және 90% батарея үшін шығатын сәл жақсы мәндермен, біз алдыңғы осьте 49% әлеуетін және артқы осьте 32% әлеуетін көреміз. Толық жетекті жеңіл автокөліктермен біз әрбір жағдайда әлеуетті көреміз, ол екі жиынтықтан тұрады. Электрқозғалтқыштың моменттерін регенерациялаумен қатар қозғалғыш кедергілерге жататын жоғарыда түсіндірілген теориялық қалпына келтірілген әлеуетке шектеулер тежегіш күштерді бөлу және тиімділіктен туындайтын шектеулер жеңіл автокөліктегі энергияның аз бөлігі шын мәнінде қалпына келтірілуі мүмкін екенін көрсетеді. Бұлны әр түрлі жетектің концепцияларын салыстыру кезінде әрдайым ескеріп отыру керек.

7.4 Сұрақтар мен жаттығулар

Есте сақтау

1. Гибридті күштік қондырғылардың идеясын сипаттаңыз.
2. Гибридті күштік қондырғылардың түрлі топологияларын сипаттаңыз.
3. Кері көлбеу жолдар үшін және баяулау үшін рекуперативті тежеу мен зарядтауды түсіндіріңіз.

Қолдану

1. Көлбеу жолдағы $p = -0.1$ жеңіл автокөлікті қарастырайық. $v = 20$ м / с жылдамдықпен алдыңғы және артқы жетегі бар жеңіл автокөлік үшін алдыңғы бөлігінде 60% және артқы бөлігінде 40% тежеу күшін тарату үшін ең жоғары рекуперацияланған қуатты есептеңіз.

Параметрлер: $cd = 0.3$, $A = 2$ м², $\rho_a = 1.2$ кг/м³, $f_r = 0.01$, $m_{tot} = 1500$ кг, $g = 10$ м/с².

8

Бейімделген круиз-бақылау

Осы тарауда белсенді круиз-бақылау ұғымы түсіндіріледі. 8.1 - бөлімде негізгі компоненттер және басқару алгоритмі толық қарастырылады. 8.2 - бөлім қашықтықты және салыстырмалы жылдамдықтарды өлшеуге арналған. 8.3 - бөлімде көлік құралының БКБ-мен басқа көлік құралдарымен жақындасу қабілеті туралы ақпарат берілген.

8.1 Басқару компоненттері мен алгоритмі

БКБ аббревиатурасы бейімделген круиз-бақылау ретінде түсіндіріледі. БКБ круиз-бақылауды (КБ) кеңейту болып табылады. КБ (сондай-ақ жылдамдықты басқару ретінде белгілі) көлік құралына жүргізушінің араласуынсыз тұрақты жылдамдықпен қозғалуға мүмкіндік береді (тежегіш басқысының немесе отын беру басқысының көмегімен). Круиз - бақылау үшін әртүрлі жүйелер қолданылады. Жиі қозғалтқышта дроссельді жапқыш арқылы өтетін (немесе дизельді қозғалтқышта бүрку санын басқару), қозғалтқыштың айналмалы сәті белгілі бір жылдамдықты сақтай алатындай тіркейтін механизм ғана бар. От алдыру бұрышын реттеу немесе жекелеген бүрку импульстерін басу сияқты тартқышты (ASR) бақылау үшін қажетті жылдам араласу кезінде круиз – бақылау талап етілмейді.

Математикалық сипаттаманың бастапқы нүктесі қозғалыс кедергісін қамтитын бойлық динамиканың негізгі теңдеуі болып келеді.

Біз 3 - тарауда көлік құралы үшін қажетті қозғалыс теңдеуін шығардық, (8.1) теңдеуін қараңыз:

$$\begin{aligned} \frac{M_{a1}}{r_{wst1}} + \frac{M_{a2}}{r_{wst2}} = & c_d A \frac{\rho_a}{2} \dot{x}_v^2 \\ & + \left(m_b + J_c \left(\frac{i_d}{(1 - S_2) r_{wst2}} \right)^2 + J_e \left(\frac{i_d i_g}{(1 - S_2) r_{wst2}} \right)^2 \right) \ddot{x}_v \\ & + \left(m_{a1} + m_{a2} + J_{a1} \frac{(1 - S_1)^2}{r_{wst1}^2} + J_{a2} \frac{1}{(1 - S_2)^2 r_{wst2}^2} \right) \ddot{x}_v \end{aligned}$$

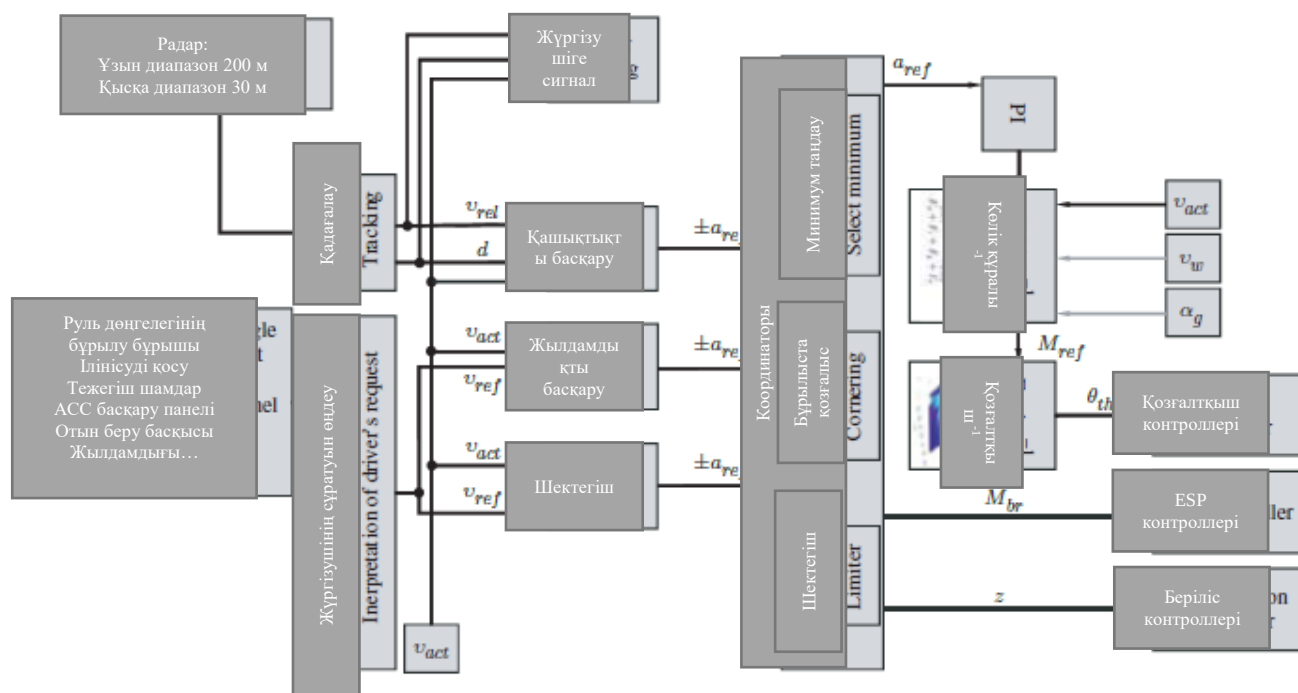
$$+ G \sin \alpha + f_{a1} F_{z1} + f_{a2} F_{z2} . \quad (8.1)$$

Бізге барлық бөлшектер қажет емес, сондықтан біз теңдеуді (8.1) едәуір қарапайым нысанға келтіре аламыз:

$$\frac{1}{r_{wst1}}M_{a1} + \frac{1}{r_{wst2}}M_{a2} = c_d A \frac{\rho_a}{2} \dot{x}_v^2 + F_i + F_g + f_{a1}F_{z1} + f_{a2}F_{z2} . \quad (8.2)$$

Айналу сәті белгілі бір жылдамдықты ұстап тұра алатындай болу үшін реттеледі. СС барлық көлік құралдарында қозғалтқышты басқару блогының болуы арқасында салыстырмалы түрде оңай жүзеге асырылады, сондықтан қозғалтқышты басқаруға ең қарапайым араласу қажет. Егер тежегіш жүйесінің әрекеті бар ESP және қашықтықты өлшеу үшін қосымша бергіші бар болатын болса, СС кеңейтулері мүмкін. Олай болса, СС қарапайым нысанында барлық көлік құралдарында мүмкін болады.

БКБ өзімен СС айтарлықтай кеңейтімі болып табылатынын білдіреді; және бастапқыда еркін жолда жүргізуші белгілеген жылдамдық сақталып қалады. Егер траекторияда баяу қозғалатын басқа көлік құралдары бар болатын болса, жылдамдық тұрақты түрде ұстап тұрмайды, ал уақыт аралығы немесе қашықтық контроллері алдыңғы келе жатқан көлік құралынан алдын ала белгіленген қашықтықта (жылдамдыққа байланысты) көлік құралын ұстап қала алады. БКБ үшін контроллер құрылымы 8.1 - суретте толық көрсетілген. Біз басқару құрылымында көлік моделі мен қозғалтқыш моделін көре аламыз; екеуі де аударылған. Сонымен қатар, БКБ басқа жүйелерге, атап айтқанда ESP, қозғалтқышқа және беріліс қорабын басқару жүйесіне қосылғанын көруге болады.



8.1 – сурет. БКБ бақылау (Winner et al. 2012 бейімделген)

Көлік құралының бойлық динамикасының моделі теңдеуден (8.2) екі тәсілмен пайдаланыла алуы мүмкін:

Бірінші және қарапайым тәсілі осы дөңгелектің айналу сәті үшін ең жоғарғы еңісті немесе ең жоғарғы үдеуді есептеу болып келеді.

Екінші тәсілі - бір немесе бірнеше кедергілерді тағайындау, содан кейін қажетті айналу сәтін есептеу.

Бірінші тәсіл әдеттегі тікелей есептеу ретінде жиі пайдаланылатындықтан, екінші тәсіл, яғни қарама-қарсы тәсіл бойлық динамиканың инвертацияланған моделі деп аталады. Бұл 8.1 - суретте «Көлік құралы – 1» өрнегінің себебі болып келеді.

БКБ функционалдығы келесі қадамдарда қысқаша баяндалуы мүмкін:

Жүргізуші сұранысы түсіндіріледі: эталондық жылдамдық, v_{ref} (немесе берілген жылдамдық мәні), жүргізуші сұрайтын және жүргізушінің басқару панелі немесе БКБ иінітірегі арқылы тіркейтін жылдамдық контроллеріне жіберіледі (және үдеуді шектегіш және жүргізушінің ескерту құрылғысы, әдетте көзбен шолу сигналы). Бұл беріліс үзілуге әкеледі, мысалы, жүргізуші БКБ (тастау) үшін көрсетілгеннен жоғары жылдамдауды сұраған жағдайда, жүргізуші ілінісу басқысын басқан кезде тежейді және т. б.

Келесі басқару деңгейі үш блоктан тұрады (электрондық басқаруы жоқ ескерту құрылғысынан басқа, бірақ адамды басқару функциясы бар, мысалы, жүргізуші жылдамдықты төмендету үшін ынталандыруға қызмет етеді):

Жылдамдық контроллері берілген жылдамдық мәніне жету үшін қажетті үдеуді орнатады, v_{ref} . Бұл үшін берілген жылдамдық мәні, v_{ref} , нақты жылдамдықпен салыстырылады, v_{act} . Айырмашылық функциясы $v_{ref} - v_{act}$ қалаған үдетуді бере алады a_{ref} : $a_{ref} < 0$, егер де $v_{ref} - v_{act} < 0$, немесе $a_{ref} > 0$, егер де $v_{ref} - v_{act} > 0$. Жылдамдық контроллері a_{ref} осылайша, жүргізушіге ыңғайлы болу үшін таңдау керек (мысалы, жүргізушіні абыржыту үшін тым тез емес, жүргізушіні тітіркендірмеу үшін тым баяу емес болған жөн). Жылдамдық контроллері басқа тапсырманы орындай алады: берілген жылдамдату мәні, a_{ref} , қозғалтқыш үшін қажетті айналу сәті береді; сол себепті қозғалтқышты үнемді күйде пайдалануға мүмкіндік болады.

Жылдамдықты шектегіш, мысалы, заңнамалық талаптарды немесе ISO стандарттарын ескеруі мүмкін. 8.2 - суретте жылдамдату шектері және ISO 22179 сәйкес тежеу шектері көрсетілген. Бірінші нұсқада, ISO 15622 сәйкес БКБ басқарудың базалық стратегиясында болған кезде, БКБ

$v_{low,max} = 5 \text{ m/s}$. төмен ажыратылады. Ең төменгі белгіленген жылдамдық $v_{set,min} = 7 \text{ м / с}$. Ең жоғары немесе ең төменгі үдету жылдамдыққа байланысты болып табылады. ISO 22179 талаптары (FSRA: жылдамдықтың толық диапазонымен бейімделген круиз - бақылау; жүйе ең жоғары жылдамдықта тоқтаудан есептелген) түрлі шектеулерді белгілейді, бірақ көлік құралының тоқтауын реттеу мүмкін.

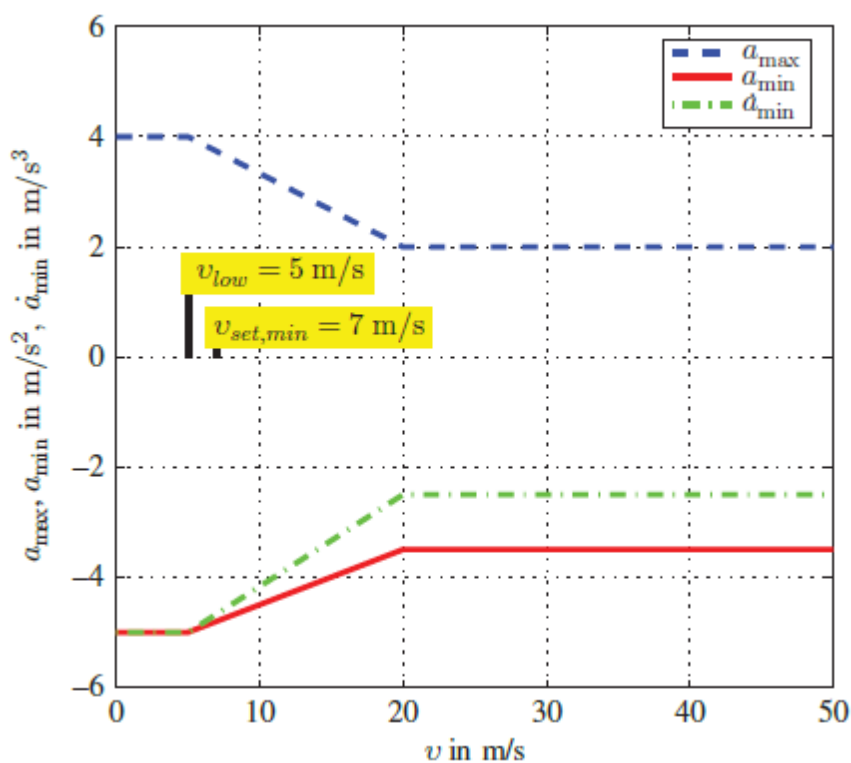
Осы деңгейде соңғы басқару блогы қашықтық контроллері (немесе уақыт контроллері) болып табылады. Қашықтықты контроллердің кіріс мәндері радиолокациялық бергіштен сигналдар (алдында жүріп келе жатқан көлік құралының салыстырмалы жылдамдығы және осы көлік

құралына дейінгі қашықтық) және нақты жылдамдық болып келеді, v_{act} . Бұл деректер қалаған жеделдету үшін пайдаланылады; ал берілген үдету мәні, a_{ref} , жылдамдық реттегіші негізінен оң болады, егер қашықтық тым аз болса немесе ол келесі басқару кезінде ауысатын болса, қашықтық реттегішінің берілген мәні теріс болады.

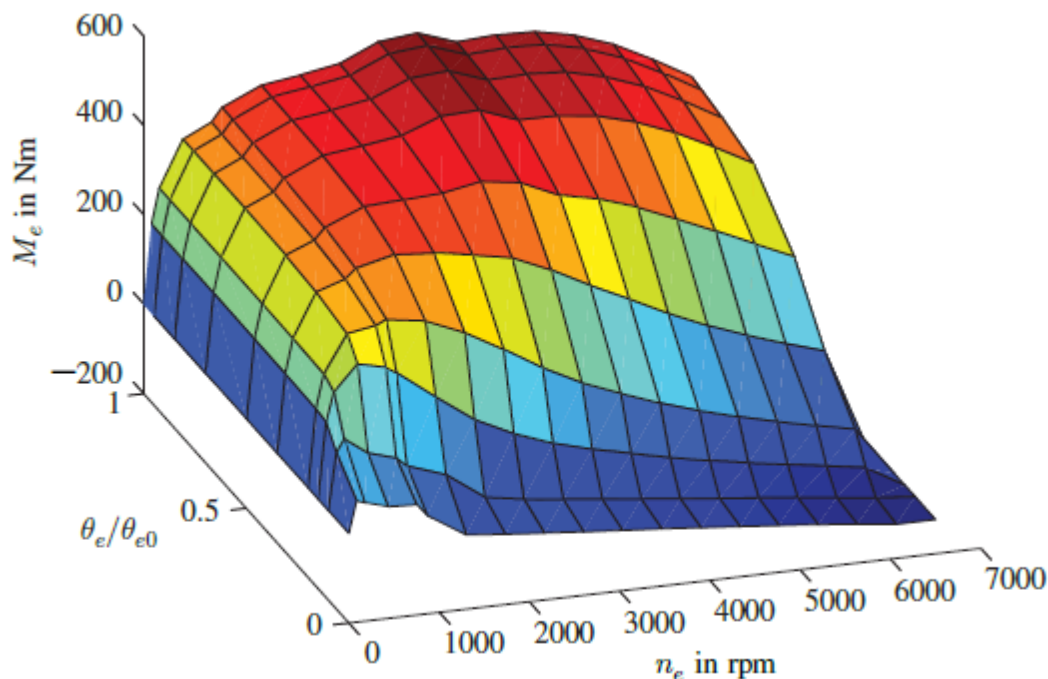
Жылдамдату үшін берілген мәндер, мысалы бұрылыс сияқты ерекше жағдайларды ескеретін келесі блокта үйлестіріледі. Егер қалаулы теріс үдету a_{ref} қозғалтқыш сәтінен қамтамасыз ете алатын үдетуге қарағанда артық болатын болса (оның абсолюттік мәніне қайта есептегенде), дөңгелектерге ESP көмегімен қосымша тежеу сәті қоса берілуі тиіс. Егер БКБ жылдамдықтың барлық диапазонында жұмыс істесе, жылдамдықты өзгерту кезінде берілісті ауыстыру үшін роботталған немесе автоматты беріліс қорабы қажет етіледі. Жылдамдықты бақылаудан қашықтықты бақылауға ауыстыру және керісінше орындау автоматты түрде жүреді, сондықтан жүргізуші араласпауы тиіс.

Соңғы блок төменде сипатталған PI-контроллерден тұрады.

Дөңгелектің тірек сәтін анықтау үшін, M_{ref} , үдетудің берілген мәніне жету үшін қажет, a_{ref} , біз (8.1) теңдеуінде a_{ref} , нақты жылдамдықты, v_{act} , сондай – ақ берілік коэффициентін белгіледік, z . Осы үш айнымалыны пайдалана отырып, жылдамдыққа қарсылықты, F_i , және ауа кедергісі, F_a (желдің нөлдік жылдамдығы) анықтауға болады. Жолдың көлбеуі оңай өлшенбейтіндіктен (көлбеуді, мысалы, бойлық жеделдету бергішінің көмегімен бағалауға болады, ол көлік құралын жеделдету арқылы түзетілуі тиіс, ол қажетті бағалау нәтижесі болып табылады.



8.2 – сурет. БКБ үшін үдету шектері: ISO 15622 және ISO 22179



8.3 –сурет. Үш өлшемді қозғалтқыш сипаттамасы: қозғалтқыш сәті, M_e , жылдамдыққа

байланысты, n_e , және дроссельдің салыстырмалы жағдайы, θ_e/θ_{e0} қозғалтқыш айналу сәті) және ағымдағы шиналардың жиынтығы мен шинадағы қысым белгісіз, тербеліс пен еңіс кедергісі анықталуы мүмкін емес, тек шамамен ғана бағалануы мүмкін.

Жылдамдату және ауа кедергісінің жиынтығы дөңгелектің қажетті айналмалы сәтін бағалау үшін пайдаланылуы мүмкін болады, $M_{w \text{ ref}}$, ол қозғалтқышта қажетті айналу сәтін береді, M_{ref} (z қосылған беріліс, i_d дифференциалды беру коэффициенті, i_z трансмиссияны беру коэффициенті):

$$M_{\text{ref}} = \frac{1}{i_d i_z} M_{w \text{ ref}} . \quad (8.3)$$

Қалаған айналу сәтін M_{ref} және нақты жылдамдықты, $n_{\text{act}} = i_d i_z n_w$, қозғалтқышты (n_w бұл дөңгелек жылдамдығы) пайдалана отырып, қозғалтқыштың қажетті айналу сәтін қамтамасыз ету үшін қажетті θ_e дроссель жапқыш бұрышын анықтауға болады. Ол үшін 8.3 - суреттегі сияқты қозғалтқыштың үш өлшемді сипаттамасы қолданылады. Қозғалтқыштың үшөлшемді сипаттамасына қарап, $M_e = M_e(n_e, \theta_e)$, екі айнымалы жылдамдық функциясы ретінде, n_e және дроссельді жапқыштың бұрышы, θ_e дроссельді жапқыш бұрышын анықтау θ_e - бұл инверсия түрі екенін байқаймыз. M_e Міне, кейбір жарияланған көздер мен 8.1 - сурет немесе қозғалтқыш -1 мына теңдеуге назар аударады $\theta_e = M_e^{-1}(M_{\text{ref}}, n_{\text{act}})$.

Қауіпсіз жұмыс үшін қажетті екі көлік құралының арасындағы қашықтық жылдамдыққа байланысты болып келеді. Қашықтық үшін төменгі шекара әдетте ең аз уақыт аралығымен

анықталады $\tau_{\min} = 1\text{s}$, бұл БКБ бар автокөлікке дейін қашықтықты өту үшін талап етілген уақыт. Ең аз ара қашықтық, $d_{\min}$, мына формула бойынша есептеледі

$$d_{\min} = \tau_{\min} v . \quad (8.4)$$

ISO 15622 уақыт аралығы 1,5 с және 2,2 с арасында ұсынылады.

8.2 Қашықтықтарды және салыстырмалы жылдамдықтарды өлшеу

БКБ -пен жұмыстың күрделілігі қашықтықтан басқа, сол қозғалыс жолағында қозғалатын тиісті көлік құралдарын және басқа қозғалыс жолақтарында қозғалатын өзге де көлік құралдарын бір мезгілде айыра отырып, алда келе жатқан көлік құралының салыстырмалы жылдамдығын анықтау болып табылады.

Қашықтықты және жылдамдықты анықтау жиі қашықтық радиолокаторы арқылы орындалады. Радардың көмегімен қашықтықты анықтаудың әртүрлі тәсілдері бар. Өлшеу принциптерінің бірі сәулеленетін радиолокациялық толқын металл объектіден бейнеленеді, ал шағылысқан (электромагниттік) толқын қабылдағыш сигналымен өңделеді, бұл қашықтық мен салыстырмалы жылдамдықты көрсетеді. Салыстырмалы қашықтық сәулеленетін сигналды қабылдағышқа қайтару үшін қажетті уақытша кідірісті анықтауға негізделген. Салыстырмалы жылдамдық доплерлік жиілікті жылжыту арқылы анықталуы мүмкін.

Электромагниттік толқындардың уақытша кідіруін қолдану арқылы қашықтықты тікелей анықтау және жолға қатысты Доплер әсерінің көмегімен жылдамдықты тікелей анықтау (уақыт бойынша кідірісті және доплерлік ығысуды анықтау үшін жоғары дискреттеу жиілігі қажет) 1, БКБ FMCW (жиілік - модульденген үздіксіз толқын) деп аталатын көмегімен жанама анықтаумен қашықтықтың радиолокаторларын жиі қолданып келеді. Бұл әдіс бойынша синусоидалды сигнал жиілігі сызықтық (жиіліктің сызықтық өзгеруі) теріс көлбеумен және оң көлбеумен де өзгереді. Қабылданған сигнал жиілігінің ауысуы, біріншіден, салыстырмалы жылдамдыққа байланысты Доплер әсерінде және екіншіден, қабылданған сигнал қабылдау сәтінде басқа жиілік берілген уақытта берілген фактіге негізделген. (соңғы нәтиже уақытша кідіріс нәтижесі болып келеді).

f_s берілетін сигнал жиілігі, келесі формулаға сәйкес сызықтық түрде өзгереді деп болжам жасайық ($f_0 = 76,5\text{ GHz}$ or $f_0 = 24\text{ GHz}$)

$$f_s(t) = f_0 + m_1 t . \quad (8.5)$$

Алынған сигнал жиілігін келесі түрде аламыз

$$f_e(t) = f_0 + m_1 \left(t - \frac{2d}{c} \right) - 2 \left(f_0 + m_1 \left(t - \frac{2d}{c} \right) \right) \frac{v_{\text{rel}}}{c} .$$

Екінші қосылатын формулалар өзімен уақытша кідіріс салдарынан жиіліктің ауысуы болып табылатынын, үшінші қосылатын формулалар Доплердің әсерінен жиіліктің ауысуы болып табылатынын көрсетеді.

Жиілікпен алынған сигнал f_e және жиілігі бар берілетін сигнал f_s сигналдарды қосу арқылы араластырылады; өйткені аз жиіліктердің айырмасы, нәтижесінде төмен жиіліктегі (жиіліктер айырмашылығының жартысына тең) тактіі қамтитын сигнал алынады. Екінші жиілік компоненті (орташа жиілік мәні) бұл аралас сигнал үлкен. Төменгі жиіліктерді сүзуден және Фурье жылдам

түрлендіруден кейін біз өлшемдер бойынша жиіліктердің әртүрлілігін аламыз, Δf . Бұл жиілік айырмашылығы екі сигналдан есептелуі мүмкін f_s және f_e уақыт кезінде t ; біз келесіні аламыз

¹ Егер көлік құралдарының арасындағы қашықтық үшін 5 м рұқсат талап етілсе, уақыт айырмашылығы $10 \text{ м} / 3 \times 10^8 \text{ м} / \text{с} = 1/3 \times 10^{-7} \text{ с}$ құрайды, жиілікті салыстырмалы ығысу шамасы шамамен $\Delta v_{\text{rel}}/c = 1/3 \times 10^{-8}$ 1 м / с жылдамдықты шешу үшін құрайды.

$$\begin{aligned} \Delta f(t) &= \frac{1}{2} |f_e - f_s| \\ &= \left| -\frac{dm_1}{c} - \left(f_0 + m_1 \left(t - \frac{2d}{c} \right) \right) \frac{v_{\text{rel}}}{c} \right|. \end{aligned} \quad (8.7)$$

Егер де Δf_1 бұл өлшенген тактаның жиілігі болса, егер біз осы теңдеуді орнатсақ (8.7), онда біз мынаны аламыз

$$\Delta f_1 = -\frac{dm_1}{c} - \left(f_0 + \underbrace{m_1 \left(t - \frac{2d}{c} \right)}_{=\Delta f \ll f_0} \right) \frac{v_{\text{rel}}}{c}. \quad (8.8)$$

(8.8) теңдеуі екі белгісіз айнымалы, қашықтық үшін сызықты емес функция, d және салыстырмалы жылдамдық, v_{rel} болып табылады. Бұл қашықтық, d және салыстырмалы жылдамдық, v_{rel} , бір өлшемнен алынуы мүмкін болып табылмайтынын Δf_1 , кем дегенде бір өлшем қажет екенін білдіреді. Жақсы нәтиже алу үшін (өлшеу қателіктеріне қатысты), екінші өлшемді басқа көлбеумен жиілікті өзгерту үшін m_2 жүргізу қажет. Егер көлбеу мынаған өзгертілсе m_2 , содан кейін тактінің жиілігі, Δf_2 , қайта өлшенеді, үшін екінші теңдеу d және v_{rel} одан да мынаны аламыз

$$\Delta f_2 = -\frac{dm_2}{c} - \left(f_0 + m_2 \left(t - \frac{2d}{c} \right) \right) \frac{v_{\text{rel}}}{c}. \quad (8.9)$$

(8.8) және (8.9) теңдеулердің қиылысуын есепке ала отырып, өлшеу уақыты уақыт үшін таңдалуы тиіс t қалаған қашықтықты, d , и желаемую относительную скорость аламыз, v_{rel} Жиіліктің өзгеруі азырақ деп болжай отырып, $\Delta f_i, (i = 1, i = 2)$ негізгі жиілікке қатысты,

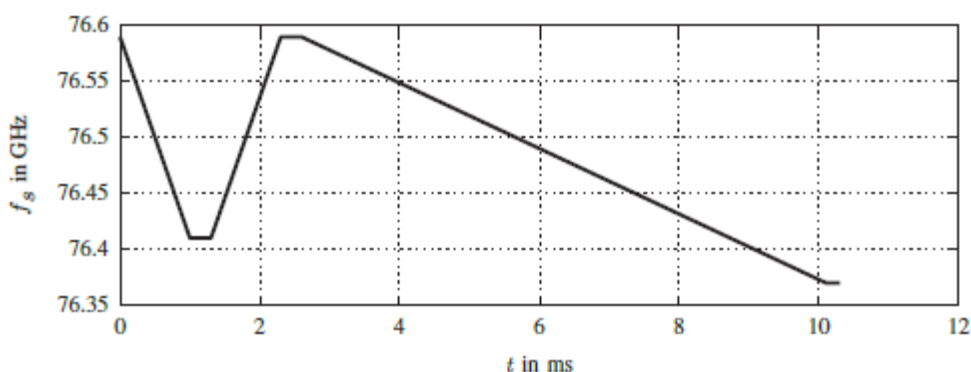
f_0 (8.8) және (8.9) біз теңдеуде сызықсыз мүшені елемей аламыз, бұл арқылы анықтау d және v_{rel} екі теңдеудің сызықтық жүйесінің қарапайым шешімі екенін көрсетеді.

8.4-суретте радар бергішіне арналған жиіліктік сипаттамалар қалай өзгереыні көрсетіледі. Мұнда, біз екеуден артық көлбеуді қарастырамыз. Белгі бойынша да, көлемі бойынша да ерекшеленетін бұл көлбеу салыстырмалы жылдамдық пен қашықтықты неғұрлым дәл анықтау үшін пайдаланылуы мүмкін.

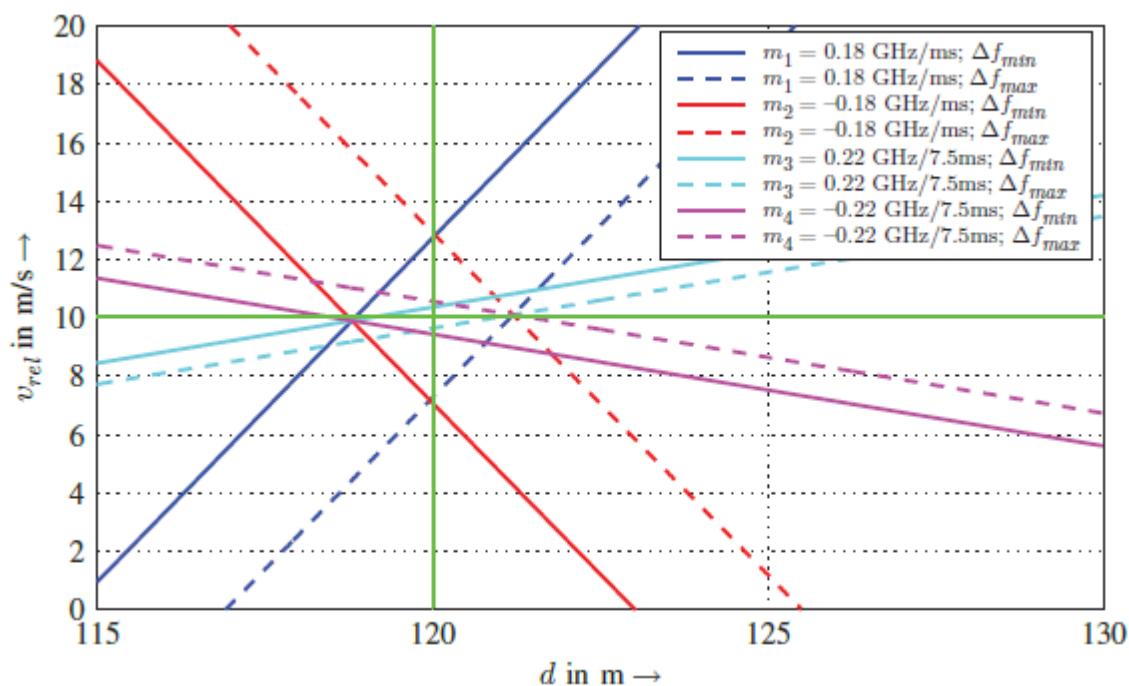
Енді әртүрлі көлбеу түрлі жиіліктік сызықты өзгерістерді қарастырайық, m_i ($i = 1, \dots, 4$), ол 8.4 суретте көрсетілген. Баяу өсіп келе жатқан еңіс осы суретке қосылады (еңістердің абсолюттік мәнімен бірдей). Егер біз тактілік жиілік өлшеулерін болжасаңыз, Δf , 1% қателігі бар, онда мүмкін қашықтықтарды, d және салыстырмалы жылдамдықты есептеу үшін, v_{rel} , мына теңдеуді шешу қажет

$$(1 \pm 1\%) \Delta f = -\frac{dm_i}{c} - \left(f_0 + m_i \left(t - \frac{2d}{c} \right) \right) \frac{v_{rel}}{c}$$

Шектері 8.5 - суретте көрсетілген. Бұл сурет үшін параметрлер: ара қашықтық $d = 120$ м және салыстырмалы жылдамдық $v_{rel} = 10$ м / с.



8.4 - сурет. Салыстырмалы жылдамдықты анықтауды жақсарту үшін әртүрлі еңістерде жиіліктің өзгеруі (Winner et al. бейімделген 2012)

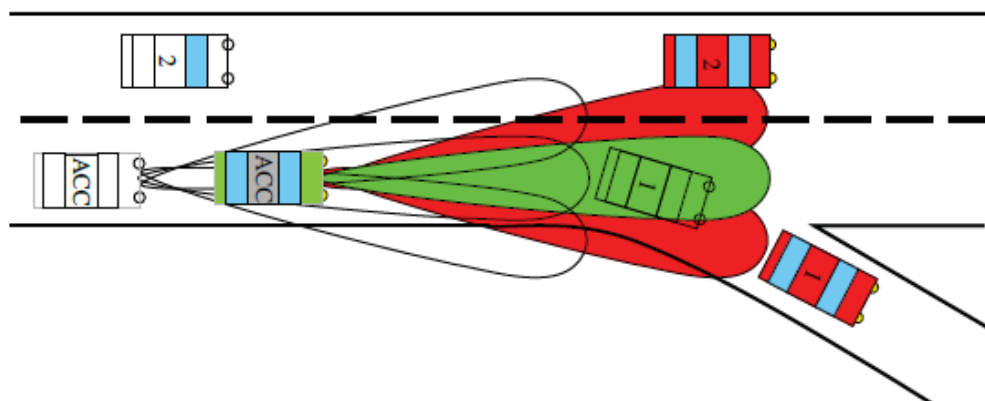


8.5 – сурет. Әр түрлі жиіліктегі өзгерістер үшін жиілікті анықтау, тактаның жиілігі үшін қателер, әрқайсысы $\pm 1\%$

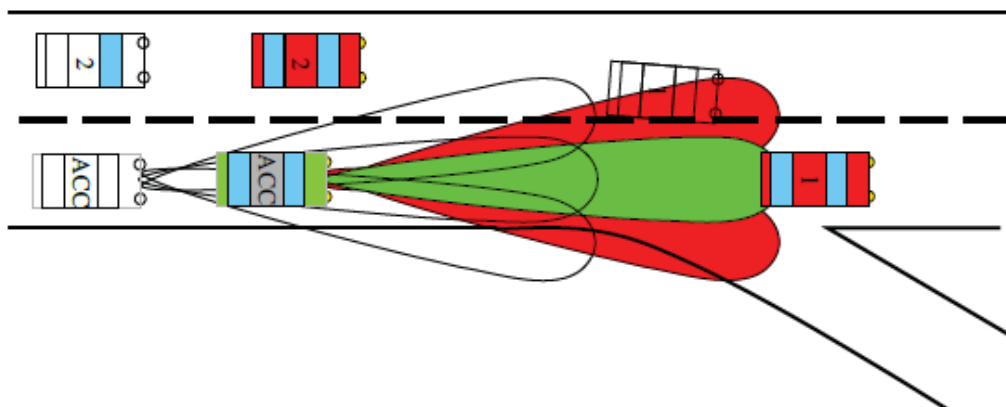
Ең дұрысы, ешқандай қатесіз, қисық нүктеде қиылысу керек (d, v_{rel}) = (120 м, 10 м / с). Екі баяу көлбеулерді пайдаланғаннан гөрі, екі жылдам көлбеулерді ғана пайдаланатын әдісті дәлме-дәл емес деп көруге болады. Демек, үшінші баяу ұлғайған функцияны пайдалану дәлдігін арттырады.

Бірнеше антенналар мен қабылдағыштар шағылысқан сәуле түсетін бағытты болжау үшін қосымша пайдаланылады. 8.6 – 8.9 суреттер әр түрлі үш таратқыштардың әрқайсысы үшін анықтау диапазонын бейнелейді. Кейбір құрылғылар кейде төрт тарату және қабылдау құрылғыларымен жұмыс істейді.

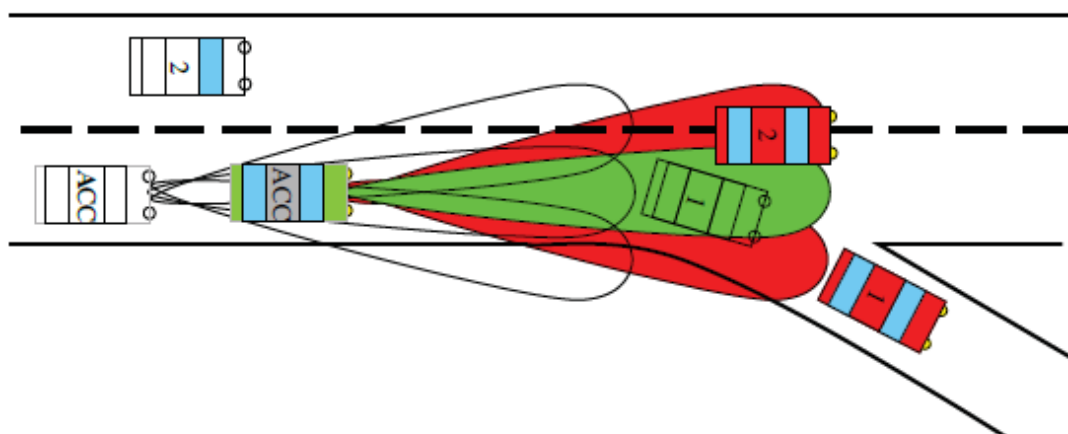
8.6–8.9 суреттер БКБ танылуы тиіс конфигурациялардың мысалдарын бейнелейді. Мысалдар көлік құралы өзінің қозғалыс жолағынан шығатын жағдайларды және басқа көлік құралы 8.6-суретте көрсетілгендей табу аймағына жылжитын жағдайларды қамтиды. Бұл жағдайда баяу қозғалатын 1 көлік құралы БКБ анықтау диапазоны шегінде уақыттың екі нүктесінің арасында қысқа уақыт көрінеді, бірақ содан кейін қайтадан оң жағында қалады. 2 жылдам көлік құралы сол жақта пайда болады. БКБ осы екі көлік құралын ажыратуы тиіс, бұл көрсетілген жағдайда әр түрлі жағдайлар мен жылдамдықтардан қиын емес.



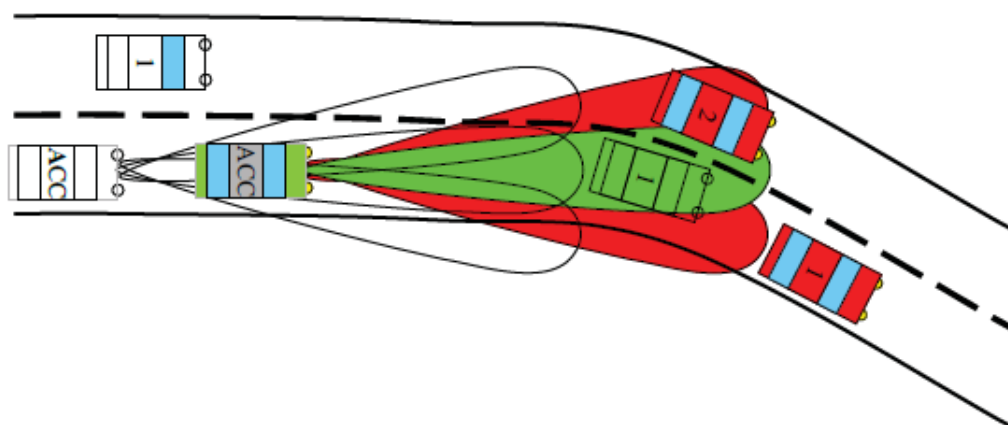
8.6 – сурет. 1 баяу көлік құралы қазіргі уақытта БКБ анықтау аймағында болады және одан қайтадан кетеді; және 2 көлік құралы жабу аймағында болады



8.7- сурет. 1 көлік құралы БКБ бар көлік құралын анықтау аймағына кіреді



8.8 – сурет. 2 көлік құралы БКБ көлік құралын анықтау аймағына қозғалады, 1 көлік құралы әрекет ету аймағынан шығады



8.9 – сурет. 8.8-суретте көрсетілген жағдай кезінде БКБ көлік құралының басқа жолақта жылдам қозғалуынан өзгертілмейді

8.7 - суретте БКБ жылдамдықты бақылаудан қашықтықты бақылауға ауысатын жағдай көрсетілген, себебі 1 көлік құралы қауіпсіз қашықтықта өтеді. Бұл жағдайда БКБ -пен автокөлік жылдамдығы төмендейді. Егер 1 көлік құралы өте баяу болса, БКБ бар көлік жылдамдығы күрт

төмендеді. 8.8-суретте көрсетілген мән-жайлар 8.6 - суретте ұқсас жағдайды бейнелейді. 8.6 - суретке қарағанда, БКБ 8.8 - суретте араласуы тиіс, себебі 2 біршама жылдам көлік құралы орташа анықтау аймағында, демек, БКБ бар көлік құралы сияқты жолақта болады. 1 баяу көлік құралының бұрын осы салада болғаны фактісі БКБ сигналдары екі көлік құралын көлік құралдарының анықталған бүйірлік секцияларынан және өлшенген жылдамдықтарын ажыратуға тиіс екенін білдіреді. Осы себепті БКБ жүйесі осы көлік құралдарының траекторияларын есептеу үшін бақылау алгоритмдерімен жұмыс істейді.

8.8 және 8.9 - суреттердегі жағдайларды салыстыра отырып, іске қосылған көлік құралдарының орналасуы бірдей және тек бағыттар ғана ерекшеленеді. 8.9 - сурет жағдайында БКБ жағдайға араласпауы мүмкін болады. БКБ жүйелері төмен жылдамдықтар диапазонында кейбір дәрежеде жұмыс істей алатындықтан, жағдай БКБ жоғары талаптарын көрсетеді.

БКБ ESP-ге қосылғандықтан, роботталған немесе автоматты беріліс қорабы мен қозғалтқышты басқару блогы, бұл құрылғылардың барлық басқару сигналдары қол жетімді болып келеді. Соо себепті БКБ ESP бүйірлік жеделдету бергішінің арқасында бұрылыс тануы мүмкін. Мұндай жағдай үшін, яғни бұрылыстарды және алдыңғы қисық траекториямен қозғалатын көлік құралдарын анықтау үшін осы бергіштердің сигналдарын пайдалануға болады. Сонымен қатар, 8.9 суретте көрсетілген жағдайлар бар, онда тарату шын мәнінде мүмкін емес. Демек, БКБ жабдықтарында олардың болжамды қозғалыс бағыттарында көлік құралдарын қадағалау алгоритмдері іске асырылған.

БКБ функционалдығы БКБ (қозғалтқышты басқару блогы, беріліс қорабын басқару және ESP) негізделген басқару құрылғыларының біреуі істен шыққан жағдайда шектелген немесе толық жоғалған. Бұл рұқсат етіледі, өйткені БКБ қолданыстағы атқарушы тетіктер мен осы үш жүйенің бергіштеріне сүйене отырып, әлдеқайда үнемді іске асырылуы мүмкін, егер ол өзінің жеке бергіштер мен атқарушы тетіктерінің жиынтығымен орнатылған болса.

8.3 Көлік құралдарымен жақындасу қабілеті

Егер БКБ бар автокөлік алдында баяу қозғалатын көлік құралы пайда болса, БКБ бар көлік құралы жылдамдықты төмендетуі тиіс. Аппроксимациялық қабілет деп аталатын қабілеті — бұл жылдамдықтың ең көп айырмашылығы, Δv_0 , ол БКБ арқылы бақылануы мүмкін.

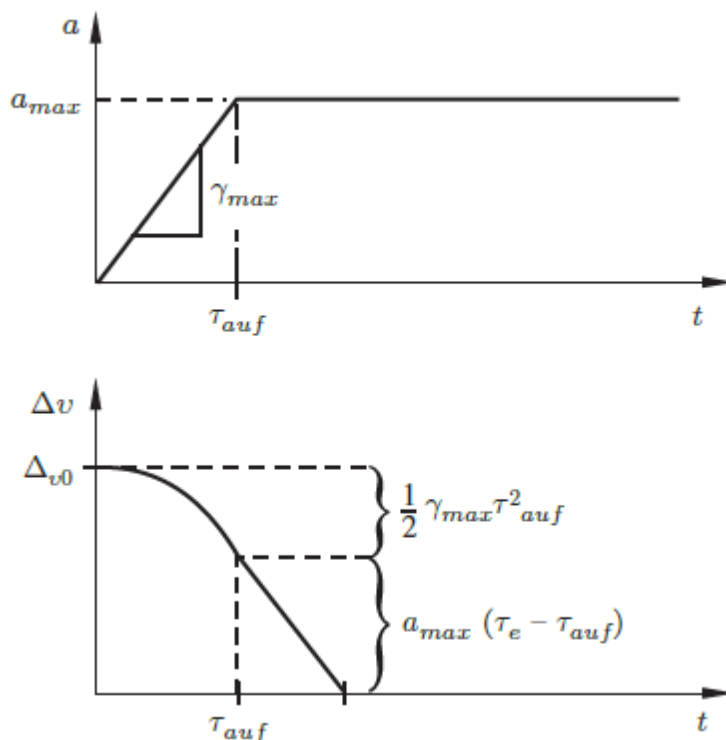
Мұнда ең жоғары жеделдету болжанып отыр, $a_{\max}$, 0 мәнінен сызықтық қол жеткізіледі (8.10 – суретті қараңыз). Көлбеу $\gamma_{\max}$ (бұл жайлылық тұрғысынан шектелуі тиіс серпіліс 8.2-суретті қараңыз), ең жоғары үлетуді құру үшін қажетті уақыт τ_{up} , демек, үдету келесі түрде анықталады

$$a(t) = \begin{cases} \gamma_{\max} t & \text{for } t \leq \tau_{up} \\ a_{\max} & \text{for } t > \tau_{up} \end{cases} \quad (8.11)$$

Нәтижесінде ең жоғары үлетуді өсіру үшін уақыт керек, τ_{up} , бұл жағдайда келесі анықтама орындалады:

$$\tau_{up} = \frac{a_{\max}}{\gamma_{\max}} \quad (8.12)$$

Үдеуді біріктіре отырып, біз салыстырмалы жылдамдықты аламыз, $\Delta v(t)$, Салыстырмалы жылдамдық $\Delta v(t)$, бастапқы дифференциалды жылдамдықтан басталады, Δv_0 , содан кейін алдымен параболикалық, содан кейін 0-ге дейін сызықтық азаяды. 0 мәні дәл уақытында жетеді τ_e ,



8.10 – сурет. Жакындау кабілетін анықтау

Алдағы уақытта біз келесі түрде болж жасаймыз, τ_e уақыт барынша жылдамдыққа жеткеннен кейін жүреді, сол себепті $\tau_e > \tau_{up}$. Салыстырмалы жылдамдық қисығы сол кезде анықталады

$$\begin{aligned} \Delta v(t) &= \Delta v_0 + \frac{1}{2} \gamma_{\max} \tau_{up}^2 + a_{\max} (t - \tau_{up}) \\ &= \Delta v_0 - \frac{a_{\max}^2}{2 \gamma_{\max}} + a_{\max} t . \end{aligned} \quad (8.13)$$

Жылдамдықтың айырмашылығы жоғалуы тиіс шарт, $\Delta v(\tau_e) = 0$, бізге уақыт үшін теңдеуді береді τ_e . Жылдамдықтың қисығын интеграциялау, қашықтықтың қисығын аламыз, $\Delta s(t)$, бұл көлік құралдарының арасында болатын және олар біріктірілген кезде уақыт өте келе азаятын қашықтықтан басталады d_0 .

Бұл қашықтық белгілі бір ең аз қашықтықтан төмен болмауы тиіс, $d_{\min}$, Дифференциалды қашықтық үшін формулаға орналастыра отырып, Δs , біз $\Delta s(\tau_e) = d_{\min}$ теңдеуін аламыз.

Түрлендіру ең аз қашықтық арасындағы қатынасты береді, $d_{\min}$ және салыстырмалы жылдамдықпен жүреді.

8.4 Сұрақтар мен жаттығулар

Еске түсіру

1. БКБ әдетте негізделген екі басқару режимін атаңыз.
2. БКБ жылдамдату шегі үшін шамалар тәртібін келтіріңіз.
3. Мехатрон жүйесінің қандай компоненттеріне БКБ сүйенеді?
4. Жүйенің осы компоненттерінің бірі істен шықса, не болады?

Түсіну

1. АСС қызметін түсіндіріңіз.
2. Бойлық динамика, қозғалтқыштың үшөлшемді сипаттамасы және БКБ басқару алгоритмдері арасындағы байланысты түсіндіріңіз.
3. Алдыда қозғалатын көлік құралдарының қашықтығы мен жылдамдығын FMCW көмегімен қалай анықтайтынын түсіндіріңіз.
4. БКБ жүйесі толық бойлық динамиканы анықтау үшін датчиктермен жабдықталуы тиіс?
5. Көлік құралдарын қадағалау жүйесінің қажеттілігін көрсететін жүргізу жағдайларын сипаттаңыз.
6. Көлік құралының бойлық серпіні контекстінде, бұл жалпы БКБ жүйелерінде ауыспалы кедергілердің болуына не әсер етеді?

Қолдану

1. Доплердің әсері нәтижесінде алынған тактілік жиілікті және уақыт кезінде берілетін сигнал үшін толқынның таралу уақытын (көлік құралдарының арасындағы қашықтық 150 м құрайды) есептеңіз. $t = 0 \text{ s}$,

Берілетін сигнал жиілігі $f_s = f_0 + mt$ ($f_0 = 74 \text{ GHz}$) мұнда $m = 100 \text{ MHz/s}$.

Автокөліктердің салыстырмалы жылдамдығы $v_{\text{rel}} = 3 \text{ m/s}$. Электромагниттік толқындардың жылдамдығы үшін қолдануыңызды өтінеміз $c = 3 \times 10^8 \text{ m/s}$. Жиіліктің жылжуы аппроксимацияланған болуы мүмкін: $\Delta f = 2v_{\text{rel}}f_s/c$.

Ойға салу: берілетін жиіліктің тактілік жиілігі f_s және алынған жиілік f_r $\Delta f = |(f_s - f_r)/2|$ болып табылады.

- Екі жағынан T_p тарату уақытын есептеңіз (БКБ бар автокөліктен бастап, БКБ бар автокөлікке дейін және кері автокөлікке дейін). Ол үшін толқындарды тарату кезінде автокөліктер арасындағы қашықтықты өзгертуді елемеу қажет.

- $t = T_p$ үшін берілген және қабылданған сигналдар арасында толқынның таралу уақыты бойынша тактілік жиілігін есептеңіз.

- Қабылданған сигнал мен берілетін сигнал арасындағы тактілік жиілігін және Доплердің әсерін есептеңіз

Автомобиль динамикасы

Жүрістің жатықтығы клиенттер жайлылығының маңызды аспектісі болып табылады, бұл автомобиль сатып алу туралы шешім қабылдаудағы басты критерийлердің бірі. Жүріс жатықтығын қабылдауды объективті құндылық ретінде өлшеуге болмайды, алайда ол клиенттің көзқарасы мен тәжірибесіне байланысты, сондықтан клиенттің жайлылық туралы түсінігіне ықпал ететін бірқатар факторлар мыналар: клиенттің жасы, жынысы, жайлылық деңгейі төмен немесе жоғары автомобильді жүргізуге үйреніп қалуы, тіпті клиенттің денсаулығы. Автомобиль өндіруші ықпал ете алмайтын осы ішкі факторлардан басқа, сыртқы факторлар бары белгілі: шуыл, діріл, жылу және ауа ағыны. Соңғы айтылған факторлардың бәріне ықпал етуге болады. Бұл тарауда біз дірілге, діріл көздеріне және оларды қалай азайтуға болатындығына және оларға қалай ықпал етуге болатындығына тоқталамыз.

Қозғалыс жатықтығы нақты көлік құралын сатып алушы үшін маңызды фактор дейтін болсақ, ол бірегей жабдық (ОЕМ) өндірушісі үшін де маңызды аспект болуы тиіс. Жүріс жатықтығы субъективті фактор болғанымен, объективті бағалауды жүргізу үшін қозғалысты өлшеу немесе бағалау әдістері біршама көп.

Қазіргі кезде көлік құралын заманауи тәсілмен жасақтаудың бірінші кезеңі виртуалды түрде жүреді, яғни көлік құралы әртүрлі компьютерлерде АЖЖ моделі ретінде, шанақ қаттылығын бағалау моделі ретінде, көлік құралы қозғалысы динамикасының моделі ретінде, жолаушылардың қауіпсіздігі үшін авариялық сынаулардың моделі ретінде, трансмиссияға арналған діріл моделі ретінде жобаланады, ОЕМ стратегиясына қарай виртуалды жасақтау процесінде өзге де модельдері болуы мүмкін. Бұл жүріс жатықтығын жайлылық аспектілерінің бірі ретінде сонымен қатар модельдер көмегімен жасақтау кезінде бағалауға болатындығын көрсетеді. Осы виртуалдық әдістердің арасындағы негізгі айырмашылық сол -жүріс жатықтығын тексеруге адам қатыса немесе адамның перцепциялық моделі жасақталған ба -осыны анықтау қажет.

Адам қатысатын әдіс жайлылық немесе жүріс симуляторының болуын талап етеді; мұндай симулятор автомобильдің көпбөлшекті жүйелер (MBS) көмегімен іске асыратын динамикалық әрекетін сипаттайды. Адам қатыспайтын әдіс үшін адамның қабылдауын есептеп шығаратын рәсім талап етіледі.



9.1-сурет Сыртқы және ішкі қозғау күштері

Бұл тарауда біз шуыл және діріл көздеріне, жолаушының қоршаған ортасындағы шуыл мен дірілдің әсерінің негізгі құралдарына, яғни орындықтың, руль дөңгелегінің және аяқ орналасатын орынның (мысалы, педальдар) діріліне және құлаққа естілетін шуылға тоқталатын боламыз.

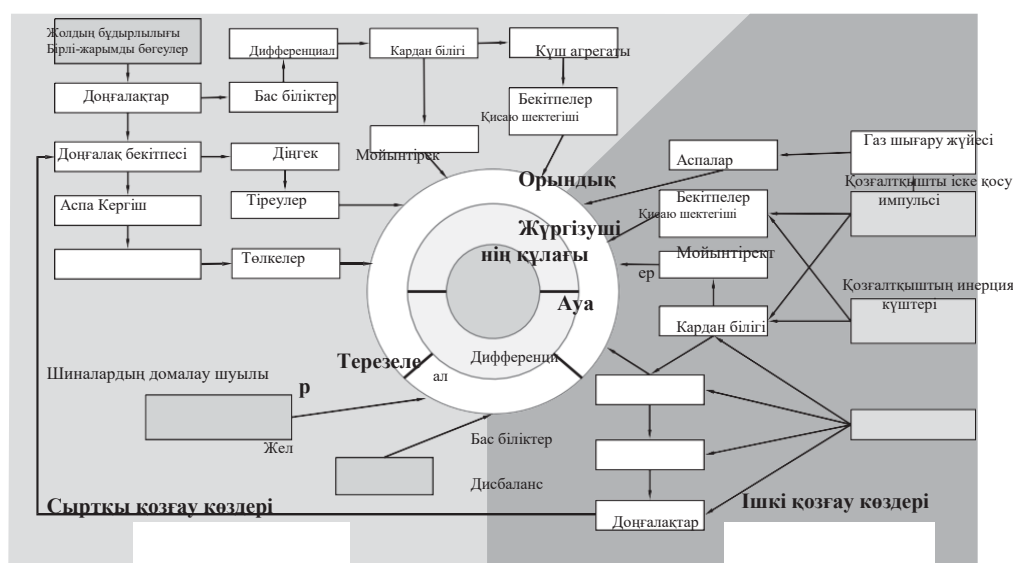
Шуыл мен діріл тудырушыларды шартты түрде сыртқы және ішкі қозғау көздері деп бөлуге болады. Қозғау көздерінен басқа жолаушыға сезілетін шуыл мен дірілді азайту үшін қозғау күшінің жолаушыға берілетін жолдарын білу маңызды.

Сыртқы қозғау көздері (9.1-суретті қараңыз) тегіс емес жолдардың (жол бұдырлылығы және шоқалақ сияқты бірлі-жарымды бөгеулер), қарсы соққан жел мен өзге көлік құралдарының шуылының нәтижесі болып табылады. Басқа көлік құралдарының шуылы мен тегіс емес жолына ықпал етуге болмайды, олар қоршаған ортаға қарай анықталады. Жел де ауа райына байланысты, ал OEM-өндіруші бұл ретте көлік құралдарының шығыңқы бөліктерінен шығатын шуылға әсер ете алады. Мұндай шығыңқы немесе турбуленттілікті туғызатын тетіктерді айналып өту көлік құралын аэродинамикалық оңтайландырудың проблемасы болып табылады, көлік құралын дамытудың бұл саласы бұл жолы қарастырылмайды.

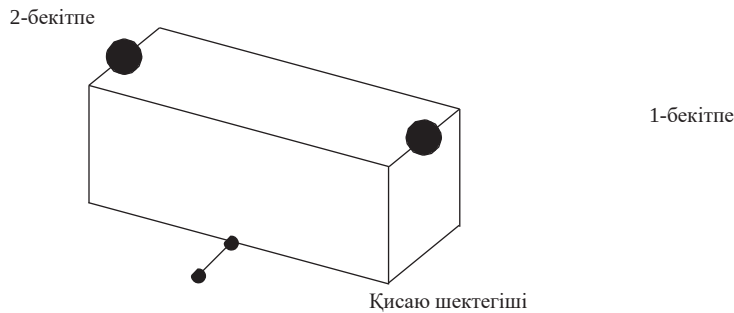
Ішкі қозғау күштеріне негізінен қозғалтқыш пен трансмиссияның барлық бөліктері (трансмиссия, кардан білігі, дифференциал, жетекші біліктер мен доңғалақтар) жатады. Жаңа автомобильді жасақтау кезінде осы тетіктер ескерілуі тиіс. Ішкі қозғау көздері қозғалтқышты іске қосу импульстерінен (іштен жану қозғалтқышы жағдайында), алға-артқа жүретін поршеньдерден және барлық қозғалмалы бөліктердегі дисбаланстан туындайды.

Қозғау көздеріне қоса берілу жолдары дірілді бағалау мен оңтайландыруда маңызды рөлді атқарады. Қозғау көздерінен басқа, 9.2-сурет кейбір ықтимал берілу жолдарын (барлығын емес) көрсетеді. Берілу жолдары сыртқы және ішкі қозғау көздеріне тиесілі болып бөлінеді. Маңызды факторлардың біріне қозғау көздерінің арасындағы қосылыстар (мысалы, іштен жану қозғалтқышы, білік массасының дисбалансы) және шасси, мысалы, кардан білігінің орталық мойынтірегі, күш құрылғысының тіреулері (қозғалтқыш және трансмиссия), аспа мен шасси арасындағы, кергіш пен шасси немесе түтін шығару жүйесінің арасындағы төлкелер жатады.

Күш құрылғысының шасси әсерінен тербелісін басу үшін, әсіресе бекітпелерді жобалау кезінде үлкен күш салынуы тиіс. Көбінесе



9.2-сурет Тербелістің берілу жолдары



9.3-сурет Күш агрегатындағы тіреулер

күш құрылғысы шассиге екі бекіткішпен (кейде олар қозғалтқыш және беріліс қорабының тіреуі деп аталады) және қосымша қисаю шектегішімен бекітіледі (соңғы еркін дәрежеде бекіту үшін, 9.3-суретті қараңыз). Күш құрылғыларындағы бекітпелер ерекше жиілік интервалдарының айқын тербелістерін азайтуға арналған ерекше сипаттамалары бар гидродинамикалық резеңке төлкелері түрінде орындалуы мүмкін.

Тербеліс пен шуылды берудің түрлі жолдары бары белгілі. Қарсы соққан жел шуылы, мысалы, автомобиль ішіне терезе мен шасси арқылы өтіп, осы бөліктердің дірілі көлік құралының ішінде ауа қуысының тербелістерін туындатып, бұл жолаушылар немесе жүргізушілердің шуды естуіне алып келеді.

Келесі екі бөлімде біз трансмиссия мен тегіс емес жол дірілінің айналдыру тербелістеріне қатысты тетіктерді қарастырамыз.

9.1 Тегіс емес жолдағы діріл

Бұл бөлімде көлік құралының жолдың тегіс емес бетіндегі дірілі қарастырылады. Қарастырылатын жиіліктер 0 - 25 Гц аралығында ауытқып тұрады. Дірілдер бірқатар сұрақтарға жауап беру үшін есептеледі.

Жайлылық. Көлік құралына қойылатын басты талаптардың біріне тоқталсақ, жүргізуші өз денсаулығына нұқсан келтірмей және ешқандай жайсыздықты сезінбестен ұзақ уақыт кезеңі ішінде көлік құралын пайдалану мүмкіндігіне ие болуы тиіс. Сонымен қатар орындық, руль және педальдары қатты дірілдемеуі тиіс, өйткені мұндай діріл жайлылықты нашарлатады. Бүкіл автомобиль салонының дірілі де онша сезілмеуі тиіс, жолаушыларға берілетін акустикалық жүктеме де мейлінше төмен болғаны жөн.

Көлік жүргізу қауіпсіздігі: Автомобиль дірілі сонымен қатар доңғалаққа түсетін жүктемені күшейтеді. Егер доңғалаққа түсетін жүктеменің тербелісі доңғалаққа түсетін статикалық жүктеме сияқты үлкен болатын болса, бұл доңғалаққа түсетін жүктеменің азаюына алып келеді, бұл ешқандай қосымша бүйірлік немесе шеңберлік күштердің берілмейтіндігін көрсетеді.

Жол төсемінің деформациялануы. Доңғалаққа түсетін жүктеме тербелістері доңғалаққа түсетін статикалық жүктемеге қоса жол бетіне салмақ түсіреді.

Техникалық беріктігі: діріл жүктемелері салдарынан беріктік нашарлайды. Мұның нәтижесінде автомобиль тетіктерінің қызмет ету мерзімі қысқаруы мүмкін.

Жүк орналастыру кеңістігі: Көлік құралының дірілі тетіктердің бір-бірімен соқтығуына алып келмеуі тиіс, өйткені, біріншіден, шуыл әсерін туғызады, екіншіден, тетікке үлкен салмақ түсіреді немесе оның бұзылуына алып келеді. Бұл үшін есептелген кеңістік діріл жүктемесі үшін де есептелуі тиіс.

9.1.1 Бәсеңдеуші гармоникалық осциллятор

9.4-суретте көрсетілген бәсеңдеуші гармоникалық осциллятор діріл теориясының негізгі қағидаттарының көрінісі мен нұсқасы ретінде қолданылады.

Массасыз доңғалақ жолдың тегіс емес бетімен қозғалып келеді. Масса m барлық машинаның төрттен бірін құрайды. Масса m және доңғалақ арасына амортизатор (демпфердің тұрақты шамасы b) және пружина (серіппенің тұрақты шамасы k) орналасады. Дара масса генераторы v тұрақты жылдамдығымен қозғалады. Талап етілетін параметрлерге m массаның $z(t)$ қозғалысы және

доңғалақтың динамикалық тербелісі F_{zdyn} жатады.

Еркін дене диаграммасынан алатынымыз

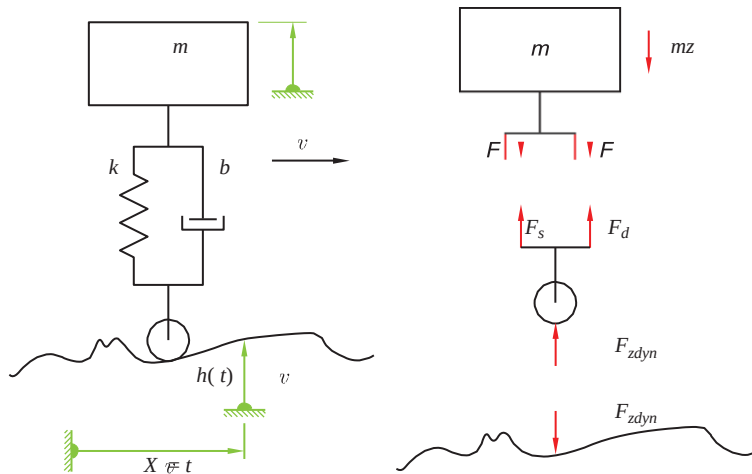
$$mz'' + F_d + F_s = 0. \quad (9.1)$$

Біздің ойымызша, серіппе мен амортизатордың күштері қашықтық пен жылдамдықтарға тікелей сызықтық байланыста болады.

Демек, оның нәтижесі келесідей болмақ

$$F_d = b(z' - h'), \quad (9.2)$$

$$F_s = k(z - h). \quad (9.3)$$



9.4-сурет Бәсеңдеуші гармоникалық осциллятор

Бұл жерде біз m массасының қозғалыс теңдеуін

$$mz'' + bz' + kz = bh' + kh \quad (9.4) \text{ және доңғалаққа түсетін}$$

жүктеме тербелісін аламыз

$$F_{zdyn} = -F_s - F_d. \quad (9.5)$$

Алдымен жүйенің табиғи тербелістерін қарастырамыз. Оларды біртекті дифференциал теңдеуін шеше отырып, алуға болады

$$mz'' + bz' + kz = 0. \quad (9.6)$$

$\sigma = \frac{b}{2m}$ қысқартулардың көмегімен —

$e^{\lambda t}$ тәсілдемесі арқылы $z_{hom} = z^* e^{\lambda t}$ сипаттаушы көпмүшені аламыз

$$\lambda^2 + 2\sigma\lambda + \nu^2 = 0. \quad (9.7)$$

Теңдеуден (9.7) екі өзіндік мән аламыз:

$$\lambda_{1,2} = -\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 - \nu^2}, \quad (9.8)$$

одан біртекті дифференциал теңдеудің шешімін аламыз:

$$z_{hom} = \hat{z}_1 e^{-\sigma t} e^{j\sqrt{\nu^2 - \sigma^2} t} + \hat{z}_2 e^{-\sigma t} e^{-j\sqrt{\nu^2 - \sigma^2} t}. \quad (9.9)$$

Бұл жерде $\hat{z}_1$ мен $\hat{z}_2$ кешенді түйіндестіріледі. Егер жүйе онша қатты бәсеңдемейтін болса (бұл $\nu^2 > \sigma^2$ кезінде орын алады), онда σ -ыдыраудың тұрақты шамасы, жүйенің меншікті жиілігі.

$$\sqrt{\nu^2 - \sigma^2}$$

h жолының тегіс емес беті косинус функциясы болып табылатын жағдай үшін қозғалыс теңдеуінің нақты шешімі анықталған. Есептеуді оңайлату үшін біз $h(x)$ мәнін күрделі деп пайымдаймыз:

$$h(x) = \hat{h} e^{j\kappa x}. \quad (9.10)$$

Түптің түбінде дәл осы нақты бөлігі шешім қабылдауда қызығушылық туғызады. Мұны қозғалыс теңдеуіне кіргізе отырып, $x = vt$ кезінде алатынымыз:

$$m\ddot{z}_{part} + b\dot{z}_{part} + kz_{part} = b\hat{h}\kappa v e^{j\kappa vt} + k\hat{h}e^{j\kappa vt}. \quad (9.11)$$

Бұл жерде κ еркін параметрі жоғарыда көрсетілгендей, меншік мәні болып табылмайды, мұның орнына бұрыштық толқындық саны болып табылады.

$$\kappa = \frac{2\pi}{L}, \quad (9.12)$$

мұндағы L - жол бетінің гармоникалық тегіссіздігі толқынының ұзындығы. Өрнекті (9.13) z_{part} жеке шешімі үшін қозғалыс теңдеуіне қосқанда

$$z_{part} = \hat{z}_{part} e^{j\kappa vt}, \quad (9.13)$$

$$\hat{z}_{part} = \hat{h} \frac{j b \kappa v + k}{-m(\kappa v)^2 + j b \kappa v + k}. \quad (9.14)$$

келесі өрнек алынады

$$\kappa v = \omega \quad (9.15)$$

жүйені қозғайтын бұрыштық жиілік болып табылады. Өрнек

$$\frac{\hat{z}_{part}}{\hat{h}} = \frac{b j \omega + k}{-m \omega^2 + b j \omega + k} \quad (9.16)$$

беріліс функциясы деп аталады.

Егер қозғалған жиіліктің бәсеңдемейтін жүйенің табиғи бұрыштық жиілігіне қатынасы және демпфер тұрақты шамасы енгізілетін болса, ұлғайту коэффициентін немесе беріліс функциясын

(9.16) былай қайта жазуға болады $\eta = \omega / \sqrt{k/m}$, $D = b / (2m\sqrt{k/m})$

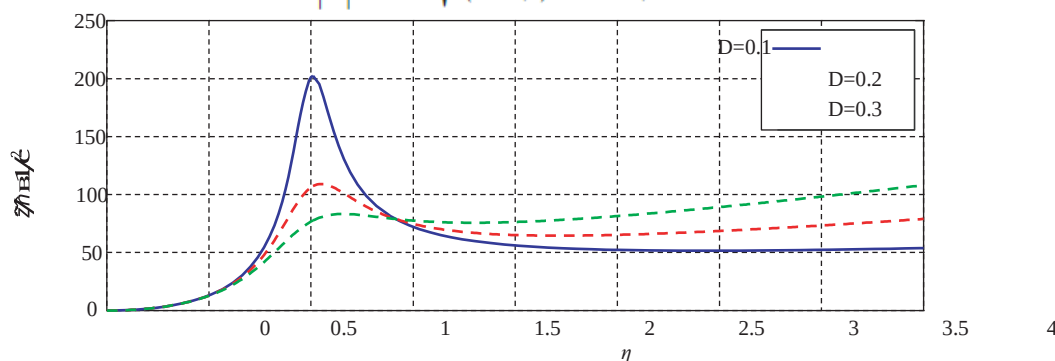
Демек, беріліс функциясы D бәсеңдеу тұрақты шамасына және η жиіліктер қатынасына

$$\frac{\hat{z}_{part}}{\hat{h}} = \frac{1 + j 2 D \eta}{(1 - \eta^2) + j 2 D \eta}. \quad (9.17)$$

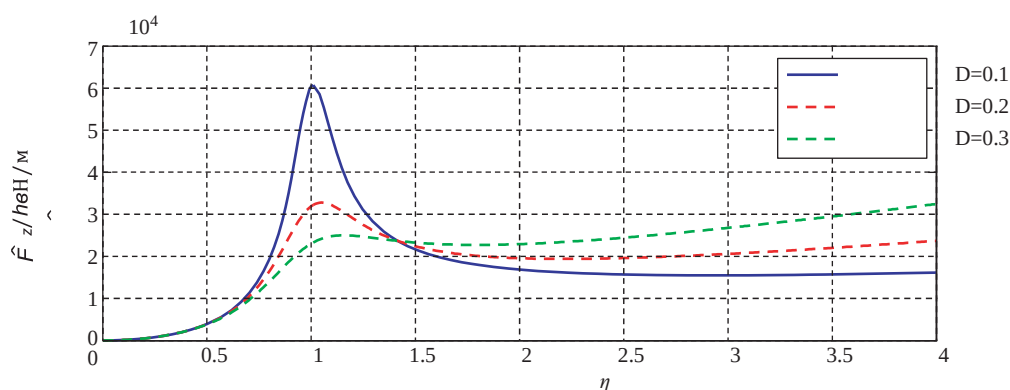
байланысты болады. Көбінесе ізделетін шама беріліс функциясының шамасына бағытталады, фаза бағынышты рөл атқарады.

Көптеген мәселелер үшін ол ауытқу немесе жол емес, үдеу болып көрінеді. 9.5-сурет - Массаның үдеу графигі, м. Функция күрделі функциялардан абсолютті мәнді қалыптастыру арқылы алынады:

$$\left| \frac{\ddot{z}}{\hat{h}} \right| = \nu^2 \eta^2 \sqrt{\frac{1 + 4 D^2 \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4 D^2 \eta^2}}. \quad (9.18)$$



9.5-сурет Үдеуді ұлғайту функциясы



9.1.2 Бағалау критерийлері

Бұл бөлімде тербелістерді бағалаудың кейбір критерийлері түсіндіріледі.

9.6-сурет Донғалаққа түсетін жүктеме тербелістерін ұлғайту функциясы

Бұл жерде $\sqrt{\frac{k}{m}}$ - бәсеңдемейтін жүйенің меншікті бұрыштық жиілігі. 9.5 және

9.6 суреттерде 1 Гц меншікті жиілікке (бұдан шығатыны: $\nu = 2\pi \cdot 1$) және демпфирлеу коэффициенттеріне $D = 0,1$, $D = 0,2$ және $D = 0,3$ арналған ұлғайту функциялары көрсетілген. Төменгі графикте $m = 300$ кг массасы үшін донғалаққа түсетін жүктеме тербелістері көрсетілген. Егер қозғау үшін $h = 0,1$ м амплитудасы қарастырылатын болса, $D = 0,1$ және $D = 0,2$ арасындағы донғалаққа түсетін жүктеме $\eta \approx 1$ шамасына алғанда нөлге тең болады. 9.6-суреттегі күшті ұлғайту функциясын осы қарапайым механикалық жүйе үшін 9.5-суреттегі функцияны $m = 300$ кг массасына көбейту арқылы алуға болады.

Егер жолдың беті тұтас емес, кей жерлерінде ғана тегіс болмаса, мұны Фурье қатарына жатқызуға болады. Дірілдің іліну уақыты жай жеке ілінулердің жапсарласуы болып табылады.

Біз h былай жаза аламыз

$$h(t) = \sum_{i=1}^n \hat{h}_i e^{j\omega_i t} \quad (9.19)$$

Бұл жерде $h(t)$ - егер $\hat{h}_i = \hat{h}_{-i}$ талап етілетін болса, демек, i -ші кешенді ($-i$) түйінdestірілен коэффициентке тең болатын болса, заттық айнымалы болып табылады. Жүйенің жауабын былай жазуға болады

$$z_{\text{part}} = \sum_{i=1}^n \hat{h}_i \frac{b j \omega_i + k}{-m(i\omega_i)^2 + b j \omega_i + k} e^{j\omega_i t} \quad (9.20)$$

Бұл Фурье қатарларын стохастикалық әркелкілік орын алған жағдайда, Фурье интегралдарына ыдыратуға болады. Жол бетінің тегіссіздігін былай жазуға болады

$$h(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \hat{h}(\omega) e^{j\omega t} d\omega \quad (9.21)$$

і біз жүйенің жауабын аламыз

$$z_{\text{part}} = \int_{-\infty}^{\infty} \left(\frac{z_{\text{part}}}{\hat{h}} \right) (\omega) \hat{h}(\omega) e^{j\omega t} d\omega \quad (9.22)$$

$(z_{\text{part}} / \hat{h})(\omega)$ функциясы жүйенің беріліс функциясы (немесе ұлғайту функциясы) болып табылады. Статистикалық параметрлер кездейсоқ тербелістердің сипаттамалары үшін жиі пайдаланылады. Бастапқы орташа мәнін таңдаған жөн

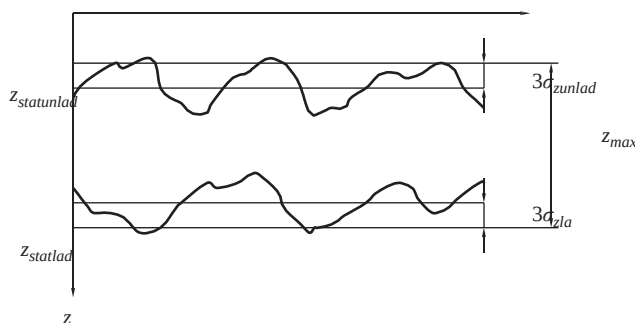
$$\bar{z}_{\text{part}} = \frac{1}{T} \int_0^T z_{\text{part}}(t) dt \quad (9.23)$$

T үлкенірек мәнін таңдалуы тиіс. Оның тағы бір маңызды мәні стандартты ауытқуы болып табылады:

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [z_{\text{part}}(t) - \bar{z}_{\text{part}}]^2 dt} \quad (9.24)$$

Бұл стандартты ауытқу да доңғалаққа түсетін жүктеме тербелістері үшін анықталуы мүмкін.

Стандартты ауытқу маңыздылығын келесі мысал арқылы көрсетуге болады. Доңғалаққа түсетін жүктеменің орташа мәні $F = 3000$ Н болса, стандартты ауытқуы $\sigma F = 300$ Н. Доңғалаққа түсетін жүктеменің $F + \sigma F = 3300$ мәнінен жоғары болуы, $F - \sigma F = 2700$ Н төмен болмауының ықтималдығы 31,7% құрайды. Доңғалаққа түсетін жүктеменің $F + 2\sigma F = 3600$ Н мәнінен жоғары болуының, $F - 2\sigma F = 2400$ Н төмен болмауының ықтималдығы 4,6% құрайды. Доңғалаққа түсетін жүктеменің $F - 3\sigma F = 2100$ Н мәнінен жоғары болуы, $F + 3\sigma F = 3900$ Н төмен болмауының ықтималдығы 0,3% құрайды.



9.7-сурет Серіппенің майысуы

Аспаның серпімді элементінің тірелгенге дейін майысу шамасы

Майысу шамасы -бұл корпус пен доңғалақ арасындағы қашықтық. Ол доңғалақ пен доңғалақ корпусы арасындағы соқтығысуды болдырмау үшін, белгілі бір мәннен аспауы тиіс.

Кері серпілудің максималды саңылауын анықтау үшін, біз алдымен жүгі жоқ автомобильден бастап көрейік. Сондағы серіппенің статикалық ауытқуы

(9.25)

бұл жерде m_{unlad} - жүгі $z_{\text{stat unlad}} = \frac{m_{\text{unlad}}g}{k}$ исасы, g ауырлық күшінің әсерінен үдеу және k серіппенің жалпы қаттылығы. Серіппенің ауытқуы жолдың тегіс болмауы салдарынан ауытқиды. Егер стандартты ауытқу σ_{zunlad} болса (9.7-сурет). Келесі нәрсе жүгі бар автомобильге қатысты:

$$z_{\text{stat lad}} = \frac{m_{\text{lad}}g}{k} \quad (9.26)$$

бұл жерде m_{lad} - жүгі бар автомобильдің массасы, мұндағы $m_{\text{lad}} = m_{\text{unlad}} + \Delta m$. Сондықтан жүгі жоқ және жүгі бар автомобильдің арасындағы серіппенің статикалық ауытқуы

$$\begin{aligned} \Delta z_{\text{stat}} &= \frac{m_{\text{lad}}g}{k} - \frac{m_{\text{unlad}}g}{k} \\ &= \frac{\Delta m}{m_{\text{unlad}}} \frac{g}{v_{\text{unlad}}^2} \end{aligned} \quad (9.27)$$

Бұл жерде $v_{\text{unlad}} = \sqrt{k/m_{\text{unlad}}}$ -жүгі жоқ көлік құралының меншікті бұрыштық жылдамдығы.

Максималды жүріс көрсетілгенде әдетте максималды диапазондар пайдаланылмайды, өйткені олар салыстырмалы түрде мүмкін емес. Сондықтан максималды мәндердің орнына үш реттік стандартты ауытқуды пайдалану үйреншікті практика болып табылады. Серіппенің статикалық ауытқуларына қоса, 9.7-суретте тегіссіздік салдарынан туындайтын тербелістер көрсетілген.

Пунктирлік сызықтар $3\sigma_{z_{unlad}}$ бастап $3\sigma_{z_{lad}}$ дейінгі тиісті ауытқуларды көрсетеді. Онда айырма серіппенің максималды ауытқу мәнін береді:

$$\hat{h} \text{ жүйесіз жол төсемінің қозғауына деген көрсетеді} \quad \Delta z_{stat} = \frac{\Delta m \cdot g}{m_{unlad} \cdot \omega_{unlad}^2} = 96 \text{ мм} \quad (9.28)$$

Интегралдың кіші функциялары (экспоненциалдық функциядан басқа)

9.1-мысал Егер жүксіз салмағы $m_{unlad} = 1200$ кг жеңіл автомобильден бастайтын болсақ, бес адамнан тұратын жүк (бір адам -80 кг) және 60 кг қол жүгі болса, онда $\Delta m = 460$ кг. Егер меншікті жиілігі $\omega_{unlad} = 1$ Гц тең болса, серіппе майысуының статикалық өзгеруі (9.27) теңдеуден алынады:

$$\Delta z_{stat} = \frac{460 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{1200 \text{ kg} \cdot (2\pi \frac{1}{\text{s}})^2} = 95 \text{ mm} \quad (9.29)$$

Доңғалаққа түсетін жүктеменің динамикалық әсер коэффициенті

Доңғалақтар мен олардың мойынтіректерін бағалау үшін, көбінесе n доңғалаққа түсетін жүктеменің динамикалық әсер коэффициенті қолданылады. Бұл доңғалаққа түсетін максималды жүктеменің доңғалақтың статикалық жүктемесіне қатынасы:

$$n = \frac{F_{z \max}}{F_{z \text{ стат}}} = 1 + \frac{F_{z \text{ динmax}}}{F_{z \text{ стат}}} \quad (9.30)$$

Көбінесе $F_{z \text{ динmax}}$ үш есе $F_{z \text{ стат}}$ үлкен стандартты ауытқу мәнімен алмастырылады.

$$n = 1 + \frac{3\sigma_F}{F_{z \text{ стат}}} \quad (9.31)$$

9.1.1 Стохастикалық тегіссіздік

Егер жолдың кездейсоқ тегіссіздігі Фурье интегралымен сипатталатын болса, онда көлік құралының жүйе ретіндегі уақытқа тәуелді стохастикалық ілінулері де Фурье интегралдарымен сипатталады. Алайда бұл жерде қызығушылық көбінесе дәл реттілікке, мысалы, доңғалаққа түсетін жүктемеге немесе үдеуге емес, әдетте орташа квадраттық мән сияқты статистикалық параметрлерге түседі. Осы себепті біз жолдың стохастикалық тегіссіздігін және стохастикалық ілінулерін сипаттаған кезде тиісті айнымалылардың Фурье түрлендірулерін көрсетпей, спектрлік тығыздықтарды пайдаланатын боламыз.

Егер жолдың спектрлік тығыздығының функциясы ретінде көлік құралының айнымалысының спектрлік тығыздығына қызығушылық туатын болса, бұл мәндерді оңай түрлендіруге болады. $q(t)$ - көлік құралына тән кез-келген айнымалы шама (мысалы, үдеу). Онда іліну функциясы уақыт $q(t)$ өте келе былай бастапқыда

$$(9.32)$$

$$q(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \left(\frac{\hat{q}}{\hat{h}} \right) (\omega) \hat{h}(\omega) e^{j\omega t} d\omega$$

жеке $\frac{\hat{q}}{\hat{h}}$ ретінде, автомобильдің жүйе ретіндегі

$$(9.33)$$

тиісті ілінуге қатысты Фурье түрленуі (мысалы, үдеу) ретінде қарастырылуы мүмкін. Егер стохастикалық функциялардың құралдарын қарастыратын болсақ, олар әдетте жүйенің немесе жол төсемі тегіссіздігінің салдарларын терең түсінуге мүмкіндік береді. Демек, доңғалаққа түсетін орташа жүктеме доңғалаққа түсетін статикалық жүктемеге, ал жолдың орташа тегіссіздігі 0-ге тең.

Бұдан гөрі маңызды ақпаратты орташа квадраттардан (олар тиімді мәндер деп те талады) алуға болады:

$$\bar{q}(T) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T q^2(T) dt} . \quad (9.34)$$

Егер стохастикалық әркелкіліктер қалыпты таралған болса (гаусстық таралулар), кейбір қорытындыларды түбірдің орташа квадраттарының көмегімен жасауға болады. Орташа квадраттық түбір үшін $\lim$ шекті түрлендіруін ескере отырып және уақытқа тәуелді функцияны $T \rightarrow \infty$ тиісті Фурье интегралына ауыстырған кезде, алатынымыз

$$\bar{q} = \sqrt{\int_0^\infty \left(\frac{\hat{q}}{\hat{h}} \right)^2 (\omega) \lim_{T \rightarrow \infty} \underbrace{\frac{4\pi}{T} (\hat{h}(\omega))^2 d\omega}_{\Phi_h(\omega)}} . \quad (9.35)$$

Автомобиль реакциясының әрекетіне көбейтілген $\Phi_h(\omega)$ өрнегі $\bar{q}$ үшін орташа квадраттық мән беретінін көреміз. Осы нәтижеге алып келетін операция $\Phi_h(\omega)$ функциясына көбейтілген іліну функциясының квадраты бойынша дара интегралданған операция болып табылады. Бұл функция спектрлік тығыздық деп аталады, бұл жағдайда бұл жол бетінің стохастикалық тегіссіздігінің спектрлік тығыздығы деп аталады. Осылайша іліну функциясының және спектрлік тығыздығының көмегімен біз автомобильдің кез-келген айнаымалысы үшін орташа квадраттық мәндерді анықтау үшін интеграл қалыптастыруды пайдалана аламыз.

Жолдың нақты тегіссіздіктерін өлшеген кезде оларды үш параметрмен сипаттауға болатыны анықталды. Бұл жерде спектрлік тығыздықты пайдаланудың маңызы бар, алайда жиі бұл уақыт диапазоны үшін емес, кеңістік диапазоны үшін беріледі:

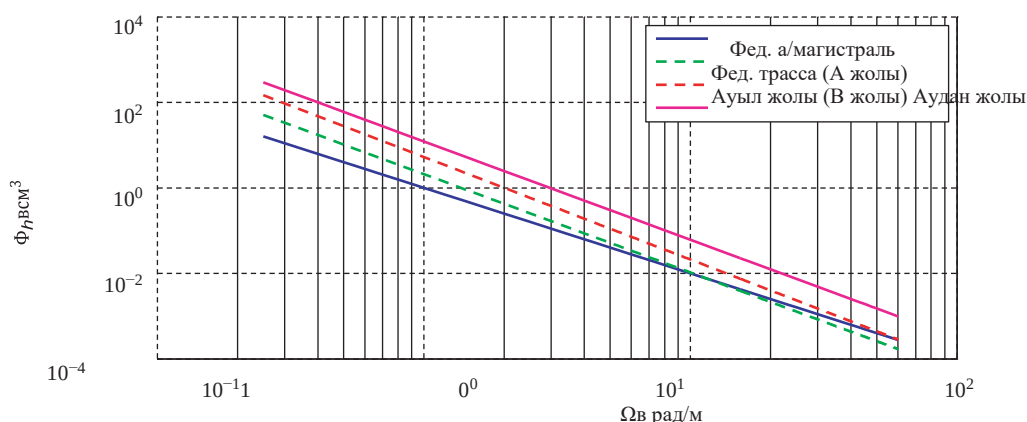
$$\Phi_h(\Omega) = v \Phi_h(\omega) \quad (9.36)$$

мұндағы v автомобильдің қозғалыс жылдамдығы болып табылады. Жолдың тегіссіздіктерін өлшегеннен кейін оларды былай көрсетуге болады

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (9.37)$$

9.8-сурет бірқатар жолдар үшін тегіссіздіктердің спектрлік тығыздығын береді. Қосарлы логарифмдік графиктен көретініміз, спектрлік тығыздық мәні бойынша сызықтық көрініс болып табылады. Бұл сонымен қатар жай дәрежелік функцияның спектрлік тығыздығы көрінісінен байқалады.

$\Phi_h(\Omega_0)$ коэффициенті сонымен қатар әркелкіліктің тұрақты шамасы, әркелкілік коэффициенті немесе бұдырлылық және толқындылық коэффициенті деп аталады. 9.1-кестеде жүйесіздіктің кейбір орташа константаларының және әртүрлі жолдарға арналған толқындылық мәндерінің компиляциясы келтірілген (осы кестеге арналған эталондық толқындар саны $\Omega_0 = 2\pi = 1$ рад/м құрайды).



9.8-сурет Тегіссіздіктердің спектрлік тығыздығының мысалдары

9.1-кесте Жолдың әркелкілігі параметрлеріне арналған типтік мәндер

Жол	$\Phi_h(\Omega_0)/\text{см}^3$	w
Федералдық/магистраль	1	2
Федералдық трасса (А)	2.1	2
Ауыл жолы (В жолы)	5.3	2
Аудан жолы	12.2	2
$\Omega_0=1\text{рад/м}$		

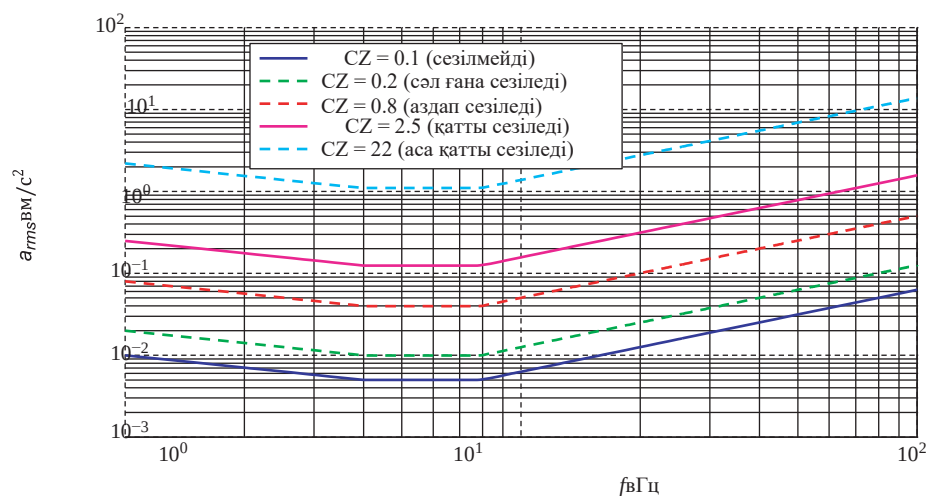
Автомобильдің іліну функциясымен бірге жол беті тегіссіздігінің спектрлік тығыздығы көмегімен автомобиль айнаымалы шамасының кез-келген спектрлік тығыздықтарын анықтауға болады. Бұл келесі бөлікте сипатталған жайлылық пен қауіпсіздікті зерттеуге арналған бастапқы нүкте. Бұл жерде жайлылықтың негізгі көрсеткіштерінің бірі үдеудің өлшенген мәндері мен доңғалаққа түсетін жүктеменің қауіпсіздік шарасы болып табылады.

9.1.2 Қауіпсіздік және жайлылық арасындағы қарама-қайшылық

Автомобильдің дірілі жүргізушіге орындық, руль және түбі арқылы беріледі. Олардың жиілігі мен амплитудасына, сондай-ақ орнына қарай, оларды көп болсын, аз болсын бұзу факторлары ретінде қарастырады¹.

Орындықтың дірілі жайлылықты бағалаудың негізгі критерийі болып табылады. Бұл дірілдерді бағалау үшін, сыналушылар тік сипатты дірілмен сыналады. Сыналушылар

¹Пайымдаулар Мичке Валленовицтің монографиясынан (2004) алынды.



9.9-сурет Бағаланған діріл тұрақтылығы

дірілді сезілмейтін, жай сезілетін, қатты сезілетін және аса қатты сезілетін деп жіктеуі тиіс. Бұл эксперименттер көрсеткендей, жіктеме орындық дірілі мен оның жиілігінің амплитудасына тәуелді. 9.9-суретте бір жіктемеге жатқызылған қисық сызықтар қатары көрсетілген (VDI 2057 нұсқаулықты қараңыз).

Қисық сызықтардан көріп тұрғанымыздай, аса сезгіш адамдар үдеу күші өте төмен болатын 4-8 Гц диапазоны арасындағы орындық дірілін де сезінеді. Бұл CZ мәндері қисық сызықтардың минимумының сандық мәндерін 20-ға көбейту арқылы үдеудің орташа квадраттық мәндерінен (м/с^2) алынған.

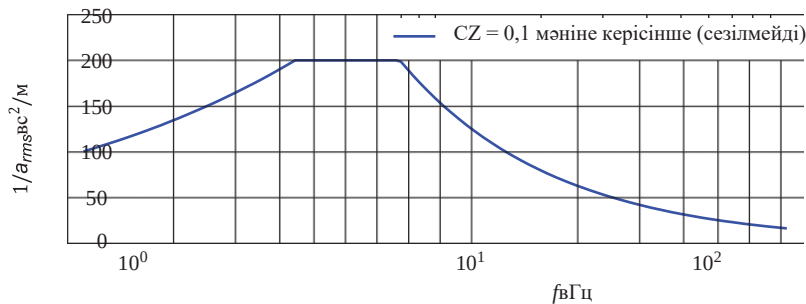
CZ термині жайлылық пен оның z бағытындағы ықпалынан алынған. Қол мен аяқ үшін C мәндері бар болғандықтан, біз келесі Cseat, Chand және Cfoot қысқартуларын пайдаланатын боламыз.

Зерттеулер көрсеткендей, адамдар 8 -16 Гц диапазонындағы руль дөңгелегінің дірілін сезініп отырды.

Көбінесе бағалау үшін жайлылық мәні емес, E бағалау функциясы пайдаланылады.

$$E_{\text{seat}} = \frac{K_{\text{seat}}}{\ddot{z}_{\text{seat,eff}}} \quad (9.38)$$

9.10-сурет орындықты бағалау функциясын көрсетеді. Автомобильдердің жайлылығын бағалау үшін шанақта бір беріліс нүктесін көрсету жеткіліксіз, алайда оның орнына бірнеше беріліс нүктесін бір уақытта есепке алу қажет. Бұл тұрғыдан алдымен дірілдің қолға, аяқ және орындыққа берілістерін бір-бірінен бөлек өңдеп, содан соң жалпы жайлылық көрінісін алу үшін лайықты өлшеу схемасының көмегімен оларды біріктірудің пайдасы зор.



9.10-сурет Орындықты бағалау функциялары

9.14-суретте жайлылықты бағалау кезінде пайдаланылатын орындық, аяқ табаны және қол алақаны үшін z бағытындағы гармоникалық қозғауларды бағалаудың үш түрлі қосымша функциялары көрсетілген. Гармоникалық қозғауларды бағалауға арналған E_i функцияларын масштабтау арқылы стохастикалық қозғауларды бағалау функцияларына айналдыруға болады.

$$E_{\text{stoch } i} = G_{\text{stoch } i} E_i \quad (9.39) \quad E_i \text{ және } E_{\text{stoch } i} \text{ бағалау}$$

функциялары ω меншікті жиілік бұрышына тәуелді. Бұл жерде i индексі беріліс нүктесі және беріліс бағыты туралы ақпаратты ұсынуға арналған. z бағытындағы берілістің әртүрлі нүктелеріне арналған салмақ коэффициенттері

$$G_{\text{stoch } z \text{ seat}} = G_{\text{stoch } z \text{ foot}} = G_{\text{stoch } z \text{ hand}} = 1,26 \quad (9.40)$$

$$(9.41) \quad C_{\text{stoch } z} \text{ орындығы}$$

жайлылығының, мысалы, z бағытындағы орындықтың стохастикалық тербелістеріне арналған мәндері келесіден а

Бұл жерде Φz : $C_{\text{stoch } z \text{ seat}}^2 = \int_0^\infty E_{\text{stoch } z \text{ seat}}^2(\omega) \phi_{\ddot{z} \text{ seat}}(\omega) d\omega$ орындықтың үдеуінің спектрлік тығыздығы. Жайлылықтың тиісті бағалары осыған ұқсас түрде руль дөңгелегінің (қол) және еденнің (аяқ) дірілі үшін де алынды. Егер адам денесі бір уақытта бірнеше беріліс нүктесінде қозғалатын болса, жайлылықтың бұл стохастикалық мәндері өлшеніп, жайлылықтың жалпы C_{tot} мәнін алу үшін қолданылады.

$$C_{\text{tot}}^2 = 1,1^2 C_{\text{stoch } z \text{ seat}}^2 + 0,75^2 C_{\text{stoch } z \text{ hand}}^2 + 1,3^2 C_{\text{stoch } z \text{ foot}}^2 \quad (9.42)$$

Табан мен қолдың C мәндері тағы да тиісті беріліс нүктелерінде үдеудің спектрлік тығыздығына көбейтілген бағалау функциясының интегралының нәтижесі болып табылады. Бұл әдіс діріл жайлылығының жалпы бағасын береді, алайда айта кететін жайт, автомобильдің сипаттамалары да, жолдар да тиісті спектрлік тығыздықтарда кездеседі.

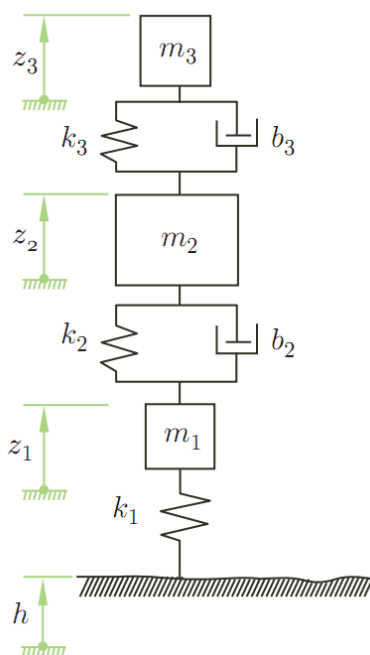
Төменде жайлылықтың жалпы коэффициентін анықтауға арналған құрал ретінде қарапайым үш массалық модельге арналған рәсім көрсетілген. Жүргізу қауіпсіздігі бұрынғысынша доңғалаққа түсетін динамикалық жүктемелердің стандартты ауытқуын есептеу арқылы осы модельді пайдаланып бағаланады. Осы бөлімде көлік жүргізу қауіпсіздігі мен жайлылық арасында қарама-қайшылық бары белгілі болады. Бастапқы нүктесі 9.11-суретте көрсетілген үш массалық генератор болып табылады.

m_1 массасы доңғалақтың массасына және доңғалақ аспасының қозғалмалы бөліктерінің массалық үлестеріне сәйкес келеді (күпшектердің ұстағыштары, басқару иінтіректері, т.б.), m_2 массасы жүргізушінің аяқтары мен қолдарының массасына қосымша дене массасының төрттен бірі болып табылады, оның үстіне m_3 массасында жүргізушінің қалған массасы (аяғы мен қолын есептемегенде) ескеріледі. Бұл процесте жүргізушінің денесінің жартысы ғана ескеріледі. Егер жалпы дене салмағы 74 кг болатын жүргізушінің аяқ-қолының массасы 18 кг дейтін болсақ, жүргізушінің қалған масса бөлігі үшін $m_3 = 28$ кг мәнін аламыз. Келесі компиляцияға қарастырылатын эталондық модель деректері енгізіледі:

$$\begin{aligned} m_1 &= 31 \text{ кг}, & m_2 &= 229 \text{ кг}, & m_3 &= 28 \text{ кг}, \\ k_1 &= 128 \text{ кН/м}, & k_2 &= 20.2 \text{ кН/м}, & k_3 &= 9.9 \text{ кН/м}, & b_2 &= 1.14 \text{ кНс/м}, & b_3 &= 0.26 \text{ кНс/м}. \end{aligned}$$

Қаттылықтың шағын мәндерін елемеу келесі өрнектің көмегімен жүйенің меншікті жиіліктерін бағалауға мүмкіндік береді

$$\begin{aligned} \frac{\nu_1}{2\pi} &\approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \approx 10 \text{ Hz}, \\ \frac{\nu_2}{2\pi} &\approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \approx 1,5 \text{ Hz}, \\ \frac{\nu_3}{2\pi} &\approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_3}{m_3}} \approx 3 \text{ Hz}. \end{aligned} \quad (9.43)$$



9.11-сурет Жүргізуші массасы ескерілген жүргізушінің төртінші моделі

Жүйеге арналған қозғалыс теңдеулері

$$m_3 \ddot{z}_3 + b_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + k_3(z_3 - z_2) = 0 \quad (9.44)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + b_3(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + b_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_3(z_2 - z_3) + k_2(z_2 - z_1) = 0 \quad (9.45)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + b_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2(z_1 - z_2) + k_1 z_1 = k_1 h. \quad (9.46)$$

h биіктігі үшін профильге арналған гармоникалық қозғауды осы теңдеуге қойғанда z_1 , z_2 және z_3 үшін келесі іліну функциялары алынады. Осыған ұқсас, бұл іліну функциялары үдеу үшін тиісті іліну функцияларын алу үшін пайдаланылуы мүмкін. Егер $\Phi_h(\omega)$ - бұл жол бетінің спектрлік тығыздығы, оған қоса қозғалыс жылдамдығы болса, қол, аяқ және орындықты үдету үшін спектрлік тығыздықтар тиісінше $\Phi_{\dot{z}}^{\text{hand}}$, $\Phi_{\dot{z}}^{\text{foot}}$ және $\Phi_{\dot{z}}^{\text{seat}}$ ретінде алынуы мүмкін. Жайлылықтың тиісті мәндерінің спектрлік тығыздықтарын, сондай-ақ доңғалаққа түсетін жүктемеге арналған спектрлік тығыздықты келесі теңдеулер бойынша есептеп шығаруға болады:

$$\Phi_{C^{\text{seat}}}(\omega) = 1.26^2 E_{\text{seat}}^2(\omega) \underbrace{\left(\frac{\hat{\dot{z}}_3}{h} \right)^2}_{\Phi_{\dot{z}}^{\text{seat}}(\omega)} (\omega) \Phi_h(\omega), \quad (9.47)$$

$$\Phi_{C^{\text{hand}}}(\omega) = 1.26^2 E_{\text{hand}}^2(\omega) \underbrace{\left(\frac{\hat{\dot{z}}_2}{h} \right)^2}_{\Phi_{\dot{z}}^{\text{hand}}(\omega)} (\omega) \Phi_h(\omega), \quad (9.48)$$

$$\Phi_{C^{\text{foot}}}(\omega) = 1.26^2 E_{\text{foot}}^2(\omega) \underbrace{\left(\frac{\hat{\dot{z}}_2}{h} \right)^2}_{\Phi_{\dot{z}}^{\text{foot}}(\omega)} (\omega) \Phi_h(\omega), \quad (9.49)$$

$$\Phi_F(\omega) = \left(\frac{\hat{F}_z}{h} \right)^2 (\omega) \Phi_h(\omega), \quad (9.50)$$

мұнда келесілер қолданылады:

$$\frac{\hat{F}_z}{h}(\omega) = \omega^2 \left(m_1 \frac{\hat{\dot{z}}_1}{h} + m_2 \frac{\hat{\dot{z}}_2}{h} + m_3 \frac{\hat{\dot{z}}_3}{h} \right), \quad (9.51)$$

$$\left(\frac{\sigma_F}{F_{z^{\text{stat}}}} \right)^2 = \frac{1}{F_{z^{\text{stat}}}^2} \int_0^\infty \Phi_F(\omega) d\omega. \quad (9.52)$$

Жоғарыда сипатталған эталондық автомобиль өзге автомобильмен салыстырылады (бұдан әрі 2-автомобиль деп белгіленеді, ал бақылаудағы автомобиль 1-автомобиль деп белгіленеді), онда тек амортизатор ауыстырылған. 2-автомобильдің амортизаторларының тұрақты демпфирлеу шамасы бар

$b_2 = 1,54$ кНс/м. Екі автомобиль үшін де жол қозғаулары бірдей. Жолға арналған спектрлік тығыздық (яғни толқын сандарының функциясы ретінде) және қозғалыс жылдамдығымен (қозғау жиілігінің функциясы ретінде) бірге жолдың спектрлік тығыздығы 9.12 және 9.13 суреттерде көрсетілген.

Жол тегіссіздіктері үшін, сондай-ақ қозғау үшін арналған спектрлік тығыздықтар (жолдың және жылдамдықтың) бір-біріне қатты ұқсас. Бұл жердегі жол қозғауларының бірдей параметрлері 1-автомобиль және 2-автомобиль үшін де таңдалды:

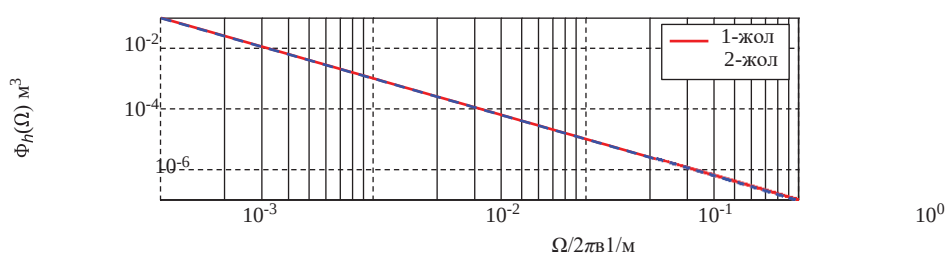
$$\Phi(\Omega_0) = 4 \times 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\Omega_0 = 1 \frac{\text{rad}}{\text{m}},$$

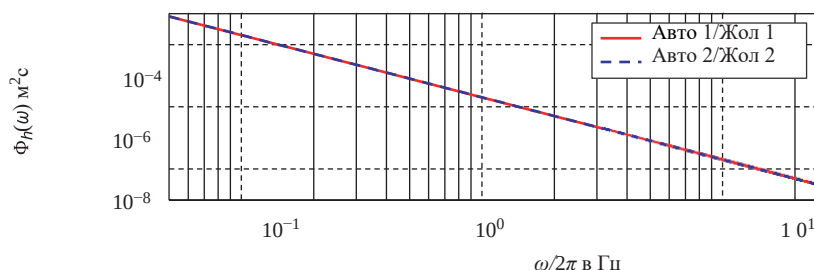
$$w = 2.$$

Екі автомобильдің v жылдамдығы 20 м/с құрайды. Жолдың спектрлік тығыздығы графигінен көріп тұрғанымыздай, біз жолдың спектрлік тығыздығын және қозғалыс жылдамдығының графигінен абсциссалардың осін v мәніне көбейту және ординаттар осін v мәніне бөлу арқылы аламыз.

Келесі мысалда 9.12-суреттегі график бойынша градиентті қалай бағалауға болатыны көрсетілген. Екі бұрыштық кеңістік жиіліктері $\Omega_1 = 2\pi \times 0,1$ 1 және $\Omega_2 = 2\pi \times 0,3$ 1 деп алайық. Графиктерді былай оқуға болады: $\Phi(\Omega_1) \approx 10^{-5} \text{ м}^3$ және $\Phi(\Omega_2) \approx 10^{-6} \text{ м}^3$. Нәтижесі



9.12-сурет Жолдың спектрлік тығыздығы



9.13-сурет Қозғалыс жылдамдығына қоса жолдың спектрлік тығыздығы

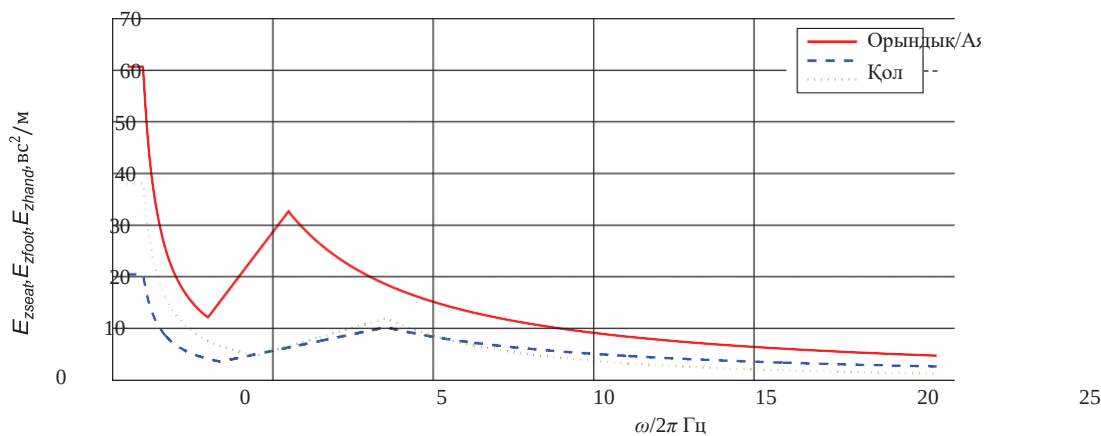
Логарифмдерді алып, орындарын ауыстырып алатынымыз

$$w = \frac{\log(0.1)}{\log(0.1/0.3)} \approx 2.095. \quad (9.54)$$

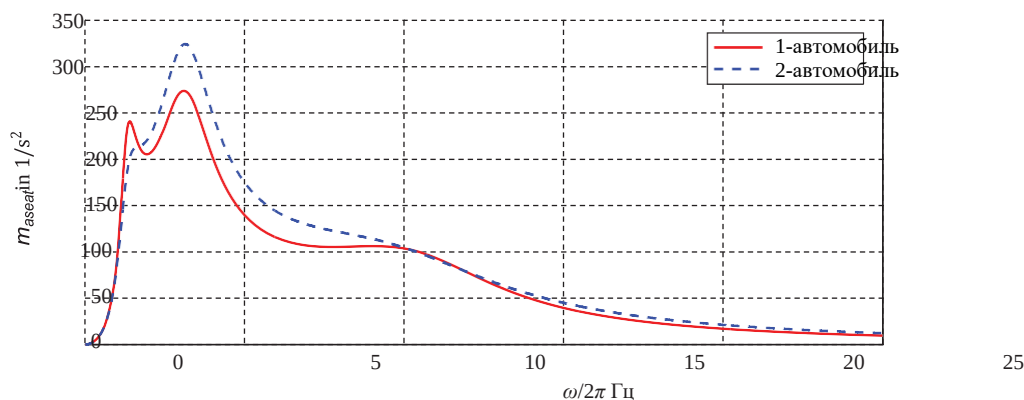
Егер тігінен бағалау функцияларын қарастыратын болсақ (Кукуз, 1993 қараңыз) 9.14-суреттен көріп тұрғанымыздай, орындықтың тігінен үдеуін бағалау функциясы табан мен қолдың үдеуін бағалау функциясынан үш есе жоғары. Орындықтың үдеулері жалпы жайлылыққа үлкен ықпалын тигізеді. Осы себепті бұдан әрі қарай біз бағандардағы орындыққа арналған тиісті функцияларды жай қарастыратын боламыз. Алайда барлық жайлылықты бағалаулар осы тараудың соңындағы жайлылықты жалпы бағалау есептеулеріне енгізілетін болады.

9.15-суреттен екі автомобильдің орындықтарының дірілін ұлғайту функцияларын көреміз. 1-автомобильді қарастырған кезде екі ең төмен меншікті жиіліктер шамамен 1,5 және 3 Гц екенін анық көруге болады. Екі меншікті жиілік айқын резонанстық өсуімен ерекшеленеді. Егер 1-автомобильді ұлғайту функциясын 2-автомобильдің функциясымен салыстыратын болсақ, көлік құралының шанағының табиғи тербелістері (жиілігі 1,5 Гц шамасында) анық көруін тоқтатады, мұны b_2 денесінің демпфирленуінің үлкен шамасымен түсіндіруге болады. Дегенмен 3 Гц шамасындағы екінші меншікті жиілік (орындықтың меншікті жиілігі) 2-автомобильде ұлғая түседі.

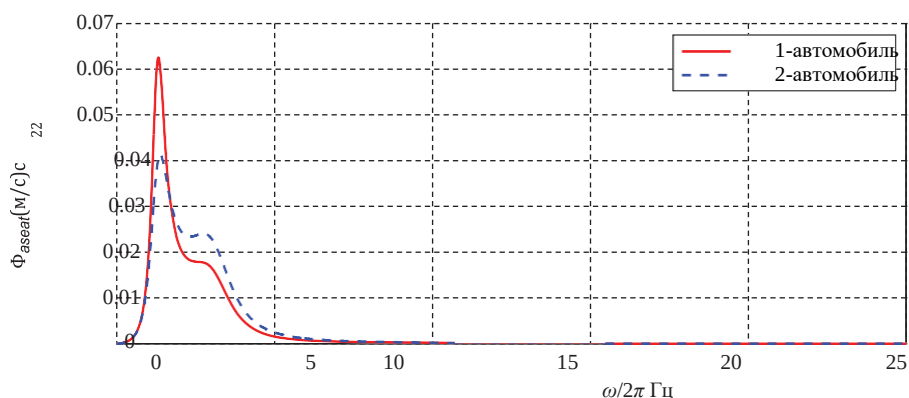
Алайда 9.16-суреттегі орындықтың тиісті спектрлік тығыздықтарын ұлғайту функцияларымен салыстыратын болсақ, ұлғайту функциялары жол мен қозғалыс жылдамдығының тиісті спектрлік тығыздықтарымен біршама бұрмаланғанын көреміз, дене үдеуі орындық үдеуіне қарағанда күштірек. Мұның себебі сол -жол тегіс болмаған жағдайда қозғаудың үлкен амплитудалы төменгі жиіліктері үлкен жиіліктер ретінде туындайды. Дегенмен орындықтың үдеуінің спектрлік тығыздығы тұрғысынан екі автомобильді салыстырған кезде,



9.14-сурет Бағалау функциясы (Кукуз, 1993 соң)



9.15-сурет Орындықты үдетуге арналған ұлғайту функциясы



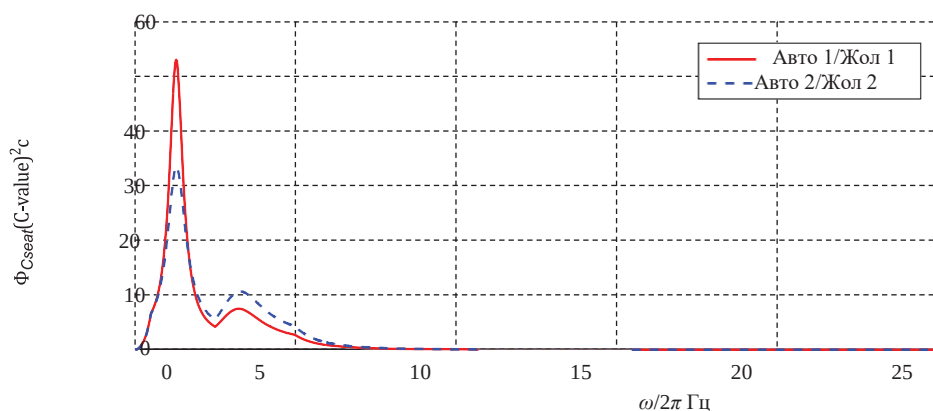
9.16-сурет Орындық тербелістерінің спектрлік тығыздығы

орындықтың бұдан жоғары үдеуі орындықтың меншікті жиілігінен әлі де болса ерекшеленеді.

Орындықтың тербелістері жайлылығын бағалау кезінде бағалау функциясының, сондай-ақ орындықтың тік тербелістерінің спектрлік тығыздығының маңызы зор. Бағалау функциясы көп дегенде 5 Гц болғандықтан, орындықтың меншікті жиілігі жылудың табиғи тербелістеріне қарағанда көбірек бөлінеді. Бұл 9.17-суретте анық бола түседі. Бұл графиктегі орындықтың жайлылығын бағалаудың екі спектрлік тығыздықтарын салыстыру көрсетіп бергендей, 2-

автомобильдің орындығының меншікті жиілігі 1-автомобильге қарағанда анығырақ, орындықтың табиғи жиілігін резонанстық ұлғайту орындықтың үдеуінің спектрлік тығыздығына қарағанда анығырақ көрінеді.

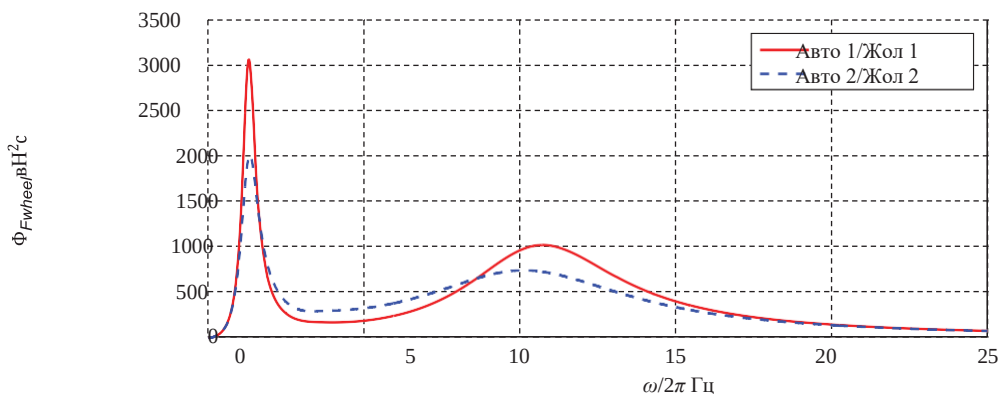
Жайлылықты бағалау бағалаудың тиісті функциясына көбейтілген орындықтың үдеуінің спектрлік тығыздығы бойынша интегралдан алынады (9.17-сурет). Бұл суреттегі екі автомобильді салыстырған кездегі мәні



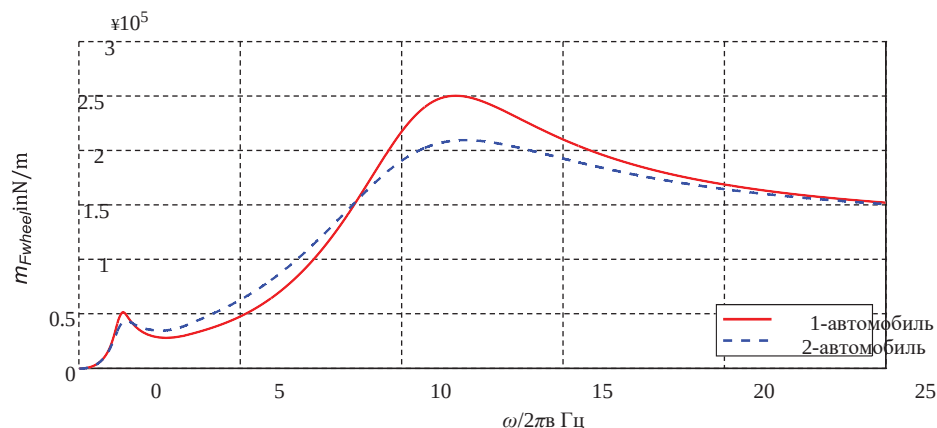
9.17-сурет Жайлылықты бағалау функциясы

1-автомобильдің функциялары шанақ дірілі үшін көп ойластырылған, ал 2-автомобильде ол орындық дірілінен үлкен. Біз функциямен интеграцияланғаннан кейін мұның жайлылықтың жалпы мәніне қалай ықпал ететінін анықтай аламыз. Дененің демпфирлеу ықпалы осы бөлімнің соңғы бөлігінде толығырақ қарастырылады. Осы жерде көрсетілген салыстыру негізінде демпфирлеу ұлғайған сайын жайлылық мәнінің ұлғаюы немесе төмендеуі туралы нақты тұжырым жасауға болады.

9.18-сурет доңғалаққа түсетін жүктеменің спектрлік тығыздығын көрсетеді. Екі автомобильді салыстырған кезде дененің меншікті тербелістеріндегі резонанс және доңғалақтың айналуының меншікті жиілігінің резонансы (11 Гц шамасында) дененің демпфирлеу мәні жоғары 2-автомобильде 1-автомобильге қарағанда төмен екені байқалды. Доңғалаққа түсетін жүктеменің спектрлік тығыздығы σFz стандартты ауытқу есептеуіне енгізілгендіктен, 2-автомобильде 1-автомобильмен салыстырғанда доңғалаққа түсетін жүктеме тербелістері төмен деп болжауға болады. Алайда түптің түбінде



9.18-сурет Доңғалаққа түсетін жүктеменің спектрлік тығыздығы



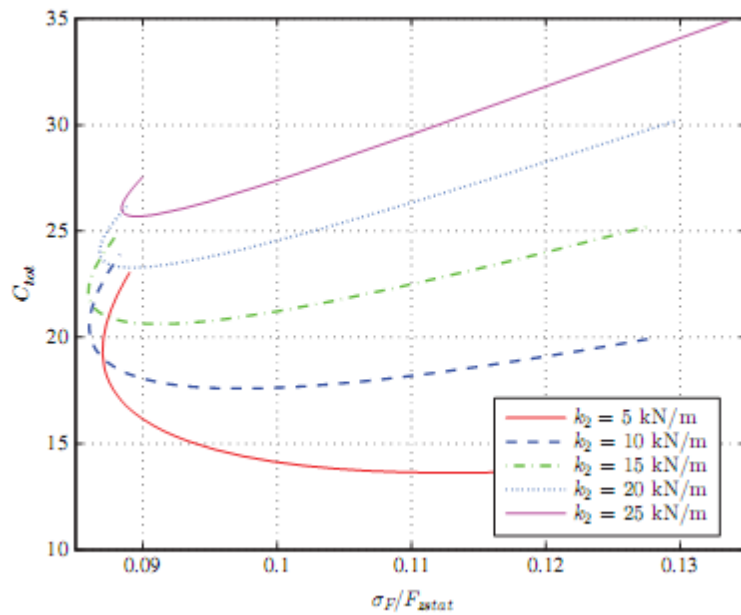
9.19-сурет Доңғалаққа түсетін жүктемені ұлғайту функциясы

жол қозғауына көбейтілген ұлғайту функциясының тиісті интегралымен интеграция жүргенше, анықтылыққа қол жеткізілмейді (доңғалаққа түсетін жүктеменің спектрлік тығыздығы доңғалаққа түсетін жүктемені ұлғайту функциясының квадратының, жолдың және қозғалыс жылдамдығының спектрлік тығыздығының көбейтіндісінен алынады). Доңғалаққа түсетін жүктемені ұлғайту функциясы 9.19-суретте көрсетілген. Бұл жерде денені демпфирлеудің дененің өзіндік тербелісіне ықпалы мардымсыз екенін және доңғалақтың меншікті айналу жиілігіне ықпалы елеулі екенін көреміз. Доңғалаққа түсетін жүктемені ұлғайту функциясын доңғалаққа түсетін жүктеменің спектрлік тығыздығымен салыстырғанда орындық дірілі жағдайындағыдай шағын жиіліктердің үлкен жиіліктерге қарағанда жоғары бағаланатынын көреміз. Мұны ұлғайту функциясының резонанстық нүктелері амплитудаларының қатынастары спектрлік тығыздыққа инверттелгенінен байқаймыз. Түптің түбінде осылайша доңғалаққа түсетін жүктеменің тербелістері 2-автомобильде төмен болатындығы туралы тұжырым жасауға мүмкіндік аламыз.

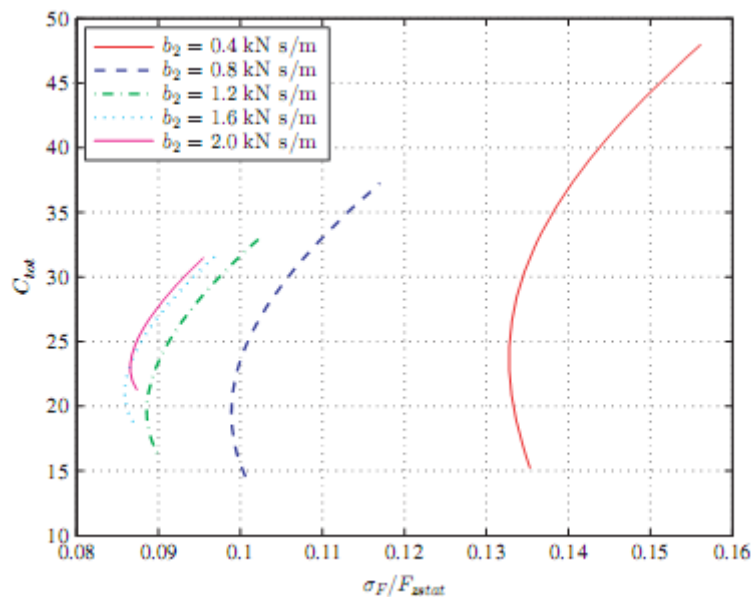
Доңғалаққа түсетін жүктеме тербелісіне немесе доңғалаққа түсетін жүктеменің стандартты ауытқуына ықпалдың қандай болатынын төменде қарастыратын боламыз.

9.20 және 9.21 суреттерде жалпы жайлылықтың бағалалары (яғни орындық, табан және қол үдеуі) доңғалаққа түсетін жүктеменің тиісті стандартты ауытқуының функциясы ретінде көрсетілген (стандартты ауытқу доңғалаққа түсетін статикалық жүктемеге қатысты). 9.20-суретте шанақ серіппесінің бес түрлі мәніне арналған σ_z/F_{zstat} функциясы ретінде C_{tot} ара қатынасы көрсетілген. Денені демпфирлеу әр қисық сызықтың шегінде түрленеді. Шын мәнінде, денені демпфирлеу ұлғайтылғанда қисық сызықтар доңғалаққа түсетін жүктеменің стандартты ауытқуының үлкен мәндерінен бастап кіші мәндеріне жеткенше жалғаса береді. Алайда шанақты демпфирлеудің өте үлкен диапазонында доңғалаққа түсетін жүктеменің стандартты ауытқуына қатысты мәні өте кіші, ол қайтадан ұлғаяды, бұл ретте C_{tot} жалпы жайлылық мәні де қайтадан ұлғаяды (жалпы жайлылық төмендейді).

9.21-сурет бес түрлі денені демпфирлеу мәніне арналған тиісті қисық сызықтарды көрсетеді. Бұл жерде дененің қаттылығы қисық сызықтар шегінде өзгереді. Жайлылық мәндері шанақ серіппесінің қаттылығы ұлғайған сайын арта түседі.



9.20-сурет Қарама-қайшылық: қауіпсіздік және жайлылық; оң жақ үстіңгі нүктесінен бастап сол жақ төменгі нүктесіне дейін b_2 ұлғаяды.



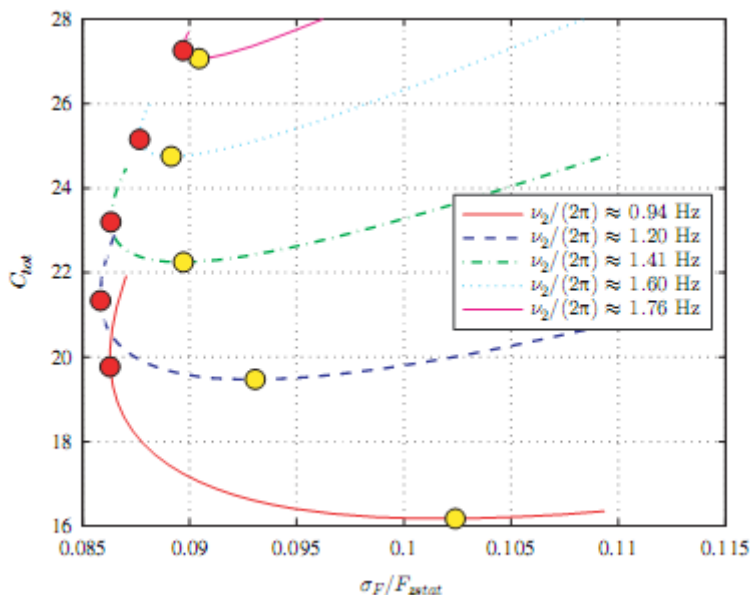
9.21-сурет Қарама-қайшылық: жайлылық – қауіпсіздік

C_{tot} жалпы жайлылық мәнінің жоғарғы шамалары жайлылықтың төмен деңгейін көрсететіндіктен, бұл жерде көрсетілген жағдайларда шамақ серіппесі қатты болған сайын жайлылықтың төмендейтінін көреміз.

Денені демпфирлеуге қатысты жайлылықтың диапазондарын 9.20-суреттен түсіне қою оңай емес. Алайда доңғалаққа түсетін жүктеменің стандартты ауытқуы демпфирлеу артқан сайын азаятынын көреміз, демпфирлеудің ең жоғары мәндері тағы ұлғаяды.

9.22-суретте корпус серіппесінің тұрақты шамасы мен әртүрлі демпфирлеу қисық сызықтары көрсетілген (бұл қисық сызықтар 9.20-суреттегі қисық сызықтардан онша ерекшеленбейді). Алайда бұл қисық сызықтар дененің серіппесінің қаттылығын емес, бағалау нысанында дененің меншікті жиілігін көрсетеді. Әр жағдайда доңғалаққа түсетін жүктеменің стандартты ауытқуы азайып, жалпы жайлылық мәні ұлғаятын аумақтар барын көреміз. Бұл аумақтардың шекаралары екі нүктемен белгіленеді. Бұл жерде қисық сызықтардың көлденең жазықтығындағы нүктелер дененің тиісті меншікті жиілігінің максималды жайлылығын көрсетсе, тік жазықтығындағы нүктелер қауіпсіздіктің максималды мәнін (доңғалаққа түсетін жүктеменің стандартты ауытқуының ең кіші мәні) көрсетеді. Бұл екі нүктенің арасындағы жайлылықты немесе қауіпсіздікті тиісті басқа мәнді

нашарлату арқылы жақсартуға болады. Мұндай байланыс болатын болса, біз Парето бойынша оңтайлылық шешіміне жүгінеміз. Автомобиль дизайны үшін Парето оңтайлылық шешімдерінің бірін іздеуге тура келетіні анық.



9.22-сурет Парето шекаралары: жайлылық – қауіпсіздік

9.2 Күш агрегаттарының тербелістері

Автомобильдердің көпшілігін іштен жану қозғалтқыштары қозғалысқа келтіреді. Жану процесі салдарынан және геометриялық сызықтық емес мәндер (көшірудің айналдыруға айналуына байланысты) салдарынан айналу моменті мен бұрыштық жылдамдықтың ауытқуы өздігінен жүреді. Бұл тербелістер автомобильдің жайлылығына әсерін тигізуі мүмкін. Демек, кейбір құрылғылар осы тербелістерді азайту үшін трансмиссияға кіріктірілген.

Бұл құрылғыларды түсіну үшін, күш агрегаттарының айналдыру тербелістерін түсіну қажет. Бұл бөлімнің бірінші бөлігінде екі массалы сермерлерге ұқсас айналдыру осцилляторларының теориясы түсіндірілсе, ал екінші бөлігінде центрден тепкіш маятник діріл тоқтатқышы (CPVA) қарастырылады. Үшінші қосалқы бөлімде мысалдар түсіндіріледі.

9.2.1 Айналдыру осцилляторлары

9.23-суреттің сол жағында көрсетілген қарапайым айналдыру осцилляторынан бастайық. Генератор бір айналмалы массадан (J_1 инерция моменті) және торсионды серіппемен жеңілдетілген бір діңнен (c_T 1 серіппенің тұрақты шамасы) тұрады. Дәлірек қарастыру үшін дің кем дегенде дербес туынды шамадағы бір теңдеумен сипатталуы тиіс.

Қозғалыс теңдеуі (φ_1 - ширатылу бұрышы):

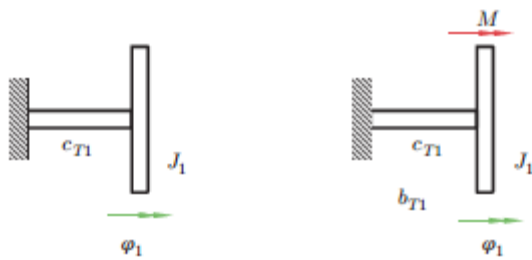
$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{T1} \varphi_1 = 0. \quad (9.55)$$

Енді меншікті жиілікпен (немесе меншікті жиілікпен) сипатталатын жүйенің еркін дірілін қарастыруға болады:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_{T1}}{J_1}}. \quad (9.56)$$

Жүйенің мәжбүрлі тербелістері жағдайында резонанс амплитудасын шектеу үшін бТ 1 демпфирлеу енгізу қажет (оң жақтағы 9.23-суретті қараңыз). Онда теңдеу былай оқылады

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + b_{T1} \dot{\varphi}_1 + c_{T1} \varphi_1 = M_1 . \quad (9.57)$$



9.23-сурет Бір еркіндік дәрежесі бар ширату осцилляторлары

Гармоникалық қозғау жағдайында осы қозғалыс теңдеуін шешу үшін кешенді амплитудалар тәсілдемесі тым қарапайым болып саналады.

$$M_1 = \hat{M}_1 e^{j\omega t}, \quad (9.58)$$

бұл жерде $\hat{M}_1$ - қозғаудың айналу моментінің кешенді амплитудасы, j - жорамал бірлік (яғни $j^2 = -1$), ω - қозғаудың шеңберлік жиілігі, ал t - уақыт. q_1 шешімі біртекті теңдеу мен дербес интегралдың жалпы шешімінің қосындысы болып табылады

$$q_1(t) = \left(A e^{j \sqrt{\frac{c_{T1}}{J_1} - \frac{b_{T1}^2}{4J_1^2}} t} + \bar{A} e^{-j \sqrt{\frac{c_{T1}}{J_1} - \frac{b_{T1}^2}{4J_1^2}} t} \right) e^{-\frac{b_{T1}}{2J_1} t} + \frac{\hat{M}_1}{-\omega^2 J_1 + j\omega b_{T1} + c_{T1}} e^{j\omega t} . \quad (9.59)$$

Гармоникалық қозғау үшін

$$M_0 \sin(\omega t) = \frac{M_0}{2j} (e^{j\omega t} - e^{-j\omega t}) , \quad (9.60)$$

$$M_0 \cos(\omega t) = \frac{M_0}{2} (e^{j\omega t} + e^{-j\omega t}) \quad (9.61)$$

екі күрделі дербес интегралды біріктіру қажет.

Демпфирленген амортизаторларды ширатылу тербелістерін азайту үшін қолданады. Бәсеңдеуші тоқтатқыштың қарапайым моделі 9.24-суретте көрсетілген.

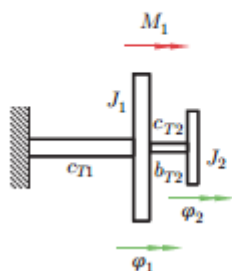
Қозғалысының теңдеулері

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + b_{T2} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_{T2} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{T1} \varphi_1 = M_1 , \quad (9.62)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + b_{T2} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + c_{T2} (\varphi_2 - \varphi_1) = 0 . \quad (9.63)$$

Гармоникалық қозғауды (кешенді амплитудалармен белгіленген) болжамдай отырып,

$$M_1 = \hat{M}_1 e^{j\omega t} \quad (9.64)$$



9.24-сурет Екі еркіндік дәрежесі бар ширату осцилляторы

біз матрицалары бар теңдеу жаза аламыз.

$$\underbrace{\begin{pmatrix} -J_1\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T1} + c_{T2} & -j\omega b_{T2} - c_{T2} \\ -j\omega b_{T2} - c_{T2} & -J_2\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T2} \end{pmatrix}}_{\underline{\underline{A}}} \begin{pmatrix} \hat{\varphi}_1 \\ \hat{\varphi}_2 \end{pmatrix} e^{j\omega t} \quad (9.65)$$

$$= \begin{pmatrix} \hat{M}_1 \\ 0 \end{pmatrix} e^{j\omega t}$$

$\underline{\underline{A}}$ анықтағышы

$$\begin{aligned} \det(\underline{\underline{A}}) &= (-J_1\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T1} + c_{T2})(-J_2\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T2}) \\ &\quad - (j\omega b_{T2} + c_{T2})^2 \\ &= (-J_1\omega^2 + c_{T1})(-J_2\omega^2 + c_{T2}) - J_2 c_{T2}\omega^2 \\ &\quad + j\omega b_{T2}(-J_1\omega^2 - J_2\omega^2 + c_{T1}). \end{aligned} \quad (9.66)$$

$\underline{\underline{A}}$ кері шамасын қолданып

$$\underline{\underline{A}}^{-1} = \frac{1}{\det(\underline{\underline{A}})} \begin{pmatrix} -J_2\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T2} & j\omega b_{T2} + c_{T2} \\ j\omega b_{T2} + c_{T2} & -J_1\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T1} + c_{T2} \end{pmatrix} \quad (9.67)$$

J_1 массаның кешенді амплитудасын аламыз,

$$\hat{\varphi}_1 = \hat{M}_1 \frac{-J_2\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T2}}{\det(\underline{\underline{A}})}, \quad (9.68)$$

ол абсолютті мән қолданылатын амплитуданы береді

$$|\hat{\varphi}_1| = |\hat{M}_1| \frac{\sqrt{(-J_2\omega^2 + c_{T2})^2 + \omega^2 b_{T2}^2}}{|\det(\underline{\underline{A}})|}. \quad (9.69)$$

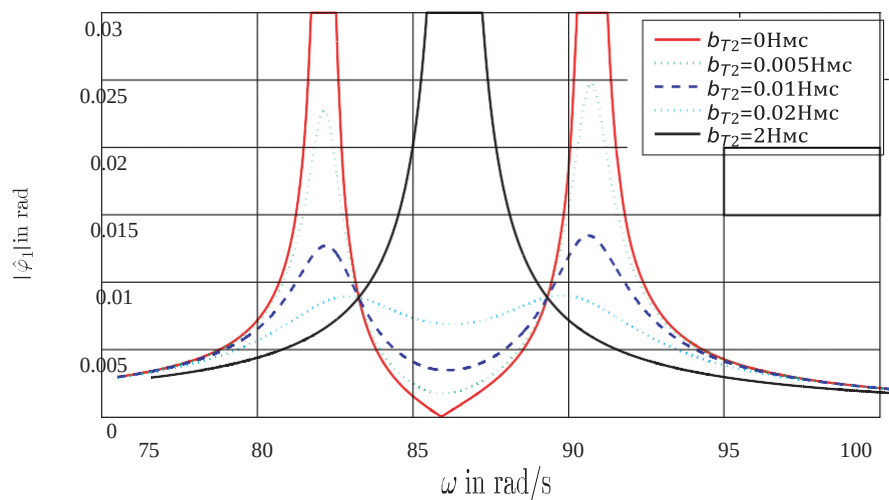
Бәсеңдемейтін тоқтатқыш (яғни $b_{T2} = 0$ Нмс демпфирлеусіз және қосымша инерция резонансынсыз) үшін $J_2: \omega_r^2 = c_{T2}/J_2$ гі инерция амплитудасы 0-ге тең болады: $\hat{\varphi}_1 = 0$ (бұл жөнінде 9.25-суретті қараңыз) Бұл жағдайда $\hat{\varphi}_1$ кезінде екі шексіз резонанс туындайды: біреуі төменде, ал екіншісі ω_r жоғарысында. 9.25-суретте демпфирлеудің әртүрлі мәндеріне арналған J_1 инерция амплитудасы көрсетілген. Параметрлері: $J_1 = 0,215$ кг м², $c_{T1} = 1600$ Нм, $J_2 = 0,00215$ кгм², $|\hat{M}_1| = 1$ Нм және

$$c_{T2} = \frac{J_2 c_{T1}}{(1 + J_2/J_1)^2 J_1}. \quad (9.70)$$

Демпфирлеу мәндері графикте көрсетілген.

Ширатылу қаттылығы c_{T2} барлық қисық сызықтардың екі қиылысу нүктесінің бірдей шамаларын алу үшін таңдалады (Дрезиг және Хольцвайссиг, 2010).

Көлік құралының трансмиссиясы үшін тек тоқтатқышты, яғни $b_{T2} = 0$ Нм таңдамаған жөн, өйткені екі резонанс пайда болады және қозғау жиілігі автомобильдерде тұрақты емес. Сондықтан



9.25-сурет Бәсеңдеуші тоқтатқыш амплитудасы

демпфирлеуші сөндіргішті пайдалану қажет, және инерция амплитудасы жоғары болмауы үшін демпфирлеу шамасы үлкен болмауы тиіс.

9.2.2 Центрден тепкіш маятник дірілтоқтатқышы

Демпфирлеудің жақсы сипаттамаларына ие жиілік аумағындағы белгіленген ауданы бар бәсеңдеуші тоқтатқыштар жиілігі белгіленген, мысалы, қозғалтқыштың бос жүрісіндегі қозғау үшін сәйкес келеді.

іштен жану қозғалтқыштарында қозғау жиілігі қозғалтқыштың өзінің бұрыштық жылдамдығына тәуелді. Демек, тоқтату жиілігі қозғалтқыштың бұрыштық жылдамдығына пропорционал демпфирлеуші құрылғылар пайдалы болып саналады. Осындай сипаттамасы бар танымал құрылғылардың бірі - центрден тепкіш маятник. Бірнеше авторлар бұл тоқтатқышты өз еңбектерінде қарастырған болатын, мысалы, Саломон, Саразин және Чилтон.

9.26-сурет кейбір мүмкіндіктерді көрсетеді.

Қозғалыс теңдеулерін алу үшін 9.27-суретін қарастырайық, мұндағы J_1 қозғалысқа M_e моментімен келтіріледі.

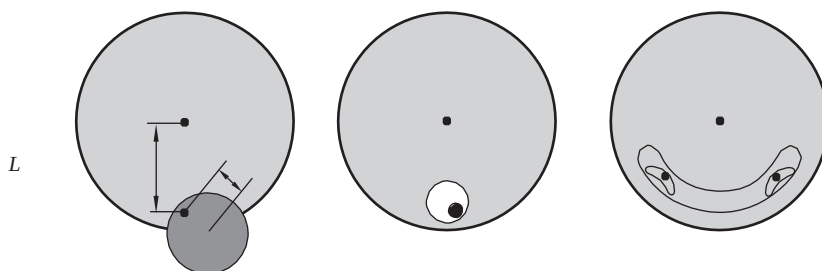
Лагранж теңдеулері екі еркіндік дәрежесі бар жүйе үшін теңдеулер шығару кезінде пайдалы болып саналады: $L_L = T - V$

динамикасы

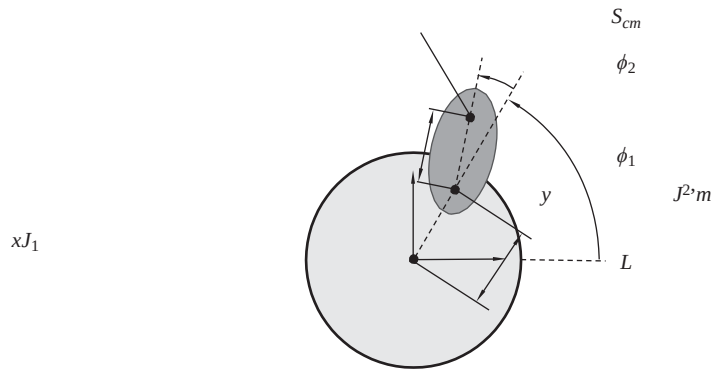
$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L_L}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial L_L}{\partial \varphi_1} = M_e \quad (9.71)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L_L}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial L_L}{\partial \varphi_2} = 0 \quad (9.72)$$

Біз гравитациялық күштерді елемейміз, яғни $V=0$.



9.26-сурет Маятникті тоқтатқыштың әртүрлі мүмкіндіктері



9.27-сурет Центрден тепкіш маятникті тоқтатқыш

Маятник массасының S_{cm} (J_2 инерциясы, m) центрінің x және y координаттары

$$x = L \cos \varphi_1 + \ell \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \quad (9.73)$$

$$y = L \sin \varphi_1 + \ell \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \quad (9.74)$$

Уақыт туындысы келесіні береді

$$\dot{x} = -L\dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - \ell(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \quad (9.75)$$

$$\dot{y} = L\dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + \ell(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \quad (9.76)$$

және бұл теңдеулер келесі жылдамдыққа алып келеді

$$\begin{aligned} \dot{x}^2 + \dot{y}^2 = & L^2 \dot{\varphi}_1^2 \sin^2 \varphi_1 + \ell^2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 \sin^2(\varphi_1 + \varphi_2) \\ & + 2L\ell \dot{\varphi}_1 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \sin \varphi_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \\ & + L^2 \dot{\varphi}_1^2 \cos^2 \varphi_1 + \ell^2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 \cos^2(\varphi_1 + \varphi_2) \\ & + 2L\ell \dot{\varphi}_1 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \cos \varphi_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_2). \end{aligned} \quad (9.77)$$

$\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1$ және $\cos \alpha \cos \beta + \sin \alpha \sin \beta = \cos(\alpha - \beta)$ пайдалана отырып, біз теңдеуді жеңілдете аламыз

$$\dot{x}^2 + \dot{y}^2 = L^2 \dot{\varphi}_1^2 + \ell^2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 + 2L\ell \dot{\varphi}_1 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \cos \varphi_2. \quad (9.78)$$

Олай болса бүкіл жүйенің кинетикалық энергиясы

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} J_2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 \quad (9.79)$$

және Лагранж теңдеуін қолданғанда алатынымыз

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = & \frac{d}{dt} (J_1 \dot{\varphi}_1 + mL^2 \dot{\varphi}_1 + m\ell^2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \\ & + m L \ell (2\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \cos \varphi_2 + J_2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)) \\ = & \ddot{\varphi}_1 (J_1 + mL^2 + m\ell^2 + J_2) + (m\ell^2 + J_2) \ddot{\varphi}_2 \\ & + mL\ell ((2\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) \cos \varphi_2 - (2\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2), \end{aligned} \quad (9.80)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = & \frac{d}{dt} (m\ell^2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) + mL\ell \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \\ & + J_2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)) \\ = & \ddot{\varphi}_1 (m\ell^2 + mL\ell \cos \varphi_2 + J_2) \\ & + \ddot{\varphi}_2 (m\ell^2 + J_2) - mL\ell \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \end{aligned} \quad (9.81)$$

$$-\frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = mL\ell \dot{\varphi}_1 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \sin \varphi_2 \quad (9.82)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = & \ddot{\varphi}_1 (m\ell^2 + mL\ell \cos \varphi_2 + J_2) \\ & + \ddot{\varphi}_2 (m\ell^2 + J_2) + mL\ell \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_2. \end{aligned} \quad (9.83)$$

Тригонометриялық функцияларды ($\ll 1$, $\cos \varphi_2 \approx 1$, $\sin \approx$ шартымен) қолдану келесі теңдеулерді алуға мүмкіндік береді (қосымша түрде M сыртқы айналу моменті енгізілді): $\varphi_2 \varphi_2 \varphi_2$

$$\ddot{\varphi}_1(J_1 + J_2 + m(L + \ell)^2) + \ddot{\varphi}_2(m\ell^2 + J_2 + mL\ell) - mL\ell(2\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)\dot{\varphi}_2 = M_e \quad (9.84)$$

$$\ddot{\varphi}_2(J_2 + m\ell^2) + \ddot{\varphi}_1(m\ell^2 + J_2 + mL\ell) + mL\ell \dot{\varphi}_1^2 \varphi_2 = 0. \quad (9.85)$$

Стационарлық қозғалыстың шағын амплитудалары φ_2 мен шағын тербелістерін $\varphi_1 e^{i\omega t}$ болжамдай отырып, $\varphi_1 = \omega_0 t$ of φ_1 біз осы сызықтық емес теңдеулерді линеаризациялай аламыз:

$$\phi_1 = \omega_0 t + \hat{\phi}_1 e^{i\omega t}, \quad (9.86)$$

$$\phi_2 = \hat{\phi}_2 e^{i\omega t}, \quad (9.87)$$

$$M_e = \hat{M}_e e^{i\omega t}, \quad (9.88)$$

$$\hat{M}_e = -\omega^2 \hat{\phi}_1 (J_1 + J_2 + m(L + \ell)^2) - \omega^2 \hat{\phi}_2 (m\ell^2 + J_2 + mL\ell), \quad (9.89)$$

$$0 = -\omega^2 \hat{\phi}_2 (J_2 + m\ell^2) - \omega^2 \hat{\phi}_1 (m\ell^2 + J_2 + mL\ell) + mL\ell \omega_0^2 \hat{\phi}_2. \quad (9.90)$$

Кіріспе

$$J_{11} = J_1 + J_2 + m(L + \ell)^2 \quad (9.91)$$

$$J_{22} = J_2 + m\ell^2 \quad (9.92)$$

$$J_{12} = J_{21} = m^2 + J_2 + mL \quad (9.93)$$

теңдеулерді келесідей түрде жазуға мүмкіндік береді

$$\begin{pmatrix} -\omega^2 J_{11} & -\omega^2 J_{12} \\ -\omega^2 J_{21} & -\omega^2 J_{22} + mL\ell\omega_0^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{\phi}_1 \\ \hat{\phi}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{M}_e \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (9.94)$$

Маятникті резонанстық қозғау жағдайында

$$\omega = \omega_0 \sqrt{\frac{mL\ell}{J_{22}}} \quad (9.95)$$

шешім

$$\hat{\phi}_1 = 0 \quad (9.96)$$

$$\hat{\phi}_2 = -\hat{M}_e \frac{J_{22}}{\omega_0^2 J_{12} mL\ell}. \quad (9.97)$$

Осылайша маятник параметрлерін J_1 негізгі инерциясының тербелісі жойылатындай етіп реттеуге болады.

Оның бір керемет ерекшелігі сол -9.95-теңдеудегі ω жиілігі ω_0 қозғау жиілігіне пропорционал. Поршеньді іштен жану машиналарындағы қозғаудың бір бөлігі иінді біліктің бұрыштық жылдамдығына пропорционал болғандықтан, ол үшін маятникті тоқтатқыш мінсіз болып табылады, өйткені оның тоқталу жиілігі бұрыштық жылдамдыққа пропорционал.

Енді параметрлерді арнайы таңдауға көшейік; қарапайым болуы үшін $J_2 = 0$ елемейміз және математикалық маятникті қарастырамыз. Олай болса резонанстық (немесе тоқтатушы) жиілік үшін алатынымыз

$$\omega = \omega_0 \sqrt{\frac{L}{\ell}}. \quad (9.98)$$

Егер мақсатымыз иінді білік дірілінің n -ші тәртібін жою болса, яғни $\omega = n\omega_0$ (9.99)

онда келесіні таңдаймыз

$$n^2 = \frac{L}{\ell}. \quad (9.100)$$

L ұзындығы J_1 инерция диаметріне тәуелді, ол сермер болып табылады, олай болса $L < R_{\text{flywheel}}$. Егер төртінші тәртіпті тоқтату қажет болатын болса, ал сермердің радиусы $R_{\text{flywheel}} = 0,12$ м, $t_0 = 0,12$ м / 16 $\approx 7,5$ мм болса, бұл өте аз.

Линеаризацияланған қозғалыс теңдеулері маятниктің шағын амплитудалары үшін ақиқат. Бұл жиілік амплитудаға тәуелді екенін білдіреді. Бұл тәуелділікті жою үшін, маятникті J_2 инерциясы қозғалатын қисық сызық шеңбер болмайтындай етіп өзгерту қажет. Денман (1992) немесе Нестер (2004) эпициклоидтарды немесе таутохрондарды зерттеді.

9.3 Мысалдар

Бұл бөлімде біз ширатылу тербелістерін азайтуға арналған құрылғыларды қарастыратын боламыз.

Біріншісі - иінді біліктің бос шетіне орналасатын әдеттегідей серіппелі демпфер (9.28-суретті қараңыз). Мысалы, сақиналы табақшалар немесе сақиналар иінді білікке резеңке серіппе көмегімен бекітіледі. Резеңке өте қатты болғандықтан, массасы жоғары болуы тиіс, бұл демпферді картерге енгізу кезінде оның кемшілігіне айналады. Тағы бір кемшілігіне резеңке қаттылығының температураға тәуелділігі жатады. Тағы бір мүмкіндік - массаны иінді білікке кіріктіру (9.28-суретті қараңыз), осылайша ол иінді біліктің ішкі демпферіне айналады.

Қажетті кеңістікті кішірейту үшін және масса дисбалансын жою үшін, демпфер сақина түрінде емес, таға түрінде жасалады. Серіппелер болат бұрандалы серіппелер болғандықтан, демпфирлеу айналып тұратын масса мен



9.28 -сурет Иінді біліктің ішкі демпфері (Шэффлердің рұқсатымен басып шығарылды)

корпустың ішкі бетіндегі пластик мойынтірек арасындағы үйкеліс есебінен туындайды. Мұның себебі сол -бәсеңдеу жылдамдыққа тәуелсіз деуге болатын құрғақ кулон үйкелісіне байланысты жүреді.

Кулондық үйкеліс қалыпты күшке тәуелді болғандықтан, иінді біліктің бұрыштық жылдамдығы мен тербеліс жылдамдығы демпфирлеуші күшке центрден тепкіш күштермен енгізіледі.

Ұқсастығына келетін болсақ, демпфирлеуші момент иінді біліктің бұрыштық жылдамдығымен бірге ұлғаяды. Жүйеде саңылау қалмас үшін, серіппелерге алдын ала күш салынады. Бастапқы жүктеменің қосалқы әсерлерінің бірі бастапқы жүктеменің қалыпты күші және, демек, иінді білікті айналдырмайтын тұрақты үйкеліс күші болып табылады. Центрден тепкіш күштер мен бастапқы тартылыстың арасындағы өзара әрекеттесу мен оның генератордағы үйкеліс күшіне әсері демпфирлеу қасиеттеріне жағымды ықпал етеді.

Қосымша мысалдар 17.1-бөлімде келтірілген, мысалы, центрден тепкіш маятникті діріл тоқтатқышы бар екі массалы сермер 17.8-суретте немесе ширатылу демпфері мен центрден тепкіш маятникті діріл тоқтатқышы бар іліністіру дискісі 17.6-суретте көрсетілген.

9.4 Сұрақтар мен жаттығулар

Есте сақтау

1. Діріл қандай мәселелерде маңызды болып табылады?
2. Берілісті ұлғайту функциясы дегеніміз не?
3. Қандай жиіліктер диапазонында адамдардың орындықтағы дірілді сезу реакциясы жоғары, ал қандай жиіліктер диапазонында руль дөңгелегінің діріліне деген сезгіштігі жоғары?
4. Қандай параметрлер жайлылыққа көбірек ықпал етеді?
5. Қандай параметрлер көлікті қауіпсіз жүргізуге үлкен әсерін тигізеді?
6. Жолдың әркелкілігінің толқындылығына арналған типтік мәндерді көрсетіңіз.
7. Кукуз әдісіне сәйкес орындық, қол және аяқ үдеулерін бағалау функциясының максимум шектері қандай дапазондарда орналасқан?
8. Орындық, аяқ және қол үдеулерінің қайсысы жалпы жайлылық мәніне ең көп ықпал етеді?

Түсіну

1. Бағаланған діріл қарқындылықтары деген не?
2. Меншікті жиіліктер ұлғайту функциясына қалай әсер етеді?
3. Тербеліс жүйесінің стохастикалық қозғау стимулдарына қатысты реакциясын қалай анықтаймыз?
4. Жол әркелкілігінің және жылдамдықтың спектрлік тығыздықтарын нақты түсіндіріңіз.
5. m_1 , m_2 және m_3 массаларын тиісінше арттыру ұлғайту функцияларына қалай әсер етеді?
6. Әркелкі толқындылық орындықтың үдеуінің спектрлік тығыздығына және доңғалаққа түсетін жүктемелерге қалай әсер етеді?
7. Қауіпсіздік және жайлылық арасындағы қарама-қайшылықты түсіндіріңіз.
8. Неліктен микросхемалық қозғалтқыш үшін жиілікке тәуелді тоқтатқыш маңызды болып табылады?
9. Жай діріл тоқтатқыш пен ЦТМДТ арасындағы айырмашылықты түсіндіріңіз.

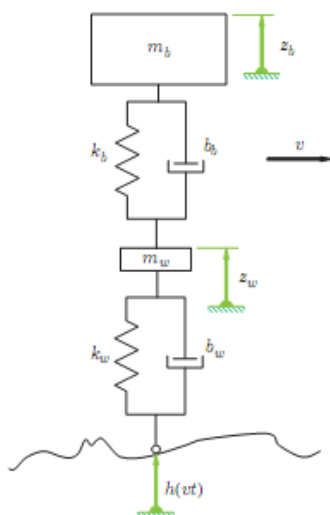
Алмастырғыш автомобильдер модельдері

10.1-бөлімде 9-тарауда сипатталған автомобильдің төртінші моделі ретінде белгілі автомобильдің өте қарапайым моделі ұсынылады. Ол екі массалық генератордың көмегімен сипатталады. Осы модельдің көмегімен шанақты негізінен тік бағытта тербеліске ұшырататын автомобильдің тербелістерінің меншікті жиілігін және доңғалақты тербеліске ұшырататын жиілікті сипаттауға болады. 10.2-бөлім бір жолмен қозғалатын екі осьті көлік құралына арналады (бір жолмен қозғалғанда осьтің сол және оң жақ доңғалақтары бірдей қозғауға ұшырайды). Еркіндіктің бес дәрежесін көрсететін осы модельдің көмегімен негізгі тон тербелістерін, сондай-ақ тік тербелістерін зерделеуге болады. Соңында 10.3-бөлімде серіппелер мен амортизаторларға арналған сызықтық емес сипаттамалық қисық сызықтар қарастырылады.

10.1 Екі массалы алмастыру жүйесі

9-тарауда сипатталған бір массалық алмастыру жүйесі өте қарапайым және серіппелер мен демпфер параметрлерін жасақтауда көмегі аз.

Автомобильдің төртінші моделі: Автомобильдің төртінші моделі (екі массалық алмастыру жүйесі, 10.1-сурет) автомобильдің негізгі сипаттамаларын тік динамика тұрғысынан көрсететін қарапайым алмастыру жүйесі болып табылады. Алмастыру жүйесі екі массадан тұрады: m_b (бұл жағдайда m_b – шанақ массасының төрттен бірі) және m_w (доңғалақ массасы). Корпус серіппелері мен амортизаторлар массалар арасында орналасады (серіппе қаттылығы k_b , демпфирлеудің тұрақты шамасы b_b). Серіппе-демпфер жүйесі (қаттылығы k_w , демпфирлеудің тұрақты шамасы b_w) сонымен қатар доңғалақ массасы, m_w және тегіс емес жол төсемі арасында әрекет етеді. Доңғалақты доңғалақ массасына, m_w , доңғалақтың қаттылығына, k_w және доңғалақты демпфирлеуге, b_w бөлу доңғалақ қасиеттерін жақсы қалпына келтіретін жеңілдетілген модель болып табылады.



10.1-сурет Екі массалық алмастыру жүйесі

Өңгіме екі массалық жүйе туралы болғандықтан, олардың жұптары кешенді түйіндестірілген төрт дербес мәні болады. Бұл екі меншікті жиілік бар дегенді білдіреді. Бұдан әрі біз алдымен жүйе үшін қозғалыс теңдеулерін анықтаймыз. Содан кейін ұлғайтудың дербес мәндерін және функцияларын қарастырамыз.

10.1-суретте көрсетілген, массадан және серіппелі-амортизаторлық немесе демпфирлеуші элементтерден тұратын жүйелер үшін ықтимал тәсілдердің бірі Лагранж формализмінің көмегімен қозғалыс теңдеулерін шығару болып табылады. Біз Лагранж формализмін бәсеңдемейтін жүйеге қолданамыз. L Лагранж функциясы T кинетикалық энергиясы мен V әлеуетті энергия арасындағы айырманы білдіреді:

$$L = T - V = \frac{1}{2}m_b\dot{z}_b^2 + \frac{1}{2}m_w\dot{z}_w^2 - \frac{1}{2}k_b(z_b - z_w)^2 - \frac{1}{2}k_w(z_w - h)^2. \quad (10.1)$$

Егер $q_1 = z_b$ және $q_2 = z_w$ болса, Лагранж теңдеулері келесідей болады

Дифференциалдау арқылы келесідей екі қозғалыс теңдеуін аламыз

$$m_b\ddot{z}_b + k_b z_b - k_b z_w = 0, \quad (10.3)$$

$$m_w\ddot{z}_w + (k_b + k_w)z_w - k_b z_b = k_w h. \quad (10.4)$$

Енді демпфирлеуші жүйелер (10.3) және (10.4) қаттылықты сипаттайтын мүшелердегідей тікелей қойылуы мүмкін:

$$m_b\ddot{z}_b + b_b\dot{z}_b + k_b z_b - b_b\dot{z}_w - k_b z_w = 0, \quad (10.5)$$

$$m_w\ddot{z}_w + (b_b + b_w)\dot{z}_w + (k_b + k_w)z_w - b_b\dot{z}_b - k_b z_b = b_w\dot{h} + k_w h. \quad (10.6)$$

Алдымен бәсеңдемейтін біртекті жүйенің меншікті жиілігін қарастырайық. $e^{\lambda t}$ тәсілдемесі арқылы меншікті мәндерден теңдеу аламыз

$$\begin{pmatrix} z_b \\ z_w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{z}_b \\ \hat{z}_w \end{pmatrix} e^{\lambda t}. \quad (10.7)$$

Егер біз (10.7) мәнін (10.5) және (10.6) теңдеулеріне қойып, $e^{\lambda t}$ -ге (λ барлық кешенді мәндер үшін және барлық t үшін келесі ақиқат болады: $e^{\lambda t} \neq 0$) бөлсек, онда

$$\begin{pmatrix} \lambda^2 m_b + k_b & -k_b \\ -k_b & \lambda^2 m_w + k_b + k_w \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{z}_b \\ \hat{z}_w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (10.8)$$

$b_w h$ и $k_w h$ мүшелері сыртқы қоздырушылар болып табылады және, демек, өз жиіліктеріне әсер етпейді. Біз 2×2 матрицасын анықтаушы (10.8) жоғалады деген шарттан сипаттамалық теңдеуді аламыз:

$$\lambda^4 + \lambda^2 \frac{m_w k_b + m_b (k_b + k_w)}{m_b m_w} + \frac{k_b k_w}{m_b m_w} = 0. \quad (10.9)$$

λ^2 (10.9) үшін шешім келесідей болып табылады

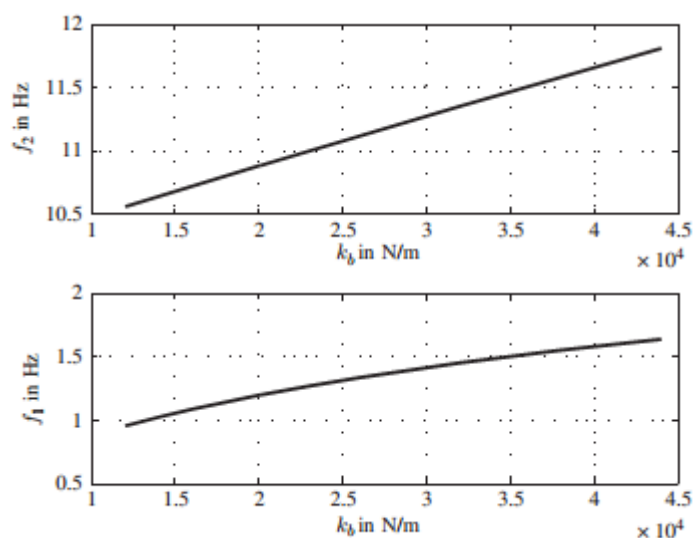
$$\lambda_{1,2}^2 = -\frac{m_w k_b + m_b (k_b + k_w)}{2m_b m_w} \pm \sqrt{\left(\frac{m_w k_b + m_b (k_b + k_w)}{2m_b m_w}\right)^2 - \frac{k_b k_w}{m_b m_w}}. \quad (10.10)$$

λ^2 үшін мәндер таза ақиқат және теріс болып табылады; бұл төрт шешім $\lambda_1, \dots, \lambda_4$ (10.9) таза жорамал болып табылады. Меншікті жиіліктер $\lambda_1, \dots, \lambda_4$ мәндерінің нәтижесі болып табылады, оның үстіне мәндердің жұптары ұқсас, демек, екі табиғи жиілік, f_1 және f_2 , келесі шешімді береді.

10.1-мысал. Біз автомобильдің төртінші моделі үшін келесі мәндерді қабылдаймыз: $m_b = 300$ кг, $m_w = 30$ кг, $k_w = 120\,000$ Н/м және меншікті жиіліктерді шанақ серіппесінің қаттылық функциясы, k_b , ретінде қарастырамыз. 10.2-суреттегі графиктер автомобильдің төртінші моделі үшін $12\,000$ Н/м-ден $44\,000$ Н/м-ге дейінгі диапазондағы k_b мәні үшін f_1 және f_2 меншікті жиіліктерін көрсетеді.

Бірінші меншікті жиілік шамамен 1 Гц-тен 1,7 Гц-ке дейін, ал екіншісі 10 Гц-тен 12 Гц-ке дейін, қазіргі заманғы автомобильдерде 16 Гц-ке дейін диапазонда жатыр. Шанақтың меншікті жиілігі (демек,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = 0, \quad j = 1, 2. \quad (10.2)$$



10.2-сурет Бірінші және екінші дербес жиіліктер шанақ серіппесінің қаттылық функциясы ретінде

(бірінші табиғи жиілік) адамдар дірілді қатты сезінетін 4 Гц-тен 8 Гц-ке дейінгі диапазоннан айтарлықтай төмен жатыр. Екінші меншікті жиілігі осы диапазоннан жоғары.

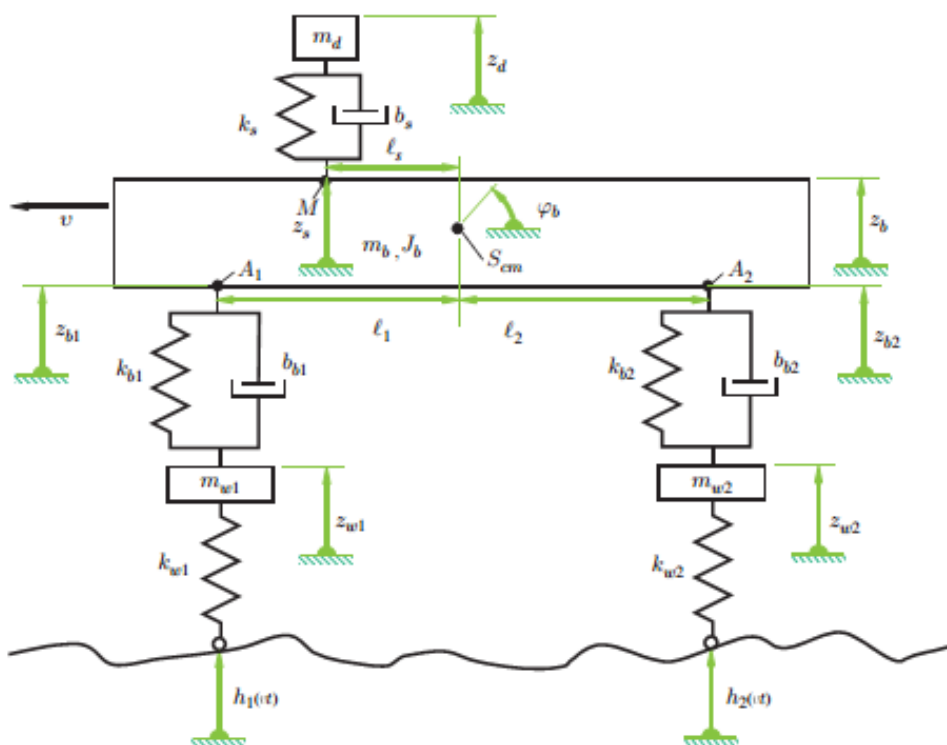
10.2 Екі осьті автомобиль, бір жолдық қозғау

Осы бөлімде ұсынылған автокөлік моделі төрт массаны қамтиды. Егер біз кейбір шектейтін болжамдар жасасақ, бұл автомобильдің нақты тербелісін қамтамасыз етеді.

1. Сол және оң доңғалақ жолақтарының тегіссіздігі ұқсас. Біз бұл типті бір жолдық қозғау деп атаймыз. Бұдан әрі, автомобиль $_{evx}$ - $_{evz}$ жазықтығына қатысты өзінің инерциялық сипаттамалары бойынша симметриялық болып табылады. Нәтижесінде тербелу немесе сырғанау орын алмайды. Көлік түзу сызықпен қозғалғандықтан, жорту қозғалысы да жүргізілмейді.

2. Артқы доңғалақтар алдыңғы доңғалақтар сияқты бағытта қозғалады. Бұл артқы доңғалақтардағы қозулар алдыңғы доңғалақтардағы қозуларға ұқсас екенін білдіреді, бірақ фазалық ығысу шынымен орын алады.

10.3-суретте автомобиль моделі көрсетілген. Ол төрт массадан тұрады. Доңғалақтардың екі массасы, m_{w1} және m_{w2} , жол бетіне қосымша қаттылықтардың, k_{w1} және k_{w2} , көмегімен сүйенеді. Серіппе-амортизатор жұбы, k_{b1} , b_{b1} және k_{b2} , b_{b2} , шанақ массасы (масса, m_b , масса сәті, J_b) мен доңғалақ массасы арасында әрекет етеді. Орындық-адам жүйесі шанақта орналасқан. Бірінші жағдайда m_d жүргізуші массасы орындықтың k_s , b_s серіппелер-демпферлер жұбы арқылы шанаққа тіреледі. Доңғалақ массасының ауытқуы z_{w1} және z_{w2} , шанақ және



10.3-сурет. Төрт массалық генератор екі осьті автомобиль моделі ретінде

орындық жүйелері тиісінше $-z_b$ және z_d . Шанақтың қосымша айналмалы еркіндік дәрежесі бар (тангаждың қозғалысы). Сет шанақ массасының центрге қатысты бұрылу бұрышының тиісті бұрышы ϕ_b тең.

Біз тыныштық жағдайына қатысты аздаған ауытқуларды қарастырамыз. Бұл еңіс бұрышына байланысты тригонометриялық функциялар линеаризациялануы мүмкін дегенді білдіреді. Орындық-адам дірілдету жүйесінің негізі ϕ_b тангаж бұрышы және z_b көтеру функциясы ретінде қозғалады. Келесі жайт М базасының z_s координаттарына жатады:

$$z_s = z_b - \ell_s \varphi_b . \quad (10.11)$$

Бұл теңдеуде синус $\sin \phi$ функциясы линеаризацияланады. Қосымша айнымалы біліміне қосымша A_1 және A_2 нүктелерінің z_d , z_{b1} және z_{b2} координаттары қозғалыс теңдеулерін белгілеу кезінде де пайдалы:

$$z_{b1} = z_b - \ell_1 \varphi_b , \quad (10.12)$$

$$z_{b2} = z_b + \ell_2 \varphi_b . \quad (10.13)$$

Бәсеңдемейтін жүйеге арналған Лагранж жүйесі z_b , ϕ_b , z_{w1} , z_{w2} , z_d айнымалылары және z_{b1} ,

$$m_d \ddot{z}_d + k_s(z_d - (z_b - \ell_s \varphi_b)) = 0 , \quad (10.16)$$

$$m_b \ddot{z}_b + k_s(z_b - \ell_s \varphi_b - z_d) \quad (10.17)$$

$$+ k_{b1}(z_b - \ell_1 \varphi_b - z_{w1})$$

$$+ k_{b2}(z_b + \ell_2 \varphi_b - z_{w2}) = 0 ,$$

$$J_b \ddot{\varphi}_b + k_s \ell_s (\ell_s \varphi_b - z_b + z_d) \quad (10.18)$$

$$+ k_{b1} \ell_1 (\ell_1 \varphi_b - z_b + z_{w1})$$

$$+ k_{b2} \ell_2 (\ell_2 \varphi_b + z_b - z_{w2}) = 0,$$

$$m_{w1} \ddot{z}_{w1} + k_{b1}(z_{w1} - (z_b - \ell_1 \varphi_b)) + k_{w1} z_{w1} = k_{w1} h_1 ,$$

$$m_{w2} \ddot{z}_{w2} + k_{b2}(z_{w2} - (z_b + \ell_2 \varphi_b)) + k_{w2} z_{w2} = k_{w2} h_2 .$$

z_{b2} қосалқы айнымалыларының көмегімен оңай орнатылады.

$$\begin{aligned} L &= T - V \\ &= \frac{1}{2} m_d \dot{z}_d^2 + \frac{1}{2} m_b \dot{z}_b^2 + \frac{1}{2} J_b \dot{\varphi}_b^2 + \frac{1}{2} m_{w1} \dot{z}_{w1}^2 + \frac{1}{2} m_{w2} \dot{z}_{w2}^2 \\ &\quad - \left(\frac{1}{2} k_s (z_d - (z_b - \ell_s \varphi_b))^2 \right. \\ &\quad + \frac{1}{2} k_{b1} (z_{w1} - (z_b - \ell_1 \varphi_b))^2 + \frac{1}{2} k_{b2} (z_{w2} - (z_b + \ell_2 \varphi_b))^2 \\ &\quad \left. + \frac{1}{2} k_{w1} (z_{w1} - h_1)^2 + \frac{1}{2} k_{w2} (z_{w2} - h_2)^2 \right) . \end{aligned} \quad (10.14)$$

Егер айнымалылар үшін келесі айнымалылар енгізілсе: $q_1 = z_d$, $q_2 = z_b$, $q_3 = Q_4 = z_{w1}$, $q_5 = z_{w2}$, бәсеңдемейтін жүйе үшін қозғалыс теңдеуі келесідей болады

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = 0 , \quad j = 1, \dots, 5 . \quad (10.15)$$

Біздің алғанымыз

Екі массалық алмастыру жүйесіне ұқсас теңдеуге бәсеңдейтін жүйелер енгізілуі мүмкін. Бұдан әрі біз симметриялы автомобильдің жеке жағдайын қарастырамыз. Келесіге қатысты жайтқа $s = 0, 1 = 2, k_{b1} = k_{b2}, k_{w1} = k_{w2}, m_{w1} = m_{w2}, b_{b1} = b_{b2}$ жатады.

Матрицалық пішінде таңдалған меншікті мәндер міндеті елт тәсілі арқылы жазылуы мүмкін

$$(z_d, z_b, \varphi_b, z_{w1}, z_{w2})^T = (\hat{z}_d, \hat{z}_b, \hat{\varphi}_b, \hat{z}_{w1}, \hat{z}_{w2})^T e^{\lambda t} \quad (10.19)$$

келесі нысандағы

$$\underline{\underline{M}}(\hat{z}_d, \hat{z}_b, \hat{\varphi}_b, \hat{z}_{w1}, \hat{z}_{w2})^T = (0, 0, 0, k_{w1}h_1, k_{w2}h_2)^T, \quad (10.20)$$

M матрицасымен алынатыны:

$$\underline{\underline{M}} = \begin{bmatrix} m_d \lambda^2 + k_s & -k_s & 0 & 0 & 0 \\ -k_s & m_b \lambda^2 + k_s + 2k_{b1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_b \lambda^2 + 2k_{b1} \ell_1^2 & k_{b1} \ell_1 & -k_{b1} \ell_1 \\ 0 & -k_{b1} & k_{b1} \ell_1 & m_{w1} \lambda^2 + k_{b1} + k_{w1} & 0 \\ 0 & -k_{b1} & -k_{b1} \ell_1 & 0 & m_{w1} \lambda^2 + k_{b1} + k_{w1} \end{bmatrix} \quad (10.21)$$

Егер біз M_s үшінші қатарды көбейтіп,

$$(m_{w1} \lambda^2 + k_{b1} + k_{w1}) / (k_{b1} \ell_1) \quad (10.22)$$

содан кейін үшінші қатардан төртінші қатарды алып, бесінші қоссақ, үшінші бағандағы элементтен басқа үшінші қатардағының бәрі жоғалады. Бұл элемент

$$\frac{J_b m_{w1} \lambda^4 + \lambda^2 (J_b (k_{b1} + k_{w1}) + 2k_{b1} \ell_1^2 m_{w1})}{k_{b1} \ell_1} + 2k_{w1} \ell_1. \quad (10.23)$$

Бұл элемент жоғалатыны (10.23) туралы шарттан біз 10 мәннің төртеуін аламыз. Келесіні біз (10.23) теңдеуінен алынатын меншікті мәндер квадраттарына қолданамыз:

$$\lambda_{1,2}^2 = -\frac{J_b (k_{b1} + k_{w1}) + 2k_{b1} \ell_1^2 m_{w1}}{2J_b m_{w1}} \pm \sqrt{\left(\frac{J_b (k_{b1} + k_{w1}) + 2k_{b1} \ell_1^2 m_{w1}}{2J_b m_{w1}} \right)^2 - \frac{2k_{w1} \ell_1^2 k_{b1}}{J_b m_{w1}}}. \quad (10.24)$$

(10.24) теңдеуін $m_{w1} \lambda^2 + k_{b1} + k_{w1}$ ішіне қойып, алатынымыз

$$m_{w1} \lambda^2 + k_{b1} + k_{w1} = \frac{k_{b1} + k_{w1}}{2} - \frac{k_{b1} \ell_1^2 m_{w1}}{J_b} \pm \frac{1}{2J_b} \sqrt{(J_b (k_{b1} + k_{w1}) + 2k_{b1} \ell_1^2 m_{w1})^2 - 8J_b m_{w1} k_{w1} k_{b1} \ell_1^2}. \quad (10.25)$$

Егер екі бөлшек және оң жақтағы квадрат түбірі бар өрнек (10.25) квадрат түрінде салынса, біз осы екі бөлшектің мәні квадрат түбірі бар өрнектен аз екенін көре аламыз

$$k_{b1} \sqrt{\frac{\ell_1^2 m_{w1}}{J_b}} \quad (10.26)$$

Өрнек

$$m_{w1} \lambda^2 + k_{b1} + k_{w1} \quad (10.27)$$

квадрат түбірдің алдындағы оң белгі үшін нөлден артық және теріс белгі үшін нөлден аз. Демек, екі ілеспе вектордың

$$\underline{e}_1 = \left(0, 0, 1, -\frac{k_{b1} \ell_1}{m_{w1} \lambda_1^2 + k_{b1} + k_{w1}}, \frac{k_{b1} \ell_1}{m_{w1} \lambda_1^2 + k_{b1} + k_{w1}} \right)^T, \quad (10.28)$$

$$\underline{e}_2 = \left(0, 0, 1, -\frac{k_{b1} \ell_1}{m_{w1} \lambda_2^2 + k_{b1} + k_{w1}}, \frac{k_{b1} \ell_1}{m_{w1} \lambda_2^2 + k_{b1} + k_{w1}} \right)^T, \quad (10.29)$$

мынадай белгілер алдындағы компоненттері бар:

$$\underline{e}_1 : (0, 0, +, -, +), \quad (10.30)$$

$$\underline{e}_2 : (0, 0, +, +, -). \quad (10.31)$$

Демек, бірінші меншікті мода доңғалақтардың денесі мен массасының шеттері бір фазада ауытқиды. Екінші меншікті модада шанақтың шеттері және доңғалақтардың массалары қарама-қарсы фазаларда дірілдейді. Қалған алты табиғи тербелістің дербес модасы z бағытында таза үдемелі қозғалыстарға сәйкес келеді.

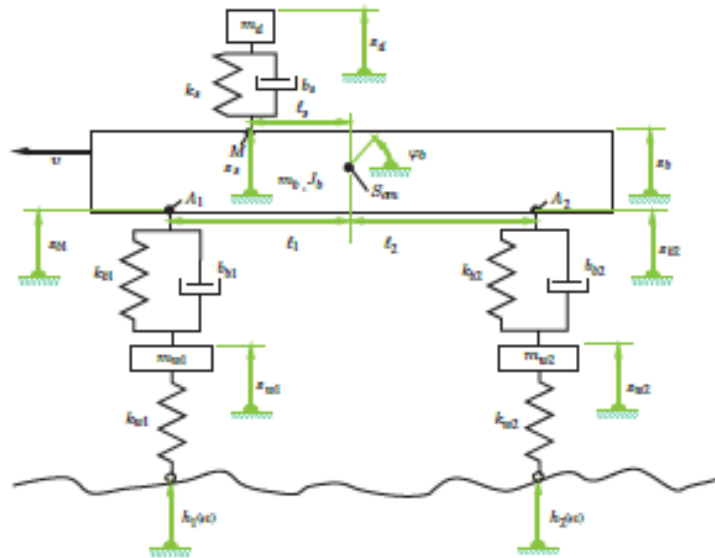
Автомобиль инженериясында бұрын ұсынылған үдемелі қозғалысты массалар туындайтын модельдің алмастырғышын анықтау қабылданған. 10.4-суретте мәндерді орналастыру жүйесі көрсетілген. Алмастыру жүйесіндегі дене массасы үш массамен ауыстырылады. Бұл массалар, m_{b1} , m_{b2} және m_c (ілінісу массасы) массасыз арқалықпен қатты жалғанады. Үш масса нүктелі масса ретінде қарастырылады (масса инерция моментінсіз). Үш масса инерциясының сипаттамалары шанақтың сипаттамаларымен келісілетініне кепілдік беру үшін келесі үш шарт орындалуы қажет:

$$m_{b1} + m_{b2} + m_c = m_b, \quad (10.32)$$

$$\ell_1 m_{b1} - \ell_2 m_{b2} = 0, \quad (10.33)$$

$$\ell_1^2 m_{b1} + \ell_2^2 m_{b2} = J_b. \quad (10.34)$$

Жоғарыда келтірілген теңдеулер толық массаның (10.32), масса ортасының (10.33) және масса моментінің (10.34) теңдігіне кепілдік береді. Теңдеулер жүйесі түрінде



10.4 сурет Ілінісу массасы бар екі осьті автомобиль

бұл шарттар келесі құрылымға ие:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ \ell_1 & 0 & -\ell_2 \\ \ell_1^2 & 0 & \ell_2^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_{b1} \\ m_c \\ m_{b2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_b \\ 0 \\ J_b \end{bmatrix}. \quad (10.35)$$

Матрицаның анықтағышы $\ell_1 \ell_2 (\ell_1 + \ell_2)$ тең. Бұл теңдеулер жүйесі массалар центрі A1 немесе A2-ге сәйкес келмейтін жағдайда әрқашан шешілуі мүмкін дегенді білдіреді. Алайда $m_c < 0$ қолданылатын шешімдер болуы мүмкін; инженерлік механика тұрғысынан, теріс массаның мағынасы жоқ. Қозғалыс теңдеулері бірінші модельге ұқсас орналасқандықтан, қозғалыс теңдеулерінің шешімдері бірінші модельдегі қозғалыстарға әкеп соқтырады, біз осы екінші модельді бұдан әрі қарастырмаймыз.

10.1-ескерту Тұрақты емес жол жабынының салдарынан h_1 және h_2 қозғаушылары соңғы екі дифференциалды теңдеуде пайда болады. Өртүрлі белгілер бұл функциялардың, демек, қоздырғыштардың бір-біріне тәуелді емес екенін көрсетеді. Алайда біз алдыңғы және артқы шиналар бір жолда қозғалатынын болжайтын болсақ, h_2 артындағы қозу алдыңғы сияқты болмақ, бірақ фаза бойынша ығысады ($\ell = \ell_1 + \ell_2$):

$$h_2(vt) = h_1 \left(v \left(t - \frac{\ell}{v} \right) \right). \quad (10.36)$$

h_1 Фурье қатары түрінде жазуға болады деп болжасаңыз:

$$h_1(vt) = \sum_{i=-N}^N \hat{h}_i e^{ji\omega t}, \quad (10.37)$$

онда

$$h_2(vt) = \sum_{i=-N}^N e^{-ji\omega \frac{\ell}{v}} \hat{h}_i e^{ji\omega t} . \quad (10.38)$$

ω қозудың бұрыштық жиілігі жол жабынының тегіс емес толқындық сандарына байланысты

$$h(x) = \sum_{i=-N}^N \hat{h}_i e^{ji\kappa_w x} . \quad (10.39)$$

Келесі қолданылады:

$$\kappa_w v = \omega . \quad (10.40)$$

Осыған орай, артқы доңғалақтарда қозғалу келесіге әкеледі:

$$h_2(vt) = \sum_{i=-N}^N e^{-ji\kappa_w \ell} \hat{h}_i e^{ji\omega t} . \quad (10.41)$$

$i\kappa_w \ell$ фазасының бекітілген ығысуы v қозғалыс жылдамдығына байланысты емес,

- жол жабынының гармоникалық құрамдас бөлігі қозғалыс жылдамдығына байланысты емес белгілі бір қатынаста көлбеу және тік тербелістерді қозғайды;

- * тек қана еңісті немесе тік дірілдеуді қозғайтын жолдың тегіс емес бетінің гармоникалық құрамдас бөліктері болуы мүмкін.

Фазаның ауысуы доңғалақ базасына, автомобильге және толқын сандарына, $k_1 v$, байланысты. Бұл белгілі бір сынақ тізбегі бойынша қозғалатын екі түрлі автомобиль жағдайында автомобильдердің бірінде тік тербелістерді және екіншісінде тек қана негізгі тербелістерді қозғауға мүмкіндік береді. Сондықтан сынақ тізбектерін жоспарлау кезінде және салыстыру кезінде толқын ұзындығының белгілі бір таралуына көз жеткізу қажет.

10.3 Сызықты емес сипаттамалар қисығы

Осы тараудың соңында біз серіппелер мен амортизаторлардағы қисық сипаттаманың сызықсыз еместігін қарастырамыз. Қарапайым мысал ретінде серіппелер үшін сызықты емес сипаттаманың қисығы бар бір тонды генераторын қарастырайық:

$$x'' + 2Dx' + f(x) = p_0 \cos \eta t . \quad (10.42)$$

Біз мұнда өлшемі шексіз белгілермен шектелеміз. Біз осы дифференциалдық теңдеудің периодты шешімдерін Фурье қатарының көмегімен аламыз. Одан әрі, дегенмен, біз осы серияның бірінші мүшесін жай қарастырамыз. Негізгі қасиеттері осы жуықтатылған шешімді қолдаумен анықталуы мүмкін:

$$x = Q \cos(\eta t - \alpha) . \quad (10.43)$$

Сызықтық емес мән келесідей делік

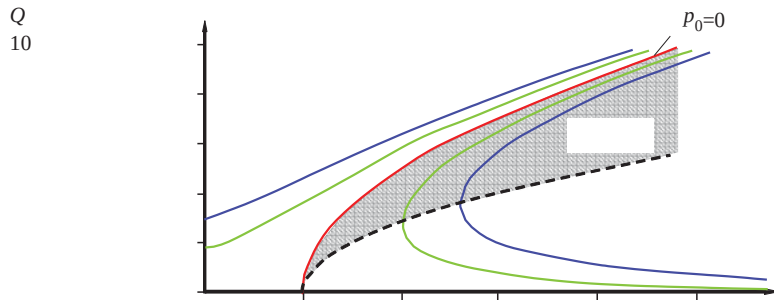
$$f(x)=x+0.05x^3. \quad (10.44)$$

Бұл Даффинг осцилляторы деп аталатын сызықсыз қаттылық.

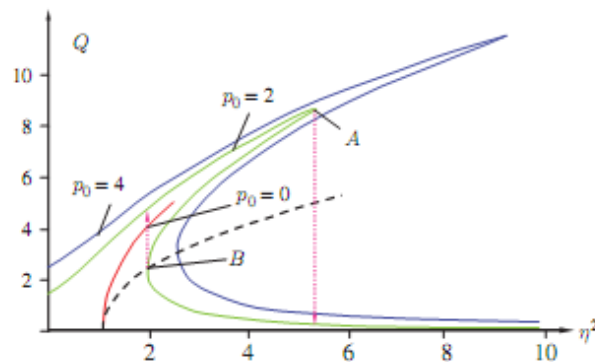
10.5-суретте бәсеңдемейтін жүйеге арналған шешімдер көрсетілген (яғни, $D = 0$).

Біз Q амплитудасы мен автономды жүйенің η^2 жиілігі арасындағы байланысты көре аламыз (осыдан барып сыртқы қозғағыштың болмағанын байқаймыз: $p_0 = 0$). Бір массалы сызықтық осциллятордан айырмашылығы, тіркелген меншікті жиілігі жоқ, бірақ оның орнына жүйенің ауытқитын η жиілігі Q амплитудасына байланысты. Біз жүйенің дірілдеу жиілігі минималды амплитуда Q үшін $L = 1$ сызықтық бір массалық осциллятордың табиғи бұрыштық жиілігіне өте жақын екенін көре аламыз. $P_0 = 0$ үшін арналған сызық негізгі қисық деп аталады.

Мәжбүрлі тербелістердің амплитудасын, сондай-ақ 10.5-суреттен көруге болады. Берілген p_0 қозу амплитудасында дірілдің ықтимал үш амплитудасы бар,



10.5-сурет Амплитуданың жиілікке қатынасы (Даффингтің бәсеңдемейтін осцилляторы)



10.6-сурет Амплитуданың жиілікке қатынасы (Даффингтің бәсеңдейтін осцилляторы)

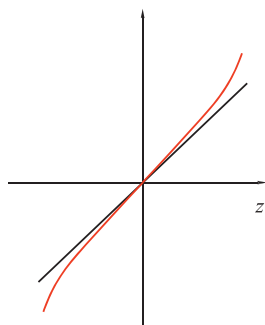
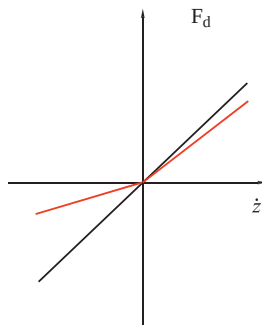
ол орнатылған болып есетеледі. Төменде демпфирленетін жүйені қолдайтын олардың мәні қарастырылады. 10.6-суретте бәсеңдейтін жүйенің амплитудасы мен жиілігін көрсетеді:

$$\ddot{x} + 0.1\dot{x} + x + 0.05x^3 = p_0 \cos(\eta t). \quad (10.45)$$

Мұнда біз магистраль қисық сызығын көре аламыз. Алайда мұнда тербелістер амплитудасы көрсетілмеген, өйткені еркін жүйенің тербелістері бәсеңдеу салдарынан азаяды. Дегенмен бәсеңдемейтін жүйеден айырмашылығы магистраль қисығы белгілі бір жиілікпен аяқталады. Бәсеңдемейтін жүйемен салыстырғанда, $p_0 \neq 0$ қисық сызығы бәсеңдейтін жүйеде тұйықталған. Демпфирленген жағдайда магистраль қисығы амплитудалық-жиілік графигінде бөлу желісінің функциясын орындайды.

$p_0 = 2$ үшін қисықты қарастырайық және нөлден бастап жиілікті көтереміз. Егер жиілік А бұрылу нүктесіне жетсе, амплитуда теріс градиентті қисық учаскесіне түседі (10.6-сурет).

Егер жиілік жоғары жиіліктен бастап төмендесе, В амплитудасының реверстік нүктесінде $p_0 = 2$ кезінде жоғарғы тармаққа ауысады. Шешімдер

F_s  F_d 

10.7-сурет Сызықтық емес сипаттамалардың қисықтары

орташа тармақ үшін тұрақсыз және сондықтан ешқандай рөл ойнамайды деуге болады. Бір бұтақтан екіншісіне ауысу әрқашан тік жанасу нүктелерінде жүреді..

Осылайша, бұл сызықтық емес жүйелердегі мәжбүрлі тербелістер шешімі біреуден артық болуы мүмкін.

Серіппенің сызықтық емес сипаттамаларының қасында (сызықтық және кубтық бөлігі) 10.7-суретте сызықтық емес гидравликалық амортизатордың жолы көрсетілген. Сипаттамалық сызықтық емес жол. Мұнда градиент кері серпілу диапазонына қарағанда сығылу диапазонында төмен

10.4 Сұрақтар мен жаттығулар

Есте сақтау

1. Автомобильді алмастыратын өте қарапайым модельдің түрі қандай?
2. Бірінші дененің меншікті жиілігі қандай тәртіпте, ал екіншісі -қай тәртіпте?
3. Автомобильдің тік және тангаждық тербелістерін зерттеуге арналған модельді сызыңыз.
4. Бұл модельде қанша меншікті жиілік бар?
5. Бұл модельде қандай негізгі табиғи модалар бар?

Түсіну

1. Ілінісу массасы дегеніміз не?
2. Ілінісу массасын енгізу үшін қандай шарттар орындалуы тиіс?

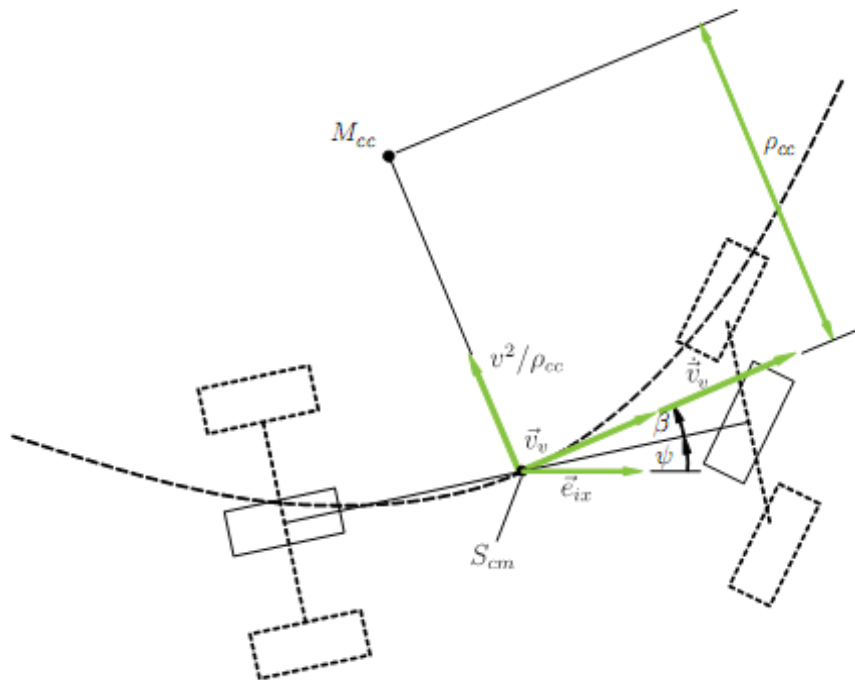
Бір жолдық модель, шиналардың сырғанау бұрышы, рульдік басқару

Осы тарауда біз бүйірлік қозғалыс динамикасының негізгі ұғымдарын, техникалық терминдерін және өзара байланысын ұсынамыз. Бүйірлік динамика бұрылыстарда маңызды рөл атқарады. 11.1-бөлімде бұрылысты түсіну және қозғалыстың негізгі теңдеулерін алу үшін бір жолдық модель сияқты маңызды техникалық терминдер ұсынылған. 11.2-бөлім бұрылыстың орталық элементіне, шиналардың бұрылуына және түйіспе дақтарындағы жанама кернеудің таралуына арналған. Рульдік басқару және рульдік доңғалақтың бұрылу бұрышы және артық және жеткіліксіз бұрылуды түсіну үшін қажетті тұжырымдамалар 11.3-бөлімнің мазмұнын құрайды. Осыдан кейін бір жолдық модельдің линеаризацияланған қозғалыс теңдеулері 11.4-бөлімде шығарылады; бұл теңдеулер осы тараудың ең маңызды нәтижелері болып табылады. 11.5-бөлімде шиналардың бойлық және бүйір күштерінің арасындағы өзара байланыс талқыланады, дифференциалды берілістердің бұрылыстардан өтуге әсері 11.6-бөлімде талқыланады.

11.1 Бір мостылы модельдің қозғалыс теңдеуі

Келесі бөлімде біз траектория бойынша ұшақта көлік құралын басқарумен айналысамыз. Сонымен қатар бұрылыстардан өту кезінде пайда болатын күштер және шиналардың әсері зерттеледі. 11.1-сурет екі осьті және төрт доңғалақты модельді көрсетеді. Scm массасының орталығы 1-автомобиль қозғалатын жазықтықта жатыр деп болжанады. Нәтижесінде жүктеменің доңғалаққа берілуі жүрмейді (бұрылыстарда да, үдету немесе бәсеңдету уақытында да). Демек, модель бір жолдық модельмен біріктірілуі мүмкін (11.1 сурет).

Әрине, бұл елеулі оңайлату, бірақ ол қозғалыстың қарапайым теңдеуін шығаруға мүмкіндік береді, демек, кейбір маңызды құбылыстарға нақты шолу жасалады..



11-1 сурет Бір мостылы модель

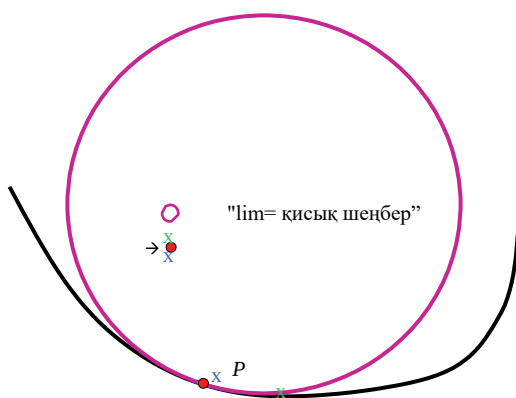
Бір жолдық модель: бір жолдық модель -параметрлердің маңызды тәуелділігін ескеруге және бүйірлік динамика туралы қорытынды жасауға мүмкіндік беретін көліктің бүйірлік динамикасындағы негізгі модель. Бір тректі модель көбінесе ESP қарапайым жүйелерінің негізін құрайды. Бір жолдық қозғалыс моделі туралы маңызды болжамдардың бірі автомобиль массасының центрі жолда тұрған кезде, массалар центрінен жолдың жазықтығына дейінгі қашықтық нөлге тең екенін білдіреді: $h_{cm} = 0$. Бұл жеңілдету бір жолдық модельді қолдануды шектейді.

S_{cm} моделі массаларының центрі траектория бойымен қозғалады, масса центрінің жылдамдығы $\vec{v} = \vec{v}_v$ әрдайым траекторияға қатысты. Автомобильдің e_{ix} осі мен e_{vx} бойлық осі арасындағы бұрыш ψ жорту бұрышы болып табылады (1.8-суретті қараңыз, біз негізінен v индексін келесіде қолданбаймыз $v = v_v$ және т.с.с.).

Автомобильдің сырғанау бұрышы: Автомобильдің массаларының центрі мен көлік құралының бойлық осінің арасындағы бұрыш автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышы, β , деп аталады. Бұрылу бұрышының және автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышының қосындысы курс бұрышы болып табылады.

Қисықтық шеңбері: қисықтық шеңбері бір нүктедегі траекторияға оқшау жақындайтын таза геометриялық нысан болып табылады. Басқаша айтқанда, қисықтық шеңбері, тіпті траекторияда қозғалатын автокөлік жоқ кезде де болады; бұл траекторияның сипаттамасы. Мсс қисықтық шеңберінің ортасы.

Қисықтық шеңберін 11.2-суретте көрсетілгендей шектеуші процесс көмегімен есептеуге болады. Крестиктермен белгіленген екі нүкте



11.2-сурет Шектегіш процесс көмегімен қисықтық шеңберін анықтау

крест ортасындағы нүктелерге қарсы қозғалады. Крест және нүктемен бір шеңбер анықталады. Осы шектеуші процесте пайда болатын шеңбер Р нүктедегі қисықтық шеңбері болып табылады.

Егер траектория параметрленген қисықтар түрінде математикалық функциялармен берілген болса

$$\vec{r} = (x_v(\zeta), y_v(\zeta)) \begin{pmatrix} \vec{e}_{ix} \\ \vec{e}_{iy} \end{pmatrix}, \quad (11.1)$$

(мұнда ζ - өлшемсіз қисық параметр) рсс қисық радиусы ретінде былай есептелуі мүмкін

$$\rho_{cc} = \left| \frac{((x'_v)^2 + (y'_v)^2)^{\frac{3}{2}}}{x'_v y''_v - x''_v y'_v} \right|. \quad (11.2)$$

Түзу бойынша қозғалыс үшін радиус шексіз, рсс = ∞ немесе қисық ксс нөлге тең:

$$\kappa_{cc} = \frac{1}{\rho_{cc}} = 0 \frac{1}{m}. \quad (11.3)$$

Бұл дегеніміз, рсс радиусы бар шеңбер бойынша қозғалыстан қозғалысқа өту бүйірлік үдеудің секіrmелі өзгеруіне әкеледі

Бұл дегеніміз, рсс радиусы бар шеңбер бойынша қозғалыстан қозғалысқа өту бүйірлік үдеудің секіrmелі өзгеруіне әкеледі

$$a_y = \frac{v^2}{\rho_{cc}}. \quad (11.4)$$

Бұл алшақтықты болдырмау үшін жолдарды жоспарлау кезінде түзу сызықтар әдетте шеңбердің бөлшектерімен байланысты емес, клотоидтер (немесе Эйлер спиральдары) деп аталатын арнайы қисықтар қолданылады. Тректердің бұл арнайы қисықтары Френель интегралдарының көмегімен сипатталуы мүмкін (қараңыз: Абрамовиц 1984):

$$\begin{pmatrix} x_v(\zeta) \\ y_v(\zeta) \end{pmatrix} = A_c \sqrt{\pi} \int_0^\zeta \begin{pmatrix} \cos\left(\frac{\pi \xi^2}{2}\right) \\ \sin\left(\frac{\pi \xi^2}{2}\right) \end{pmatrix} d\xi. \quad (11.5)$$

Жабық түрдегі шешім мүмкін емес, бірақ қатарға ыдырау және жуықтатылған сандық функциялар бар. Бұл интегралдарды теңдеуге қойған кезде алатынымыз (11.2)

$$\rho_{cc} = \frac{A_c}{\zeta \sqrt{\pi}} . \quad (11.6)$$

$$a_c = \frac{v^2}{\rho_{cc}} \quad (11.7)$$

$$= \frac{v^2 \sqrt{\pi}}{A_c} \zeta . \quad (11.8)$$

Осылайша, көлденең үдеу (және, демек, центрден тепкіш күштер) сызықтық түрде ζ мәніне байланысты:

Осы себепті клотоида түзу бойынша түзу қозғалыстан шеңбер бойынша қозғалысқа өту үшін қолайлы. Клотоида ұзындығы

$$L = A\sqrt{\pi}\zeta , \quad (11.9)$$

бұл дегеніміз, қисық сызық $kss = 1/\rho_{cc}$ ұзындықпен бірге артады.

Клотоидалар екі түзу сызықты қозғалыстардан өту үшін немесе түзу сызықты қозғалыстан шеңберлік қозғалысқа өту үшін және керісінше пайдаланылуы мүмкін.

Центрге ұмтылу үдеуі (немесе радиалдық үдеу), $a_c = v$, ρ_{cc} траекторияның қисықтық центріне бағытталады, M_{cc} , ($v = |\underline{v}|$ - жылдамдық векторының абсолютті мәні $\underline{v} = \underline{v}v$, а ρ_{cc} - қисықтық шеңберінің радиусы).

Тангенстік үдеу V траекторияға тангенстік түрде бағытталған (және қисық шеңберге тангенстік орналасқан). Бос дене диаграммасы 11.3-суретте көрсетілген.

Инерцияның тангенстік күштеріне қосымша, $F_t = mv$, және центрден тепкіш күшке қосымша, ρ_{cc} , ол сондай-ақ ауа күштерін, F_{ax} және F_{ay} , сондай-ақ алдыңғы және артқы доңғалақтардың түйіспе дақтарындағы күштерді көрсетеді. Алдыңғы доңғалақ δ_1 бұрылу бұрышына бұрылады.

11.3-суреттегі бос дене диаграммасынан біз үш қозғалыс теңдеуін аламыз (олар одан әрі зерттеу үшін негіз болады):

- Автомобильдің бойлық бағытындағы күштердің тепе-теңдігі:

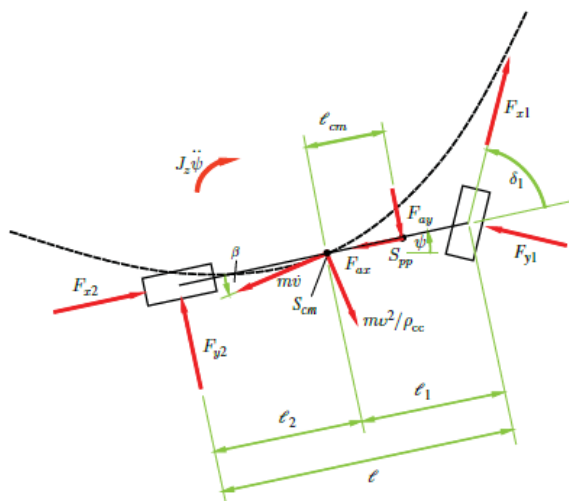
$$m \frac{v^2}{\rho_{cc}} \sin \beta - m \dot{v} \cos \beta + F_{x2} - F_{ax} + F_{x1} \cos \delta_1 - F_{y1} \sin \delta_1 = 0 , \quad (11.10)$$

- Автомобильдің бойлық бағытына перпендикуляр күштердің тепе-теңдігі:

$$m \frac{v^2}{\rho_{cc}} \cos \beta + m \dot{v} \sin \beta - F_{y2} + F_{ay} - F_{x1} \sin \delta_1 - F_{y1} \cos \delta_1 = 0 , \quad (11.11)$$

- См θ шамасындағы тепе-теңдік моменті:

$$J_z \ddot{\psi} - (F_{y1} \cos \delta_1 + F_{x1} \sin \delta_1) \ell_1 + F_{y2} \ell_2 + F_{ay} \ell_{cm} = 0 . \quad (11.12)$$



11.3-сурет Бір жолдық модельдің еркін денесінің диаграммасы

Оське түсетін жүктемелер

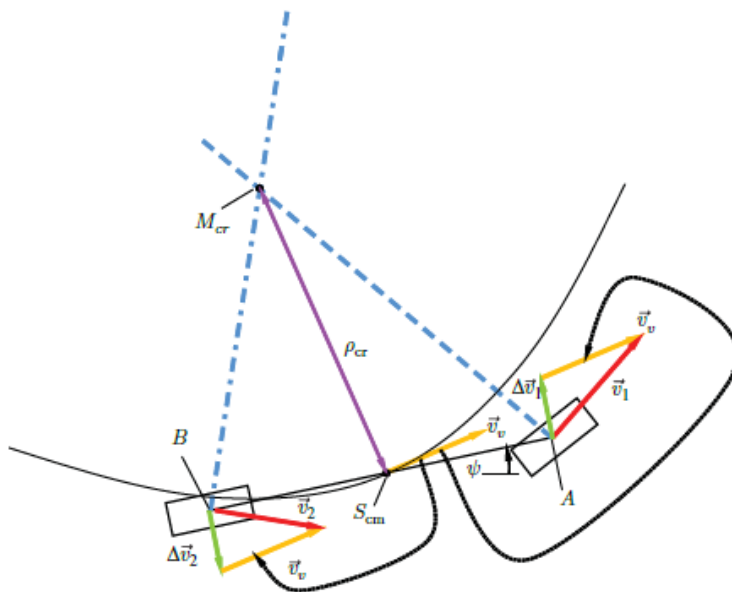
$$F_{z1} = G \frac{\ell_2}{\ell} - F_{az1} , \quad (11.13)$$

$$F_{z2} = G \frac{\ell_1}{\ell} - F_{az2} . \quad (11.14)$$

Мұндағы F_{az1} және F_{az2} -алдыңғы және артқы осьтердегі аэродинамикалық көтергіш күштер. Теңселу кедергісінің әсері және айналмалы бөліктердің инерциясының (әсіресе айналудың бүйірлік осі бар қозғалтқыштың) оське түсетін жүктемеге әсері еленбейді. Жолдың еңістігінен статикалық бөліктер немесе жылдамдатудан немесе тежеуден динамикалық бөліктер бір сәттік емес, себебі біз массалар центрі жолда жатыр деп болжаймыз.

Қозғалыстың сызықтық емес теңдеулері (11.10) - (11.12) біржолдық модель қозғалысының сызықтық теңдеулерін алу үшін кейінірек линеаризацияланады. Алдымен біз көлік қозғалысын қисықтықтың орталық нүктесінде, МСС (немесе қисықтықтың ортасынан) траекторияда, S_{cm} массасының ортасынан және жылдам айналу ортасынан, M_{cr} , автомобиль қозғалысының терминдерінде талқылаймыз. Мсс траекторияның қисықтық центрі таза геометриялық объект болып табылады, ол массаның үдеу центрін анықтап, оны радиалды және тангенстік құрамды бөліктерге бөлуге мүмкіндік береді. Лездік айналу орталығы, M_{cr} , сондай-ақ масса орталығының айналасында автомобильдің айналуын (жортуын) есептеуге мүмкіндік береді.

Бұдан әрі біз M_{cr} лездік айналу орталығының және Мсс қисық ортасының арақашықтығы үшін SCM массасының ортасынан ара қатынасты шығарамыз. Лездік айналу орталығының ара қатынасын шығару үшін 11.4 -суреттен бастаймыз.



11.4-сурет Автомобильдің қозғалыстағы лездік айналу центрі

Лездік айналу центрі: Лездік айналу орталығы -бұл жай елестетілетін нүкте. Автомобиль белгілі бір сәтте осы нүкте айналасында айналады. Егер біз автомобильге бекітілген және жолға параллель болатын шексіз үлкен қатты пластинаны көз алдымызға елестетсек, лездік айналу орталығы - бұл пластинаның қозғалмайтын нүктесі, яғни бұл нүктенің жылдамдығы жоғалады. Лездік айналу орталығы, M_{cr} , автомобильдің екі түрлі нүктесінде екі еркін жылдамдық векторларының екі нормальдарының қиылысуы болып табылады.

11.4-суретте екі А және В нүктелерінің мысалы көрсетілген. А нүктесінің $\vec{v}_1$ жылдамдығы S_{cm} нүктесінің жылдамдық векторының және $\Delta \vec{v}_1$ жылдамдық векторының жиынтығы болып табылады. $\Delta \vec{v}_1$ векторы келесі теңдеуден шығарылады (11.15):

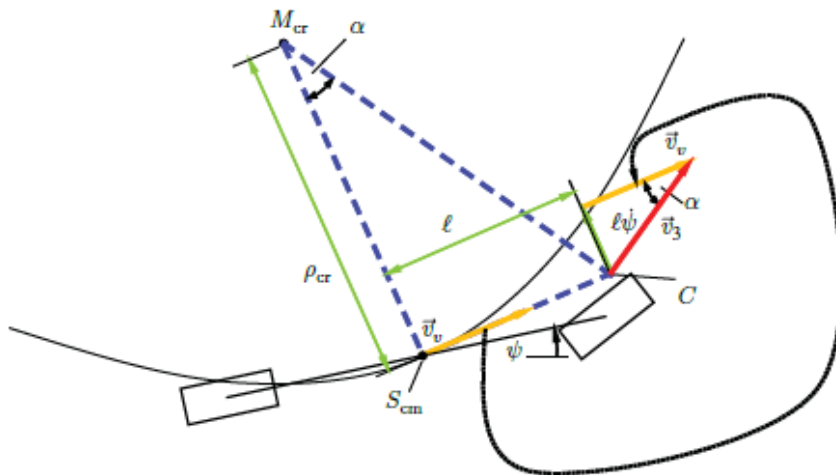
$$\Delta \vec{v}_1 = \dot{\vec{\psi}} \times (\vec{r}_A - \vec{r}_{cm}) . \quad (11.15)$$

Мұндағы $\vec{r}_A$ -вектор а нүктесіне дейін, $\vec{r}_{cm}$ -вектор масс S_{cm} орталығына дейін, ал ψ - жортудың бұрыштық жылдамдығының векторы. Демек

$$\vec{v}_1 = \vec{v}_v + \Delta \vec{v}_1 , \quad (11.16)$$

$$\vec{v}_2 = \vec{v}_v + \Delta \vec{v}_2 \text{ where} \quad (11.17)$$

$$\Delta \vec{v}_2 = \dot{\vec{\psi}} \times (\vec{r}_B - \vec{r}_{cm}) . \quad (11.18)$$



11.5-сурет Лездік айналу центрінің ауырлық центрімен арадағы қашықтығы

11.4-суреттегі нүктелік және штрихпунктрлік сызықтар сәйкесінше $\vec{v}_1$ және $\vec{v}_2$ жылдамдығына перпендикуляр, ал А және В нүктелері сызықтарда болады. Олар қалыпты формадағы келесі екі теңдеумен сипатталады:

$$(\vec{r} - \vec{r}_A) \cdot \vec{v}_1 = 0 , \quad (11.19)$$

$$(\vec{r} - \vec{r}_B) \cdot \vec{v}_2 = 0 , \quad (11.20)$$

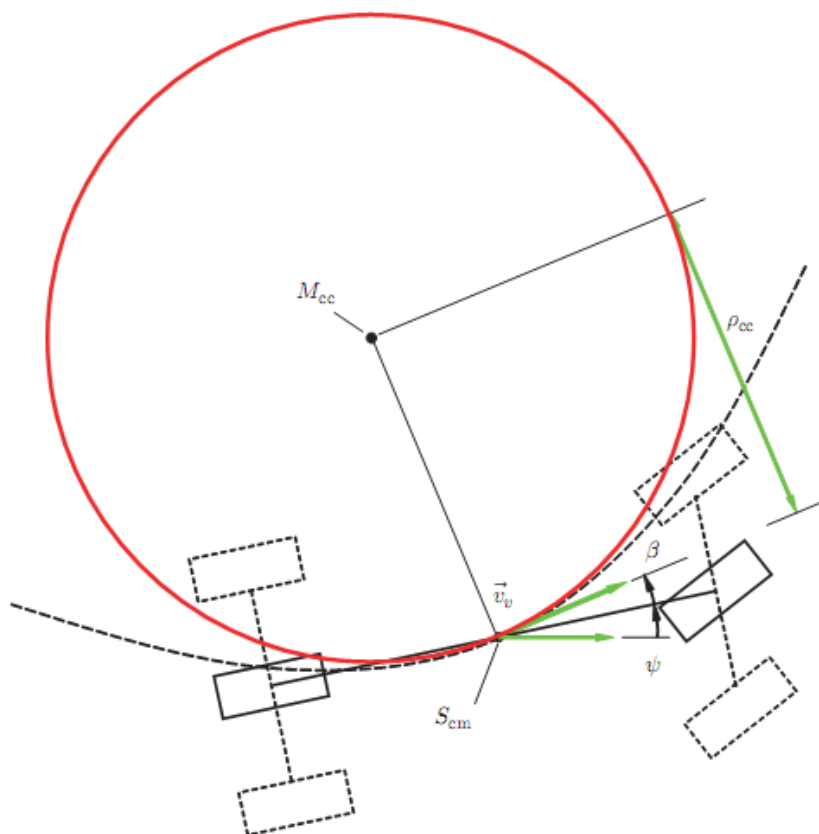
мұнда $\cdot$ - скалярлық көбейтінді, ал $\vec{r}$ - сызықтың әр нүктесіндегі вектор. (11.19) және (11.20) теңдеулерден екі түзудің қиылысуы болып табылатын лездік айналу центрінің жағдайын аламыз.

Жиі бізді тек ρ_{cg} жылдам айналу орталығы M_{cg} массасының центріне дейінгі қашықтық қызықтырады. Біз оны 11.5-суреттен қарапайым геометриялық бақылаулар арқылы аламыз. Ортақтықты шектемей, біз S_{cm} ауырлық центрі арқылы өтетін сызықтан еркін с нүктесін $\vec{v}_v$ жылдамдығының бағытымен таңдаймыз. Осы С нүктесі үшін біз $\vec{v}_3$ жылдамдығын анықтаймыз (11.5-суретті қараңыз). Жылдамдық ($\vec{v}_3$) $\vec{v}_v$ сомасы мен $\ell \dot{\psi}$ жортудан $\vec{v}_v$ бағытқа перпендикуляр бөлігінің сомасы болып табылады. Жылдамдық үшбұрышындағы α бұрышы ($\vec{v}_v = |\vec{v}_v|$) ретінде анықталады:

$$\tan \alpha = \frac{\ell \dot{\psi}}{v_v} . \quad (11.21)$$

Штрихпунктир сызығының үшбұрышы (математикалық мағынада ұқсас үшбұрыштар) жылдамдықтың үшбұрышына ұқсас; демек, M_{cg} шыңындағы бұрыштар жылдамдықтың үшбұрышындағы $\vec{v}_v$ және $\vec{v}_3$ арасындағы бұрышпен сәйкес келеді. Пунктирлік сызықтардан үшбұрыш аламыз:

$$\tan \alpha = \frac{\ell}{\rho_{\text{cr}}} . \quad (11.22)$$



11.6-сурет Қисықтық шеңберінің радиусы

(11.21) және (11.22) теңдеулерден бірге алатынымыз

$$\rho_{cc} = \frac{v_v}{\dot{\psi}} . \quad (11.23)$$

Қисықтық шеңберінің ρ_{cc} радиусы массалар центрінің жылдамдығымен және $\beta + \psi$ курсының бұрыштық жылдамдығымен байланысты. Қатынастарды 11.6-сурет арқылы оңай анықтауға болады.

Қисықтық шеңбері бір нүктедегі траекторияға қатысты. Жылдамдық, $\vec{v}_v$, траекторияға және қисықтық шеңберіне қатысты болып табылады, сондықтан қисықтық шеңбері траекторияны лезде жақындатады. Бұл шеңбердегі S_{cm} жылдамдығы траектория бойынша қозғалыс жылдамдығына тең. $\vec{v}_v$ бағыты $\beta + \psi$ курсының бұрыштық жылдамдығымен бірге өзгереді. Сондықтан біз келесіні аламыз

$$|\vec{v}_v| = \rho_{cc}(\dot{\beta} + \dot{\psi}) , \quad (11.24)$$

яғни ($v_v = |\vec{v}_v|$ кезінде)

$$\rho_{cc} = \frac{v_v}{\dot{\beta} + \dot{\psi}} . \quad (11.25)$$

Бұл жағдайда автомобиль қозғалысымен байланысты β және ψ бұрыштары ғана күтпеген болып көрінуі мүмкін, бұл бұрыштардың траекториямен ортақ ештеңесі жоқ болғандықтан, рсс формуласында, траекторияның лездік радиусында пайда болады. Бұл бұрылу бұрышы курс ауытқуымен және автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышымен анықталады.

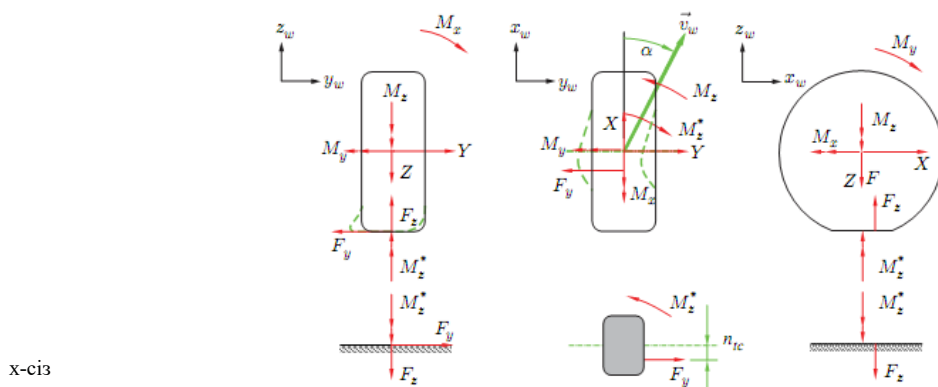
11.2 Сырғанау бұрышы

Келесі бөлім шинаның сырғу бұрышына арналған. 11.7-сурет шинаның үш түрін көрсетеді: 11.7-суретте (а) алдындағы, 11.7-суретте (б) түрі төмендегі және 11.7-суретте (в) жанынан қарағандағы көрінісі.

Сырғанау бұрышы: бүйірлік сырғанау шинада жүреді, бұл кездегі xw бағыты (яғни шина координаттары жүйесіндегі бойлық бағыт) қозғалыс бағытына сәйкес келмейді (vw -11.7 (b) суреттегі бағыт). Xw бағыты мен uw бағыты арасындағы бұрышты біз α сырғанау бұрышы деп атаймыз.

Егер xw және uw -бағыт сәйкес келмесе, бұл шинаның бүйірлік деформациясына әкеледі (11.7 (a) және (b) суреттегі нүктелік сызықтармен көрсетілген), бұл сонымен қатар uw бағытына әрекет ететін шинаның түйіспесінің дақтарындағы F_y күшіне әкеледі.

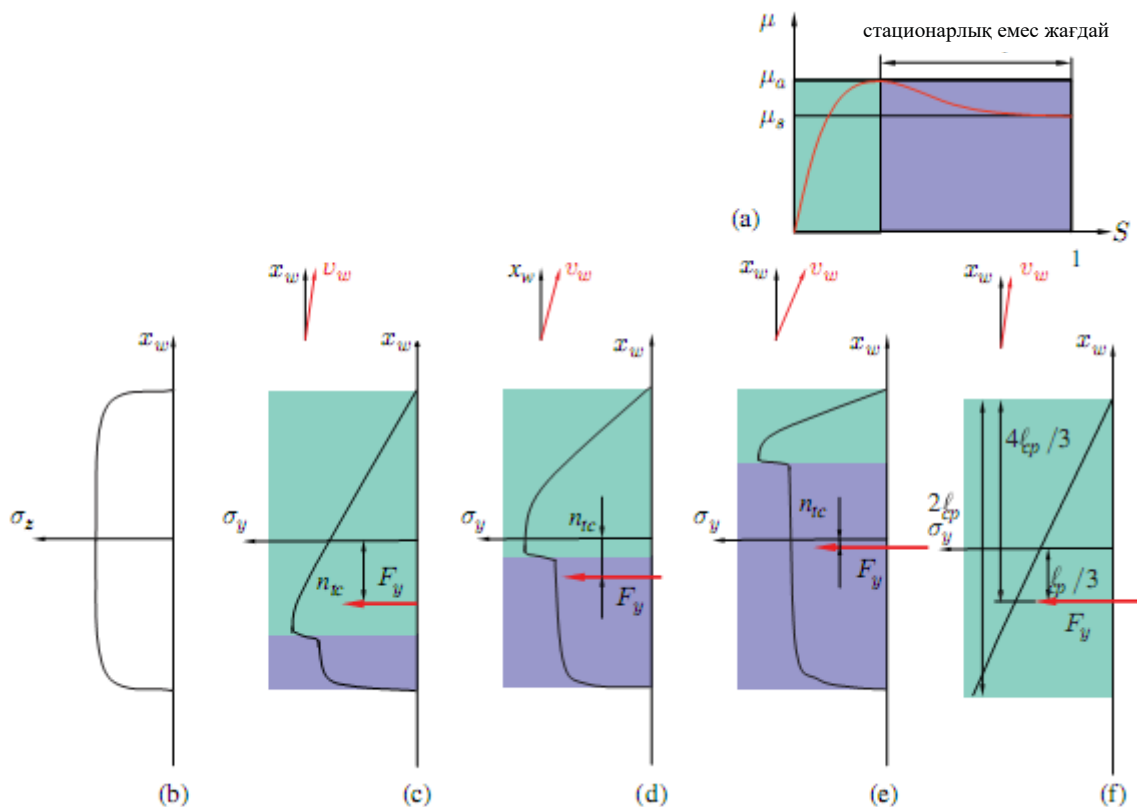
Шүберіннің бойлық көлбеуі: F_y күшін қолдану нүктесі шинаның симметрия жазықтығында жатырған жоқ, ал xws бағытында ntc қарай ығысады. Біз ntc шиналарды тұрақтандыру иіні деп атаймыз (11.7 (b)-суретті қараңыз). 2.



x-cis

11.7-сурет Бүйірлік сырғанау кезіндегі шинадағы күштер

2 Бұл әдебиетте көбінесе "пневматикалық із" техникалық термині қолданылады, Реймпелл және оның серіктес авторлары (2001) шүберіннің бойлық көлбеу терминін қолданады; иінірек термині тұтас шиналарға қатысты кездеседі, "пневматикалық із" термині жаңылыстыруы мүмкін, сондықтан бұл кітапта "шүберіннің бойлық көлбеулігі" термині қолданылады.

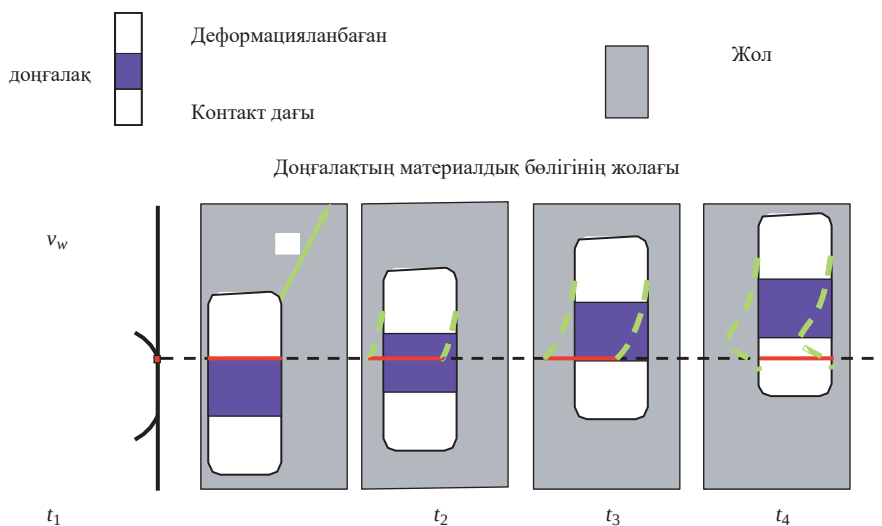


11.8-сурет Бүйір сырғанау кезіндегі доңғалақтағы түйіспе аймағындағы кернеу

11.7-суретте қима күштері келтірілген. 11.7 (b)-суреттен көріп тұрғанымыздай, шинаның шүберінінің бойлық көлбеулігі салдарынан $M_z = n_{tc}F_y$ моменті тепе-теңдік шарттарын орындау үшін қажет (мұнда момент M^* нөлге тең). M моменті zz , бұл жерде айтылған сөздерді толықтыру үшін енгізілген болатын, zw осіне қатысты доңғалақтың бұрыштық жылдамдығына негізделген, ол, мысалы, тұраққа қою маневрі кезінде пайда болуы мүмкін. Мұндай қозғалыс әдетте домалайтын шина үшін лездік моментке әкеледі. Мұнда орнықты сырғанау қарастырылғандықтан, $M^* = 0$ деп аламыз.

M_z моменті сырғанау бұрышының ұлғаю бұрышына қарсы әрекет етеді (өзін-өзі теңестіру моменті)³. Шинаның бойлық көлбеуін түсіндіру үшін 11.8-суретте σ_y бүйірлік кернеулері схемалық түрде көрсетілген. 11.8 (a) сурет бойлық күштің коэффициентін көрсетеді, μ , сырғанау функциясы ретінде көрсетілген. Келесі түсініктеме үшін маңызды белгілер адгезия (контакт дақтарының алдыңғы бөлігінде) және сырғанау аймағындағы (контакт дақтарының соңында) бөліну болып табылады. Адгезиядан сырғанауға өту кезінде бүйірлік кернеулердің тез құлдырауы маңызды, онда μ_a -дан μ_s -ке дейін тез құлауы керек. 11.8 (b)-суретте xw байланысты контакт аумағының бойлық симметриясының жазықтығындағы σ_z қалыпты кернеуін көрсетеді. Жапыру кезінде кернеудің асимметриялық таралуы айқындылық үшін түсірілді. 11.8 (c) - (e) суретінде uw бағытындағы үш түрлі сырғанау бұрышының σ_y жанасу кернеулері көрсетілген.

³ Тежеуден немесе тарту күшінен контакт дағындағы бойлық күштер түйіспе дақтарының ортасында әрекет етпесе, моменттер тудыруы мүмкін.



11.9-сурет Бүйір күштерінің дамуы

11.8 (с) суретте ең кіші сырғу бұрышы α және 11.8 (е) суретте ең үлкені көрсетілген. Дөңгелекте бүйірлік сырғанау жүрген кезде, біз кернеуге оралмас бұрын, алдымен 11.9- суреттің көмегімен түсіндіруге болады. Төрт суб-көрініс арқылы 11.9-суретте t_1 , t_2 , t_3 , t_4 төрт біртіндеп уақыт моменттері кезінде жолмен қозғалып келе жатырған доңғалақ көрсетілген. Доңғалақ төмендегі солдан үстіне оңға қарай жылжиды. Доңғалақ және контакт ауданы диаграммада деформацияланбаған. Енді біз шинаның бөлігі болып табылатын шағын материал жолағына назар аударамыз. $T = t_1$ кезінде бұл жолақ байланыс дағымен өтеді және алғаш рет жолға қатысты (сол жағынан шағын сурет $xw-zw$ жазықтығында тілікті көрсетеді; бұл тіліктегі жолақ - кішкентай тіктөртбұрыш). $t = t_2$ уақыт моментінде шина v_w бағытына сәл жылжиды. Бірақ жолақ жолға айтарлықтай жабысады және сондықтан өз жағдайын өзгертпейді. Сондықтан шина деформацияланған; деформацияланған шина пунктирлік сызықпен көрсетілген.

Одан әрі маневрлеу барысында шинаның қозғалысы v_w ($t = t_3$) бағытында жалғасады. Шинаның деформациясы көбейе түседі. Бұл, өз кезегінде, үлкен деформациялық күштерді немесе жанама кернеуді тудырады, бұл жол мен жолақтың арасында әрекет ететін тангенстік күштер көп болады. Егер күштер тым үлкен болса, жолақ қозғала бастайды ($t = t_4$). Бұл дақтың артқы жағында болуы мүмкін. Демек, контакт дақтары контакт дақтарының алдыңғы бөлігінде орналасқан адгезия аймағына және контакт дақтарының артқы бөлігінде сырғанау аймағына бөлінуі мүмкін. Әлбетте, түйіспе дақтары бұрылыста бұрынғы жай тікбұрышты пішінінен айрылады.

Енді 11.8-суреттегі аумақтағы кернеулерге оралайық. 11.8 сурет (с) сырғанаудың кіші бұрышына арналған σ_u жанама кернеуді көрсетеді. Кернеу ол сырғанауға жеткенше, шамамен сызықтық (ашық-сұр аймақ) түрде артады, өйткені ол адгезия коэффициентін арттырады. Ілінісу аймағында жолақтың жолда орналасуы 11.9 суретте көрсетілгендей болады, өзгермейді. Шын мәнінде, жолақ өзінің қалпын сәл ғана өзгертеді, өйткені сырғанаудың шағын мөлшері тіпті адгезия деп аталатын аумақта жүреді. Оны 11.8 (а) суреттен көруге болады. Негізгі сырғанау адгезия аймағынан сырғанау аймағына өту кезінде орын алады. Қалыпты кернеу σ_z шамалы өзгерсе де, σ_u тангенстік кернеу күрт түседі, сондықтан бұл нүктедегі үйкеліс коэффициенті μ_a -дан μ_s -ға дейін тез азаяды. σ_u жанамалық кернеуі осылайша, адгезия аймағында ұлғаяды және сырғанау аймағындағы қалыпты кернеуге шамамен пропорционал болады.

Жанама кернеудің асимметриялық таралуы салдарынан нәтижелік күш, F_u , контакт тағы ортасында орналаспайды, алайда адгезиядан сырғанауға өту кезінде n_{ts} бағытында қозғалады. Уақыт өте келе сырғанау бұрышының ұлғаюы (11.9 (d) сурет) 11.9-суреттегі жолақтың бүйірге ығысуын ұлғайтады. Демек, тангенстік кернеу тез артады және сырғанауға көшпестен бұрын орын алады. Бұл ілінісудің шағын ауданына және сырғанаудың үлкен ауданына әкеледі. Жанама кернеулердің таралуы симметриялық формаға жақындаған кезде, шина шүберінінің бойлық көлбеулігі, n_{ts} , кішірейе түседі. 11.8 (е) суретте бұл әсер сырғанау бұрышында одан да көп байқалады; мұнда шинаның шүберінінің бойлық көлбеуі нөлге дейін азайды. Сырғанау аумағын өте үлкен сырғанау бұрыштарына барлық контакт дақтарында кеңейте отырсақ, жанама кернеулер қалыпты кернеулерге пропорционал таралады. Егер біз шинаның тербелісі салдарынан кернеудің асимметриялық қалыпты таралуын қарастырсақ, ол түйіспе дақтарының алдыңғы бөлігінде ұлғайған қалыпты кернеуді қамтиды, онда теориялық жағынан шина шүберінінің теріс бойлық

көлбеуі туындауы мүмкін. Бұл теріс бойлық шиналар доңғалағы тұрақсыз болады дегенді білдіреді. Алайда жүргізудің практикалық схемалары үшін бұл ең соңғы сырғанау бұрыштары маңызды емес.

Бұрылыстардағы қаттылық: кіші сырғанау бұрыштары үшін (шамамен. $A < 4^\circ$) F_y бүйірлік күші линеаризацияланған заң бойынша аппроксимациялануы мүмкін:

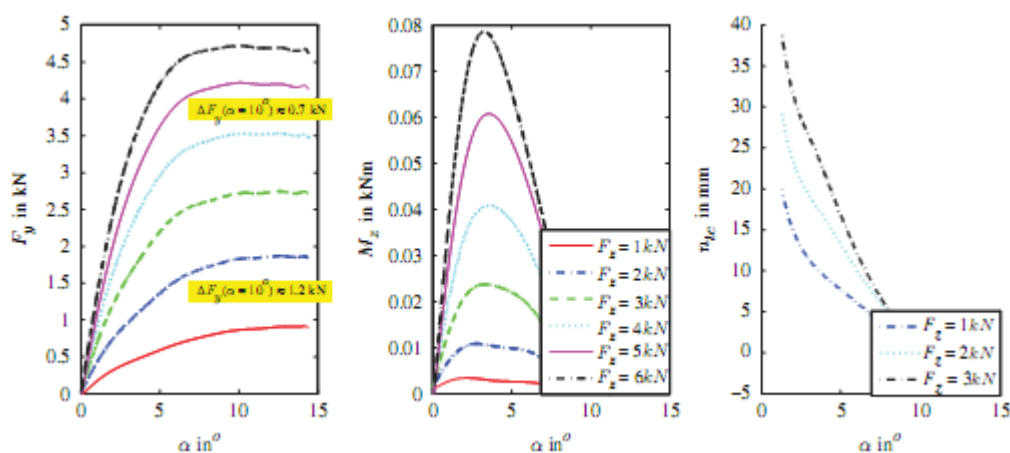
Рульдік механизмнің беріліс қатынасы $= f_{sa} \delta s / u^*$ (шаманың тәртібі: $\approx 16-22$; мұндағы f_{sa} -рульдік басқару иінтірегінің ұзындығы, ал u/f -рульдік басқарудың еленбейтін сәйкестігі үшін r_s доңғалақтардың шамамен бұрылу бұрышы). Рульдік басқарудың қазіргі күшейткіштерінде (рульдік гидрокүшейткіш) M_s рульдік басқару сәті V есе арттырылған. Рульдік басқару қаттылығы, k_s , рейка мен тартқыштар арасына енгізіледі. Бұл рульдік басқару қаттылығы, k_s , мысалы, рульдік колонканың, рульдік механизмнің, руль тартқышының және рульдік рычагтардың барлық сәйкестігін (ікемділігін) білдіреді. Доңғалақ рульдік басқару осінің айналасында айналады. Жалпы, бұл ось тік емес, көлбеу. Оның жағдайы екі көлбеу бұрышымен сипатталады: цапфаның көлбеу бұрышы σ және u^* шүберіннің бойлық көлбеу бұрышы τ . Бұрышқа қатысты көлбеу салдарынан $F_y = c_\alpha \alpha$. (11.26)

c_α коэффициенті бүйірлік күш коэффициенті немесе бұрылыстағы қаттылық деп аталады. Шағын сырғанау бұрыштары үшін біз жылжымалы бөлік жоғалады деп болжай аламыз, ал жанама кернеу нөлден бастап адгезия аймағында ең жоғары мәнге дейін сызықтық түрде өседі. Содан кейін біз шина шүберінінің бойлық көлбеуін алып, үшбұрыштың орталық нүктесін анықтаймыз (11.8 сурет (f) суретті қараңыз):

Бұл көрсетілген жағдайларда ғана қолданылатын шамамен алынған формула. 11.10-суретте бүйірлік күш, F_y , M_z моменті және шина шүберінінің бойлық көлбеуі, n_{tc} , α сырғу бұрышының

$$n_{tc} = \frac{1}{3} \ell_{cp} . \quad (11.27)$$

функциясы ретінде көрсетілген. Көлденең күш, F_y , сондай-ақ шина шүберінінің бойлық көлбеуі, n_{tc} (жеңіл автомобильдер үшін шамасының тәртібі: $n_{tc} \approx 0,02-0,06$ м, $c_\alpha \approx 40-110$ кН / рад) тік күшке байланысты, F_z . Шағын бұрыштар үшін α мынадай болуы мүмкін



11.10-сурет Бүйірлік күш, өздігінен центрленетін моменті және шина шүберінінің бойлық көлбеуі (шағын ығысу түзетулері бар өлшемдерден алынған)

полиномалармен аппроксимациялануы мүмкін (F_{znom} - номиналды тік жүктеме):

$$c_\alpha = (\hat{c}_\alpha - \hat{c}_\alpha F_z) F_z , \quad (11.28)$$

$$n_{tc} = n_{tc0} \frac{F_z}{F_{znom}} . \quad (11.29)$$

Теңдеу (11.28) келесі пайымдауларда шешуші мәнге ие.

11.3 Рульдік басқару

Бұл бөлімде алдыңғы доңғалақтардың δ_1 бұрылу бұрышының және жүргізуші рульді бұратын δ_s бұрышының арасындағы ара қатынас анықталады. 11.11-суретті өзара байланысты түсіндіру үшін

қолданамыз. Руль дөңгелегінің айналмалы қозғалысы рульдік беріліспен көлденең рульдік тартқыштың үдемелі қозғалысына түрлендіріледі. Тартқыштар рульдік рычагпен байланысты. Рульдік басқару иінітірегін айналдырғанда доңғалақ ұстағышы айналып, ол рульдік басқару осін айналады (рульдік басқару осі - бұл доңғалақ күпшегінің ұстағышының екі шарлы топсасы арқылы өтетін ось; McPherson аспасы үшін рульдік басқару осі - бұл төменгі шарлы топса және дінгек пен корпус арасындағы топса осі).

М-ді алып тастағанда, алатынымыз

$$(F_{y1l} + F_{y1r})(n_{kc} + n_{tc}) = 2k_s(u_r^* - \ell_{sa}\delta_1) \quad (11.34)$$

және, демек, (үдемелі қаттылық, k_s , айналмалы қаттылықпен $k_s = 2fsaks$) u^* қондырғысын ауыстырып, (11.33) теңдеуін пайдалану арқылы алмастырылады:

$$\delta_1 = \frac{\delta_s}{i_s} - \frac{(F_{y1l} + F_{y1r})(n_{kc} + n_{tc})}{\tilde{k}_s}. \quad (11.35)$$

Осындай нәтижелер рычагты рульдік басқару жүйесі сияқты басқа рульдік басқару жүйелері үшін алынуы мүмкін.

Біз жоғарыда келтірілген қорытындыда тригонометриялық функциялардың сызықтық еместігін ескермегенімізді атап өткеніміз жөн.

Қозғалу немесе тежеу кезінде немесе бұрылыстардан өту кезінде кедергілер бойынша қозғалу кезінде шинаның түйіспе дағындағы бойлық күштердің әсері руль дөңгелегінің айналу сәтіне әсер етуі мүмкін. Жалпы, руль рычагтары параллель орналаспаған. Бұрылу кезінде бойлық күштер қисық ішінде немесе қисықтың сыртында әрекет ететініне байланысты әртүрлі сәттерді тудырады. Ішкі доңғалақ үшін i_i арқылы және сыртқы доңғалақ үшін i_o арқылы әсер ету факторларын белгілейміз. Көптеген жағдайларда $i_i > i_o$ (яғни ішкі дөңгелек сыртқы дөңгелектен артық бұрылады).

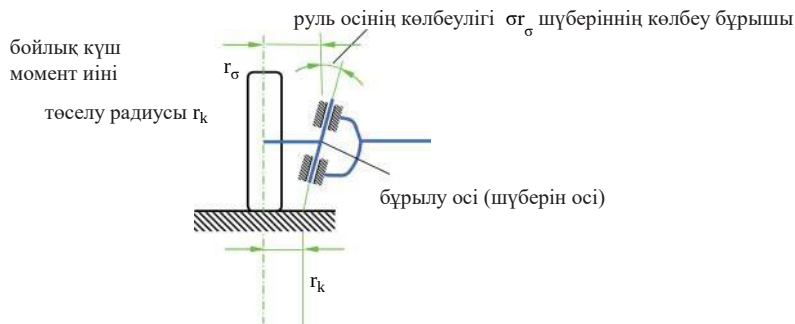
Тежеу процесі кезінде тежеу моменті бір жағынан байланыс аймағындағы f_b бойлық тежеу күшіне, ал екінші жағынан тежегіш дискідегі тиісті тангенстік күшке қоса беріледі. Осылайша, барлық тежегіш күші автомобиль шанағындағы аспа арқылы сақталады (11.12 суретті қараңыз). Осылайша, жалпы момент тежеу күштерінің әсерінен рульдік басқару жүйесіне әсер ете отырып, тежеу күштерімен және r_k төселудің тиісті радиусымен байланысады. Төселу радиусы-бұл доңғалақтың симметрия осінің жүріс бөлігімен қиылысу нүктесінен рульдік басқару осінің жүріс бөлігімен қиылысу нүктесіне дейінгі қашықтық. Жалпы момент, демек, 7 ретінде алынады

$$M_s \approx (F_{bo}i_o - F_{bi}i_i) \underbrace{r_k \cos \sigma}_{q_T}. \quad (11.36)$$

Рульдік рычагтар параллель емес болғандықтан, $i_i > i_o$, және сыртқы және ішкі доңғалақтардағы тежеуіш күші бірдей шамаға ие ($F_{bo} = F_{bi}$) болғандықтан, рульдік басқару жүйесіне әсер ететін момент r_k айналдыру радиусына пропорционал болады. Төселу радиусы өте кішкентай немесе тіпті нөлдік болуы мүмкін. Осы мақсатқа жету үшін рульдік басқару осі мен доңғалақ центрі мен рульдік басқару осінің еңіс бұрышы арасындағы қашықтық

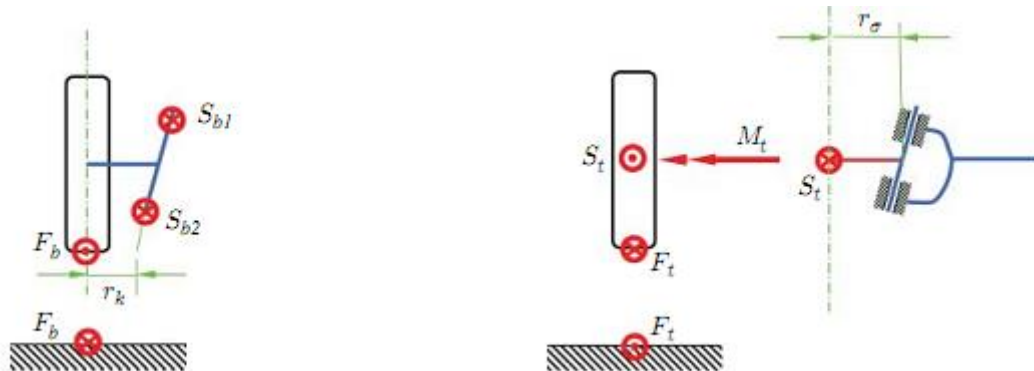
⁶ Рульдік берілісті басқару жүйесінің теңдеулеріндегі k_s сәйкестігінің қаттылығы рычаг РУ жүйесінің k_s мәніне ауыстырылуға тиіс. Рульдік берілісті басқару жүйесіндегі тұрақты k_s бірлігі - бұл күш бірлігі, рульдік иінітірегі тұрақты k_s бірлігі - уақыт бірлігі. R_{sa} иін моменті $u^* = R\delta_{ssa}$ мәніне рейкалы және иінітіректі берілісті рульдік басқару жүйелері үшін теңдеу алу үшін енгізіледі. Бұл R_{sa} рычагы, әрине, рейкалық берілісі бар РБ жүйесінің бөлігі емес, бірақ бұл РБ екі жүйесі үшін рычаг ұзындығы болып табылады.

⁷ Сыртқы және ішкі жақтарында F_{bo} және F_{bi} тежеу моментін есептеу үшін рычагты, яғни цапфаның осі мен байланыс дақтарының центрі арасындағы қашықтықты енгізу қажет. Әдебиет және ISO 8855 2011 стандартында q_T символымен белгіленеді, бұл жерде біз k деп аламыз, ол $q_T = r_k \cos \sigma$ есептеу үшін қолданылатын болады.



Тартқыш күштердің (немесе қозғаушы күштердің) әсері

Тежеу күштерінің әсері



11.12-сурет Бойлық күштердің контакт аймағындағы әсері

тиісті түрде таңдалуы керек. Сынаудың теріс радиусы да мүмкін. ABS басқарумен тежеу кезінде тежеу күші өте жоғары, бұл рульдік басқару жүйесінде үлкен моментке әкелуі мүмкін. Сондықтан кішкентай немесе нөлдік төселу радиусы болғаны тиімді.

Артқы доңғалақтарды қарау кезінде біз автомобильдің бүйірлік осіне (YV осі) параллель жетекті біліктерді қабылдаймыз. Жалпы жағдайда эмбебап топсалы (немесе тұрақты жылдамдығы бар топсалы, топсалы) және ұзындықтың өзгеруіне бейімделуге арналған шлицалы жетекті біліктер қолданылады. Бұл жетекті біліктер, әдетте, бір түзу бойына орналаспайды. Мұндай жағдайларда қарау неғұрлым күрделі болып табылады және геометриялық сызықсыздықтар назарға алынуы тиіс. Ыңғайлы болу үшін біз тік сызықты біліктерді шектейміз. Тартқыш күштер байланыс дағында әрекет етеді. Доңғалақтағы жетекті айналу моменті доңғалақ күпшектерін ұстаушы және автомобиль шанағының аспасы арқылы ұсталмайтындықтан, түйіспе дағында F_t тартқышының тиісті күші доңғалақ ортасына әсер ететін S_t қимасының күшіне тең болуы тиіс. $S_t = F_t$ теңдеуі 11.12 суреттің оң жағындағы бос дене диаграммасының нәтижесі болып табылады. Ішкі және сыртқы доңғалақтағы қозғағыш күштерден туындайтын моменттер скраб радиусына пропорционалды емес, бойлық күш моментінің иығына немесе $r_σ$ қоздырғыш күшінің иін радиусына пропорционалды (қозғаушы күш иінтірегін жақын қараған кезде жетек біліктерінің геометриясына сәйкес өзгертілуі тиіс; бұл контексте біз айналу моментінің иін радиусы туралы айтамыз). Тікелей жетек білігі fx_1 и және F_{x08} тарту күші арқасында M_s , моментіне әкеледі:

$$M_s \approx (F_{xi}i_i - F_{xo}i_o) \underbrace{r_{\sigma}}_{qW} \cos \sigma. \quad (11.37)$$

Рульдік басқарудың осы моменті qW қозғау күшінің рычагының иініне пропорционалды. Бүгінгі таңда доңғалақ күпшектерінің аспалары мен мойынтіректерінде qW мәнін шағын етіп таңдауға болмайды. Соққы күштері қозғағыш күштерге ұқсас әсер етеді, мысалы, кедергілер бойынша қозғалыс кезінде. Бұл қозғау күштері қарама-қарсы бағытта әрекет етсе де, олардың әсері тартқыш күштердің ықпалына ұқсас: екі qW пропорционалды айналмалы момент тудырады. Қозғаушы күш рычагының атауы қозғаушы соққы күштерінің әсерінен болады.

Оның құрылымы бойынша rk төселу радиусы нөлдік немесе тіпті теріс болуы мүмкін. Бұл жеңіл автомобильдерде шағын габаритті суппорттың жылжымалы тежегіштерін пайдалану арқасында мүмкін болды, бұл рульдік осьтің дөңгелектің орталық жазықтығына жақын орналасуы мүмкін дегенді білдіреді.

Төселудің теріс радиусы диагональдық түрде бөлінген тежегіш жүйелерінің артықшылығы болып табылады. Бұл жүйелерде доңғалақ диагоналі бойынша қарама-қарсы доңғалақтар екі тежегіш тізбегінің біріне біріктірілген. Егер тежеу кезінде бір контурдың істен шығуы орын алса, жорту моменті іске қосылады. Бұл бұрылу моменті артқы осьтен алдыңғы оське жүктемені беру нәтижесі болып табылады, демек, алдыңғы осьте үлкен тежегіш күштер пайда болады. Алдыңғы дөңгелектердегі біржақты тежегіш күшпен бірге төселудің теріс радиусы тежегіш күштерінен жорту моментіне дейін компенсациялық рульдік басқаруды туғызады (момент әсерінен пайда болады) (11.13 (a) суретті қараңыз).

Сондай-ақ, rk төселудің теріс радиусы ыдыратылған учаскелі жолда тежеуге қолайлы әсер етеді. Әртүрлі тежеуіш күштерінен басталатын айналмалы момент рульдік моменттен бастау алып жартылай қалпына келеді (бұрудың теріс радиусынан және алдыңғы дөңгелектердегі әртүрлі тежеуіш күштерден туындайды) (11.13 (b) суретті қараңыз). Осыған ұқсас компенсация тежеу және бұрылу кезінде орын алады (11.13 (c) суретті қараңыз), бұл кезде рульдік басқару траектория ішінде басталады.

11.4 Бір тізбекті модельдің линеаризацияланған қозғалыс теңдеулері

Бұл бөлімде біз 11.1-бөлімде шығарылған бір жолдық модельдің қозғалыс теңдеулерін сызамыз. $V = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}$ арқылы біздің алатынымыз

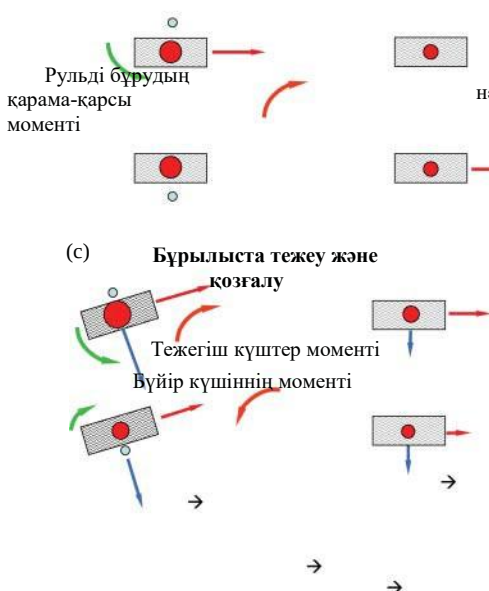
$$v = \rho_{cc} (\dot{\beta} + \dot{\psi}). \quad (11.38)$$

— Бұл теңдеуді v/ρ_{cc} -ге көбейту центрден тепкіш үдеуді береді:

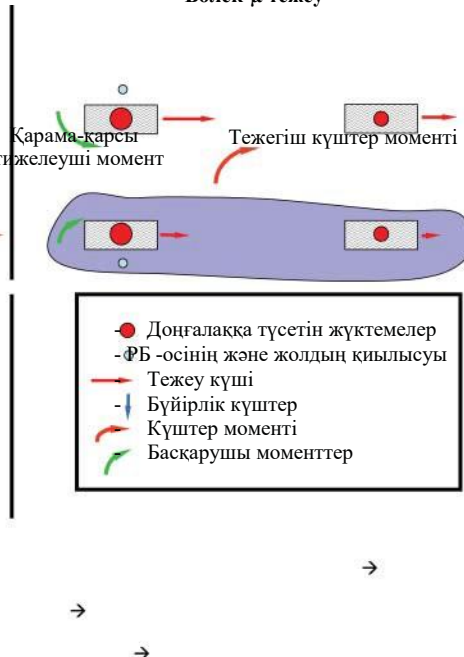
$$\frac{v^2}{\rho_{cc}} = v (\dot{\beta} + \dot{\psi}). \quad (11.39)$$

8 Әдебиетте және ISO 8855 2011 деректерінде рычаг иіні үшін айналмалы моментті есептеу үшін қосымша $qW = r\sigma \cos \sigma$ символы енгізіледі.

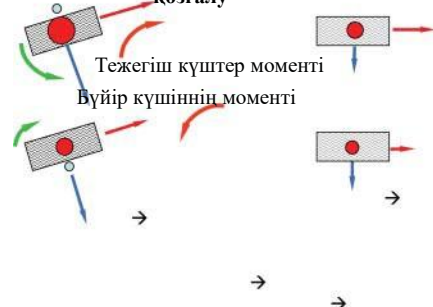
(a) Диагональды бөлек тежеу жүйесі үшін бір тежегіш тізбегінің істен шығуы



(b) Бөлек-н тежеу



(c) Бұрылыста тежеу және қозғалу



* Алдыңғы дөңгелектерге түсетін жүктемені арттыру → алдыңғы бүйірлік күштерді арттыру → қисық сызықтың ішіне жорту моменті (ұқсас: артқы дөңгелектерге түсетін жүктемені азайту → артқы бүйірлік күштерді азайту)

• Доңғалақтың сыртқы жүктемелері ішкі мәндерден асады → сыртқы тежегіш күштері ішкі мәндерден асады → айналу моменті қисық сызықтың сыртқы жағына бағытталады

• Төселудің теріс радиусы қисық сызықтың ішіне руль дөңгелегін бұрудың нәтижелеуші моменті

11. 13-сурет Түрлі жол жағдайларында сынаудың теріс радиусының әсері

11.14-суреттен біз α_1 және α_2 дөңгелектердің сырғанау бұрыштары мен β бүйірлік сырғу бұрышының арасындағы тәуелділікті аламыз. Автомобильдің бойлық бағытындағы v_1 , v_2 және v_v жылдамдықтарының компоненттері (xv-бағыт) бірдей болуы тиіс ($V = |v_v|$, $v_1 = |v_1|$, $v_2 = |v_2|$):

$$v \cos \beta = v_1 \cos (\delta_1 - \alpha_1) , \quad (11.40)$$

$$v \cos \beta = v_2 \cos \alpha_2 . \quad (11.41)$$

Автомобильдің көлденең бағытындағы жылдамдық компоненттері (yv-бағыт) $\dot{\psi}$, $j = 1, 2$ жорту шамасынан ерекшеленеді (сонымен қатар 11.3 суретті қараңыз):

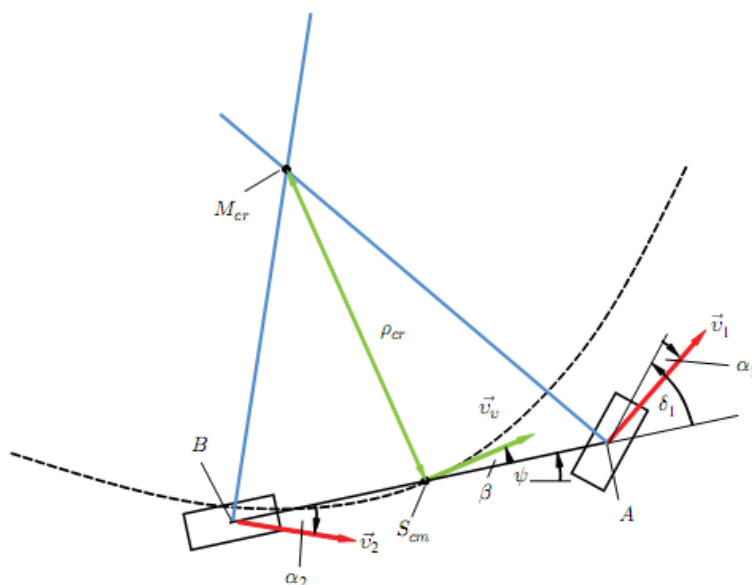
$$v_1 \sin(\delta_1 - \alpha_1) = \ell_1 \dot{\psi} + v \sin \beta , \quad (11.42)$$

$$v_2 \sin \alpha_2 = \ell_2 \dot{\psi} - v \sin \beta . \quad (11.43)$$

Назар аударыңыз, α_j сырғанау бұрыштары бұрылу бұрышына, рульдік басқару және бүйірлік сырғанау бұрышына қатысты енгізілген. Теңдеулерден алатынымыз

$$\tan(\delta_1 - \alpha_1) = \frac{\ell_1 \dot{\psi} + v \sin \beta}{v \cos \beta} , \quad (11.44)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{\ell_2 \dot{\psi} - v \sin \beta}{v \cos \beta} . \quad (11.45)$$



11.14-сурет Бір жолдық модельдегі кинематика

Бұл теңдеулерді ($\tan \alpha_j \approx \alpha_j$, $j = 1, 2$, $\cos \beta \approx 1$, $\sin \beta \approx \beta$) линеаризациялаған кезде келесіні аламыз

$$\alpha_1 = -\beta + \delta_1 - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v}, \quad (11.46)$$

$$\alpha_2 = -\beta + \ell_2 \frac{\dot{\psi}}{v}. \quad (11.47)$$

11.1-бөлімнің бүйірлік күштерге арналған теңдеулеріне (11.10), (11.11) және (11.12) бүйірлік күштерге арналған (11.26) теңдеуді қосқанда олардың линеаризациясы келесіге алып келеді (мұнда 11.39 теңдеу пайдаланылады):

$$m\dot{v} = F_{x1} + F_{x2} - F_{ax}, \quad (11.48)$$

$$mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) + m\dot{v}\beta = c_{\alpha 1} \left(-\beta + \delta_1 - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) + c_{\alpha 2} \left(-\beta + \ell_2 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) - F_{ay}, \quad (11.49)$$

$$J_z \ddot{\psi} = c_{\alpha 1} \ell_1 \left(-\beta + \delta_1 - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) - c_{\alpha 2} \ell_2 \left(-\beta + \ell_2 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) - F_{ay} \ell_{cm}. \quad (11.50)$$

F_{x1} -ші мүшесі мұнда да ескерілмеген. Теңдеулер жүйесі басқару теңдеуімен толықтырылады:

$$\delta_1 = \frac{1}{1 + \frac{c_{\alpha 1} n_c}{\tilde{k}_s}} \left(\frac{\delta_s}{i_s} + \frac{c_{\alpha 1} n_c}{\tilde{k}_s} \left(\beta + \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \right). \quad (11.51)$$

(11.51) теңдеуі (11.35) теңдеуінен алынады

$$\delta_1 = \frac{\delta_s}{i_s} - \frac{(F_{y1\ell} + F_{y1r})(n_{kc} + n_{tc})}{\tilde{k}_s} \quad (11.52)$$

$f_{y1} = F_{y1R} + F_{y1r}$ және $f_{y1} = \alpha_1 \alpha_1$ (α_1 11.46) қойып және δ_1 шешу арқылы алдық. Бұл теңдеуде α_1 бұрылу қаттылығы барлық осьтің қаттылығы болды, бұл $\alpha_1 = 2\alpha_{w1}$, мұндағы α_{w1} - алдыңғы оське бір жеке доңғалақтың бұрылу қаттылығы болып табылады.

Бұл жерде шүберіннің жалпы бойлық көлбеуі, $n_c = n_{kc} + n_{tc}$, шүберіннің кинематикалық бойлық көлбеуінің n_{kc} және шина шүберінінің бойлық көлбеулігінің, n_{tc} , сомасы болып табылады. $\lim_{k_s \rightarrow 0} k_s$ шекті жағдайы үшін $\rightarrow$ қатты рульдік басқару жүйесінің құрылымына сәйкестендірісіз $\delta_1 = \delta_s / i_s$ аламыз.

Теңдеу (11.48), (11.49), (11.50) және (11.51) келесі тараулардағы ерекше жағдайлар үшін толығырақ қаралады.

11.5 Іліну өрісіндегі бойлық және бүйірлік күштердің ара қатынасы

F_y бүйірлік күштерін (байланыс дағындағы қима күші) қарастыра отырып, біз осы күнге дейін F_x бойлық күші шинаға әсер етпейді деп ойладық. Бұл тарауда адгезиялық кернеуді шектеуге тек бүйірлік күш F_y әсер етеді. Алайда бойлық күш, F_x , F_y күшіне перпендикуляр әрекет етеді, демек, адгезиялық кернеу ескерілген бүйірлік күш бойлық күшіне тәуелді емес. Ілініс шегі үшін шешуші фактор $x + F_y / F_z$ қатынасы болып табылады, ол

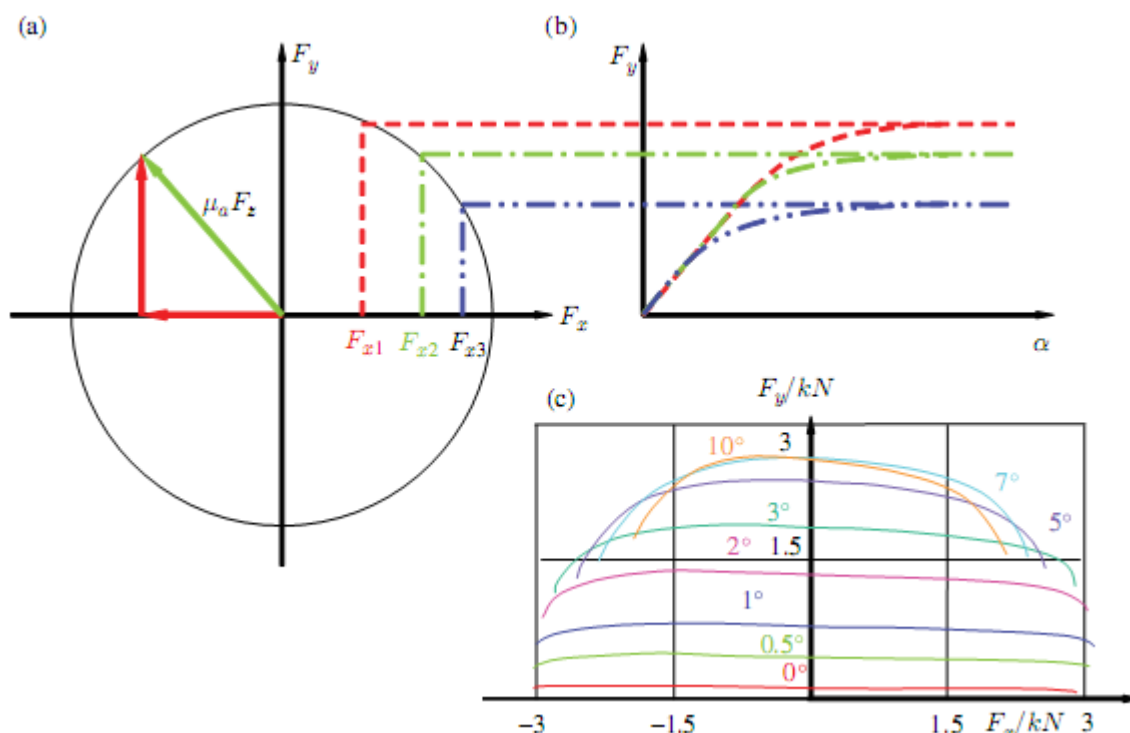
$$F^2 \quad 2$$

F_x және F_y күштерінің қосындысы мен F_z тік жүктеме арасында орналасады. Бүйірлік және бойлық күштер перпендикуляр болғандықтан, нәтижелік күші $F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ тең. $F^2 \quad 2 \quad F_x - F_y$ жазықтығындағы адгезия шегі келесі теңдеуді сипаттайды

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu_a F_z. \quad (11.53)$$

Мұндағы F_z -тік жүктеме болып табылады. Егер біз а) диаграммасын қарастырсақ, 11.15-суретте бұл теңдеу F_x және F_y қосындысы әрқашан $\mu_a F_z$ шеңберінің ішінде жататынын білдіреді. Біз бұл шеңберді Камма шеңбері деп атаймыз.

Бұл шек, сондай-ақ $F_y - \alpha$ қисық сызығының максимумына әсер етеді. 11.15 (б)-суретте бұл сапалы көрсетілген. Диаграмма $F_{x1} < F_{x2} < F_{x3}$ әртүрлі үш бойлық күштері үшін сырғанау күшінің бүйірлік бұрышының қисық сызықтарын көрсетеді. Бұдан шығатыны



11.15-

сурет Камма шеңбері және Кремпель диаграммасы ($F_x > 0$: жүргізу; $F_x < 0$: тежеу)

бүйірлік күштердің максимумдары бойлық күштің ұлғаюымен азаяды, F_x . Оның себебі адгезиялық коэффициент бойлық және көлденең күштер әсерінен α сырғуының аз бұрыштарында асып түседі. 11.15 (с) суреттен көріп тұрғанымыздай, бүйірлік күштер әртүрлі сырғанау бұрыштары үшін бойлық күш функциясы ретінде көрсетіледі (Г.Кремпель, АТЗ 1967)

Осы диаграммада қайтадан бүйірлік күштер бойлық күшке тәуелді екені анық байқалады. Үлкен бойлық күштер үшін бүйір күшін азайту маңызды. Бұл қарым-қатынастың салдары, егер автомобиль жылдамдығын үдетсе немесе тежесе, максималды бұрылу немесе бүйірлік күштері азаяды. Егер автомобиль шиналарындағы бүйірлік күштері шегінде бұрылу кезінде тежесе немесе жылдамдаса, шиналардағы күштер азаяды және автомобиль қисық қозғалысты жалғастыра алмайды.

Сондай-ақ тежеу ($F_x < 0$) және үдеу ($F_x > 0$) арасында асимметрия байқалады.

11.6 Бұрылыстардан өту кезіндегі дифференциалдардың әсері

Мост дифференциалы деп аталатын шама бұрылыстарда ішкі және сыртқы доңғалақтар айналу моменттерді бөлу үшін қолданылады. Дифференциал бір осьтегі екі жетектегі доңғалақтар үшін екі жетекші айналу моментіне кіріс моментін бөледі. Бұл дифференциалдың әрекеті қандай да бір сыртқы әсерсіз өзгертілуі мүмкін емес айналу жылдамдығы мен айналу моментіне арналған теңдеулер жүйесімен сипатталады. Демек, алдыңғы дөңгелектерге айналу моментін бөлу тұрақты. Дифференциал функциясы, біріншіден, бұрылу кезінде осьтің бұралуын болдырмау үшін (бұл бұралу ішкі және сыртқы доңғалақтардың әртүрлі қисық сызықты жылдамдықтарына байланысты) және екіншіден, айналу моментін ішкі және сыртқы дөңгелектерге бөлу үшін қолданылады. Дифференциалды механизмнің ең кең қолданылатын конструкциясы конустық тісті доңғалақ болып табылады. Бұрылыстардан өту кезінде әртүрлі жылдамдықтарды компенсациялаудан басқа, дифференциал түзу қозғалыс кезінде сол және оң доңғалақтардың арасындағы сырғанаудың әртүрлі жағдайларында дөңгелектерді теңестіреді. Мұндай шарттар, мысалы, μ -жолда пайда болуы мүмкін (түрлі дөңгелектерде түрлі үйкеліс болатын жолда).

Конустық тісті дөңгелектің дифференциалының сипаттамасы келесідей:

- S кіріс айналу моментінің бөлінуі, M_i , оң және сол доңғалақта:

$$M_\ell = M_r = M_i/2 . \quad (11.54)$$

- Оң және сол доңғалақ арасындағы кернеуді бұрылыстар өткен кезде немесе сырғанаудың әр түрлі жағдайларында орнына келтіруге болады.

•

Сол және оң доңғалақтар үшін ілінісу шарттарын өзгертудің жеткіліксіздігі ілінісу шамасы кіші доңғалаққа жалпы берілетін қозғаушы күшті анықтайды; бұл қозғаушы күштің шағын бөлігі ғана жолға берілетін болады. Дифференциалды бұғаттау деп аталатын сол және оң жетектерді үйкеліс немесе бұғаттау арқылы қосады. Мұның ең қарапайым түрі -екі дөңгелекті бір-бірімен қосатын және қажет болған жағдайда белсендіретін жұдырықшалы муфта. Бұрылыста қозғалыс кезінде бұл қозғалысқа әсер етеді және осьте үлкен жүктеме пайда болады. ASR тежеу жүйесі бар дифференциалды құлыптарды пайдаланбай μ -жолдарда жақсы тарту сипаттамаларына қол жеткізуге болады. Бұл жағдайда, нашар сипаттамалы доңғалақ бөлек тежеледі, сонда ілінісу беті жақсартылған доңғалаққа берілетін күштер төмендемейді. Бұл нұсқаның кемшілігі сол -тежегіш доңғалақтағы тежегіш диск қатты қызуы мүмкін; демек, бір доңғалақтағы тежеуге арналған ASR тұрақты қолдануға жарамсыз.

Ең жақсы тарту сипаттамалары бар доңғалаққа неғұрлым жоғары айналу моментін салудың басқа тәсілі қажет болған кезде, оны сол және оң доңғалақ арасындағы жылдамдықты автоматты түрде ішінара шектейтін жүйелерден табуға болады. Сөз етуге тұрарлық жүйелер де жылдамдық айырмашылықтарына негізделген (мысалы, Haldex) немесе моментті анықтау негізінде жұмыс істейтін (Torsen) жүйелер. Torsen дифференциалдары, мысалы, алдыңғы және артқы осьтер арасындағы моменттерді бөлу үшін толық жетекті автомобильдерде қолданылады.

Жартылай бұғатталған дифференциалдардың басқа аспектісі бұрылыстардан өту кезінде автомобиль жүктемесінің өзгеруіне қатысты олардың реакциясы болып табылады. Егер біз стационарлы режимде айналымы бұрылыс кезінде акселератор басқышынан табанымызды алсақ, онда ішкі жану қозғалтқышының қарсыласу моменті автомобильді баяулатады, және, демек, доңғалаққа түсетін жүктемелер артқы дөңгелектерде азаяды және алдыңғы дөңгелекте ұлғаяды. Дөңгелектердегі жүктемені азайту, сондай-ақ артқы дөңгелектердегі бұрылыс күшінің азаюына әкеледі, ал бұрылыс күші алдыңғы дөңгелектерде ұлғаяды. Осы себептер бойынша автомобиль бұрылу үшін айналады. Енді біз қозғалтқыштың айналу моменті ішкі және сыртқы доңғалақтардың арасында тең бөлінуі үшін үйкеліссіз қолданылатын мінсіз дифференциалды қарастырамыз. Алайда ішінара бұғатталған дифференциал сыртқы доңғалақтағы тежеу моменті ішкі доңғалаққа қарағанда көп екенін білдіреді. Ішкі және сыртқы доңғалақтар арасындағы тежеуші күшінің өзгеріп таратылуы жорту моментінің бар екенін еске салады, автомобиль жүктемесінің өзгеруінің нәтижесінде ішкі бұрылысқа қарсы тұру үшін жолдан тыс айналады.

11.7 Сұрақтар мен жаттығулар

Есте сақтау

1. Автокөліктің бүйірлік сырғанау бұрышын анықтаңыз.
2. Курс бұрышын анықтаңыз.
3. Лездік айналу центрі қалай анықталады?
4. Шинаның сырғанау бұрышы қалай анықталады?
5. Шүберіннің бойлық көлбеу бұрышы, шүберіннің жалпы бойлық көлбеуі, шина шүберінінің бойлық көлбеуі (пневматикалық бағыттағыш) және шүберіннің кинематикалық бойлық көлбеуі қалай анықталады?
6. Шиналармен байланысты бойлық және көлденең күштер қандай?

Түсіну

1. Бір жолдық модельді анықтауда қандай негізгі болжам қолданылады және бұл болжам кезінде не елеусіз қалады?
2. Бір жолдық модельге қандай күштер мен моменттер әсер етеді (инерциялық күштер мен Д'Аламбер моменттерін және қима күшін қоса алғанда)?
3. Траекторияның қисық ортасын анықтаңыз және оның мақсатын түсіндіріңіз.
4. Байланыс аймағындағы жанама кернеулер қандай сапалы жолмен жүреді және олар шинаның сырғанау бұрышына байланысты қалай өзгереді?
5. Бұл процестен не аламыз?
6. Бұрылыстағы қаттылық дегеніміз не?
7. Көлденең күш ретінде, өзін-өзі теңестіру моменті және шинаның бойлық көлбеуі сырғанау бұрышына қалай тәуелді?
8. Камма шеңбері дегеніміз не?
9. Кремпель диаграммасы дегеніміз не?

Қолдану

1. Келесі парабола параметрленген түрде берілген:

$$\begin{aligned}x_v &= A\zeta, \\ y_v &= A\zeta^2.\end{aligned}$$

ρ_{cc} қисықтық радиусын есептеңіз.

2. Келесі түзу берілді:

$$\begin{aligned}x_v &= A\zeta, \\ y_v &= 2A\zeta\end{aligned}$$

κ_{cc} қисықтығын есептеңіз:

3. Ілініс шегі $\mu_a = 1,1$ құрайды, көлік құралының жылдамдығы - 100 км /сағ (гравитациялық үдеу $g = 9,81$ м/с² құрайды).

Автомобиль үшін мүмкін болатын ρ_{cc} минималды радиусын бағалаңыз.

4. Аэродинамикалық күштерді елемейтін болсақ, автокөлік массасының центрі $F_1 = F_2 = 2$ м осьтерінің арасында деп болжауға болады. Барлық төрт доңғалақ үшін бұрылыстардағы қаттылық мәндері $c_a = 50$ кН / рад тең. Автомобиль орнықты күйде ($\beta = 0$ дегенді білдіреді) $v = 30$ м / с жылдамдықпен $\rho_{cc} = 100$ м шеңбер бойынша қозғалады. Сызықтық біржолдық модельге арналған шиналардың сырғанау бұрыштарын, β автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышын және δ_1 алдыңғы доңғалақтың бұрылу бұрышын есептеңіздер. Бұл күрделі міндет болғандықтан, шешім рәсімін ұстаныңыз:

Линеаризацияланған теңдеудің соңғы теңдеуін қараңыз (аэродинамикалық күшсіз):

$$J_z \ddot{\psi} = c_{a1} \ell_1 \left(-\beta + \delta_1 - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) - c_{a2} \ell_2 \left(-\beta + \ell_2 \frac{\dot{\psi}}{v} \right). \quad (11.55)$$

9 Біз мұны автомобиль ішкі дөңгелегі бар шинаның түйіспе нүктесінің айналасында айналатынын елестетіп, оны көрсете аламыз (бұл сирек жағдайда, ішкі дөңгелегі айналмайды, ал сыртқы қисық сызығы толық кіріс айналу моментін қамтамасыз етеді).

1. Түзілген бұрылысты $\psi'' = 0$ қарастыра отырып, $\alpha_1 = \alpha_2$, $f_1 = f_2$ теңдеуінен және α_1 және α_2 сырғанау бұрыштары теңдеуінен қандай қорытынды жасауға болады?

· Жорту жылдамдығын есептеңіз ψ .

· Бір жолдық модельдің линеаризацияланған теңдеуінің екінші теңдеуіне қараңыз

$$mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) + m\dot{\psi}\beta = c_{\alpha 1}\alpha_1 + c_{\alpha 2}\alpha_2. \quad (11.56)$$

орнатылған жағдайды ескере отырып, енді α_1 және α_2 шиналарының сырғанау бұрыштарын есептей аласыз.

· α_2 үшін арналған теңдеуді пайдалана отырып:

$$\alpha_2 = -\beta + \ell_2 \frac{\dot{\psi}}{v}$$

сіз автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышын есептей аласыз.

· α_1 теңдеуін пайдалана отырып:

$$\alpha_1 = -\beta + \delta_1 - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v}$$

сіз δ_1 бұрылу бұрышын есептей аласыз.

12

Тұрақты жылдамдықпен айналмалы қозғалыс

Бұл тарауда біз тұрақты жылдамдықпен рсс радиусты шеңбері бойымен тұрақты қозғалуды қарастырамыз ($v = VV = \text{const.}$). Біз v индексін келесідей түсіреміз; осылайша $v = vv$ және т. б. рсс = pt тікелей сызық бойынша стационарлық қозғалысқа сәйкес келеді, бұл сондай-ақ келесі пайымдауларға қосылған.

12.1-бөлімде алгебралық теңдеулер жүйесі шығарылды, 12.2-бөлімде олардың шешімдері қарастырылды. 12.3-бөлім геометриялық аспектілерге арналған. 12.4-бөлімде біз шешімдерді талқылаймыз және артық және жеткіліксіз бұрылуды енгіземіз.

12.1 Теңдеу

Бұл бөлімде тұрақты қозғалысты сипаттау үшін алгебралық теңдеулер жүйесі шығарылады. Орнықтылық жағдайына байланысты ($\psi = \text{const.}$ және $\beta = \text{const.}$) келесі қолданылады:

$$\beta' = 0, \quad (12.1))$$

$$\psi'' = 0. \quad (12.2))$$

Сонымен қатар, M_{cg} лездік айналу центрі мен M_{ss} қисық орталығы бір-біріне сәйкес келеді: $M_{cg} = M_{ss}$. Жорту жылдамдығы мен автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышының жылдамдығы β және центрге түсіру үдеуімен ара қатынасынан

$$v^2/\rho_{cc} = v(\beta' + \psi'), \quad (12.3))$$

аламыз

$$\frac{v}{\rho_{cc}} = \dot{\psi} \quad (12.4)$$

және

$$mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) = \frac{mv^2}{\rho_{cc}}. \quad (12.5)$$

Динамика автомобиля, First Edition. Martin Meyerk.

©2015 John Wiley & Sons, Ltd. Published 2015 by John Wiley & Sons, Ltd. Companion Website : www.wiley.com/go/meywerk/vehicle

Бір жолдық модельдің линеаризацияланған қозғалыс теңдеулері (11.48) - (11.51) орнатылған айналмалы қозғалыс кезінде одан әрі жеңілдетіледі. Алдымен δ_1 үшін өрнек қолданамыз (11.51)

$$\delta_1 = \frac{1}{1 + \frac{c_{a1}n_c}{k_s}} \left(\frac{\delta_s}{i_s} + \frac{c_{a1}n_c}{k_s} \left(\beta + \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \right). \quad (12.6)$$

δ_1 мәнін $c_{a1}(-\beta + \delta_1 - R_1\psi'/v)$ мүшесіне қосу керек

$$c_{a1} \left(-\beta + \delta_1 - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) = \beta c_{a1} \left(\frac{1}{1 + \frac{c_{a1}n_c}{k_s}} \frac{c_{a1}n_c}{k_s} - 1 \right)$$

онда

$$+ \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} c_{a1} \left(\frac{1}{1 + \frac{c_{a1}n_c}{k_s}} \frac{c_{a1}n_c}{k_s} - 1 \right)$$

$$c'_{a1} = \frac{c_{a1}}{1 + \frac{c_{a1}n_c}{k_s}} \quad (12.8)$$

$$= c'_{a1} \left(-\beta - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} + \frac{\dot{s}}{i_s} \right) \quad (12.7)$$

қабылданды.

Қозғалыс теңдеулері жеңілдетіледі (ауа күштері ескерілмейді):

$$(c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2}) \beta + (mv^2 - (c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1)) \frac{\dot{\psi}}{v} = c'_{\alpha 1} \frac{\delta_s}{i_s}, \quad (12.9)$$

$$-(c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1) \beta + (c'_{\alpha 1} \ell_1^2 + c_{\alpha 2} \ell_2^2) \frac{\dot{\psi}}{v} = c'_{\alpha 1} \ell_1 \frac{\delta_s}{i_s}. \quad (12.10)$$

(12.9) және (12.10) теңдеулері белгісіз тұрақты β , $\psi = vss$ және δ_s үшін алгебралық теңдеулердің сызықтық біртекті емес жүйесін құрайды. Егер біртектес болып табылатын осы шамалардың бірі берілсе, қалған екеуі теңдеулер жүйесін шешу жолымен есептелуі мүмкін.

Мысалы, егер δ_s руль дөңгелегінің бұрышы тұрақты жылдамдық үшін берілген болса, онда автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышын есептеуге болады β және жортудың бұрыштық жылдамдығын ψ қатынасы рсс радиусын шығаруға мүмкіндік береді.

Бұл теңдеулерді пайдаланудың тағы бір мысалына тоқталсақ, берілген шеңбер үшін рсс және берілген жылдамдық v (ψ бұрыштық жылдамдығы $\psi = vss$ көмегімен есептелуі мүмкін, демек k_{Known} тең) автомобильдің сырғанау бұрышын және δ_s бұрылу бұрышын анықтауға болады.

12.2 Теңдеулерді шешу

Бұл бөлімде (12.9) және (12.10) теңдеулердің шешімдері алынған.

ψ' / v мәнін $1 / r_{ss}$ мәніне ауыстыра отырып, біз содан кейін өзімізді қызықтыратын айнымалыларды анықтаймыз, мысалы руль дөңгелегінің бұрылу бұрышы, δ_s , алдыңғы дөңгелектердің бұрышы, δ_1 , автокөліктің бүйірлік сырғу бұрышы, β немесе руль дөңгелегіндегі ауырлық күшінің g үдеуіне бөлінген центрге тартылу функциясы ретіндегі момент. Біз автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышын аламыз, β , біз (12.9) теңдеуді R_1 -ге көбейтіп, (12.10) теңдеуді шегереміз (екінші теңдеу (12.11) - орындары ауыстырылған теңдеу 11.47)):

$$\begin{aligned} \beta &= \frac{\ell_2}{\rho_{ss}} - \frac{m \ell_1 v^2}{c_{\alpha 2} \ell \rho_{ss}} \\ &= \frac{\ell_2}{\rho_{ss}} - \alpha_2. \end{aligned} \quad (12.11)$$

Егер біз оны артқы оське статикалық жүктеме арқылы жазсақ, $F_{z2} = mgR_1 / R$ (градиенттің ықпалынсыз, $p = 0$ немесе $\alpha_g = 0$), аламыз ($\beta_0 = R_2 / \rho_{ss}$):

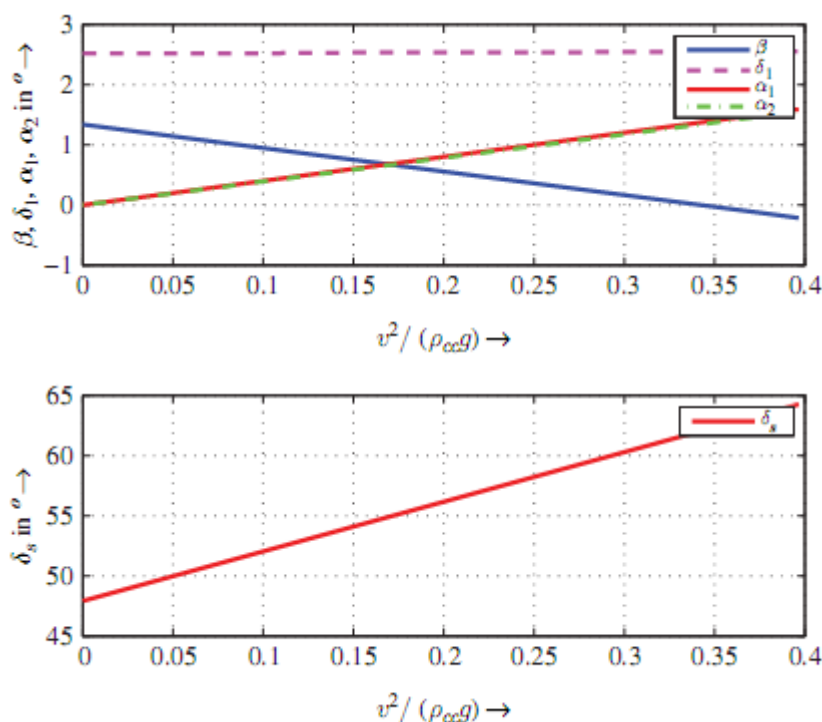
$$\beta = \beta_0 - \frac{F_{z2} v^2}{c_{\alpha 2} \rho_{ss} g}. \quad (12.12)$$

β_0 мәнін графикалық түрде түсіндіруге болады. Егер автомобиль тұрақты радиус шеңбері бойынша қозғалысты жалғастырса, рсс және өз жылдамдығын азайтса, онда автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышы β_0 мәніне жақ $\lim_{v \rightarrow 0} \beta = \beta_0$. (12.13)

Бұл дегеніміз, автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышы, β , өте аз жылдамдықпен жүргізу жылдамдығы үшін β_0 мәніне жақындайды, $v \ll V_2 / \rho_{ss}$ орталық жылдамдаудың ұлғаюымен автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышы β , автомобильдің жеткіліксіз немесе артық бұрылмағанына қарамастан (осы техникалық терминдердің түсініктемесі төменде қараңыз) орталық жылдамдаумен бірге сызықтық азаяды. 12.1 суреттің жоғарғы диаграммасында келесі автокөлік деректері үшін мынадай тенденция орын алған: $m = 1350$ кг, $R_1 = 2,05$ м, $R_2 = 2,35$ м, $p_s = 0,051$ м, $c_{\alpha 1} = 100$ кН / рад, $c_{\alpha 2} = 90$ кН / рад, $r_{ss} = 100$ м, $i_s = 19$, $k \sim = 10$ кН м / рад (Бұл жерде шүберіннің p_{ts} бойлық көлбеулігі үшін қолжетімді p_s тұрақты мәні шамамен алдыңғы дөңгелектер үшін шағын сырғанау бұрыштарында ғана қолданылады).

12. 1-мысал Бұл параметрлер үшін β_0 бұрышы келесіге тең

$$\beta_0 = 0.0235 \text{ rad} \approx 1.35^\circ. \quad (12.14)$$



12.1-сурет. Автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышы, β , руль дөңгелегінің бұрылу бұрышы, δ_s , шинаның сырғу бұрышы, α_1 , α_2 және алдыңғы дөңгелегінің бұрылу бұрышы, δ_1 , ауырлық күшінің әсерінен g үдеуге бөлінген центрге тарту функциясы ретінде.

Бұл бұрыш үшін автомобильдің бойлық осі қисық шегінен тыс бағытталған. Автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышы нөлге тең болатын жылдамдық және оның белгісі өзгереді, осылайша:

$$v = \sqrt{\frac{\ell_2 \ell c_{\alpha 2}}{\ell_1 m}} \approx 18.34 \text{ m/s} . \quad (12.15)$$

(12.11) теңдеуін β (12.9) теңдеуіне оя отырып, белгіленген бұрыш үшін бұрылу бұрышын аламыз, δ_s :

$$\begin{aligned} \delta_s &= \frac{i_s \ell}{\rho_{cc}} + m i_s \frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1}{c'_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}} \\ &= \delta_{s0} + \frac{i_s \ell}{\rho_{cc}} \frac{v^2}{v_{ch}^2} \\ &= \frac{i_s \ell}{\rho_{cc}} \left(1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2} \right) . \end{aligned} \quad (12.16)$$

Мұнда

$$v_{ch}^2 = \frac{c'_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell^2}{m(c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1)} \quad (12.17)$$

бұған тән жылдамдық және

$$\delta_{s0} = \lim_{v \rightarrow 0} \delta_s = \frac{i_s \ell}{\rho_{cc}} . \quad (12.18)$$

Автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышын (12.11) екінші линеаризацияланған дифференциалды теңдеуге (11.49) (ауа күші нөлге келтірілген: $F_{ay} = 0$), алдыңғы дөңгелектердің бұрышын аламыз:

$$\delta_1 = \frac{\ell}{\rho_{cc}} + m \frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c_{\alpha 1} \ell_1}{c_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}} . \quad (12.19)$$

Рульдегі айналу моменті линеаризацияланған қозғалыс теңдеуі (бұл уv-бағыттағы күштердің тепе-теңдігі)

$$m \frac{v^2}{\rho_{cc}} = F_{y1} + c_{\alpha 2} \left(-\beta + \ell_2 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \quad (12.20)$$

$$\beta = \frac{\ell_2}{\rho_{cc}} - \frac{m \ell_1}{c_{\alpha 2} \ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}} \quad (12.21)$$

онда автокөліктің бүйірлік сырғанау бұрышы үшін өрнек

(with / $v = 1 / \rho_{cc}$ және $R = R_1 + R_2$ кезінде) келесідей:

$$F_{y1} = \frac{m v^2 \ell_2}{\rho_{cc} \ell} . \quad (12.22)$$

Бұл өрнек руль дөңгелегінің айналу моменті үшін теңестіріледі, $M_s = F_{y1} n_c / (i_s V_s)$ (қараңыз (11.30) және (11.31)), және руль дөңгелегіндегі айналу моменті келесідей болады:

$$\begin{aligned} M_s &= \frac{m n_c \ell_2}{i_s V_s \ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}} \\ &= \frac{F_{z1} n_c}{i_s V_s} \frac{v^2}{\rho_{cc} g} . \end{aligned} \quad (12.23)$$

Руль дөңгелегінің бұрылу бұрышы, δ_s , шинаның сырғанау бұрышы α_1 , α_2 , автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышы және алдыңғы доңғалақтардың бұрышы, δ_1 , гравитациялық үдетуге бөлінген центрге түсіргіш үдетудің функциясы ретіндегі көрінісін 12.1-сурет графиктерінде көруге болады.

12.3 Геометриялық аспектілер

Бұл бөлімде кейбір геометриялық аспектілер мен шешімдердің интерпретациясы келтірілген.

Аккерман бұрылу бұрышы: Автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышы және руль дөңгелегінің бұрылу бұрышы үшін сипатталғандай, жылдамдықты азайту үшін біз алдыңғы доңғалақтың бұрышын енгіземіз (δ_{10}):

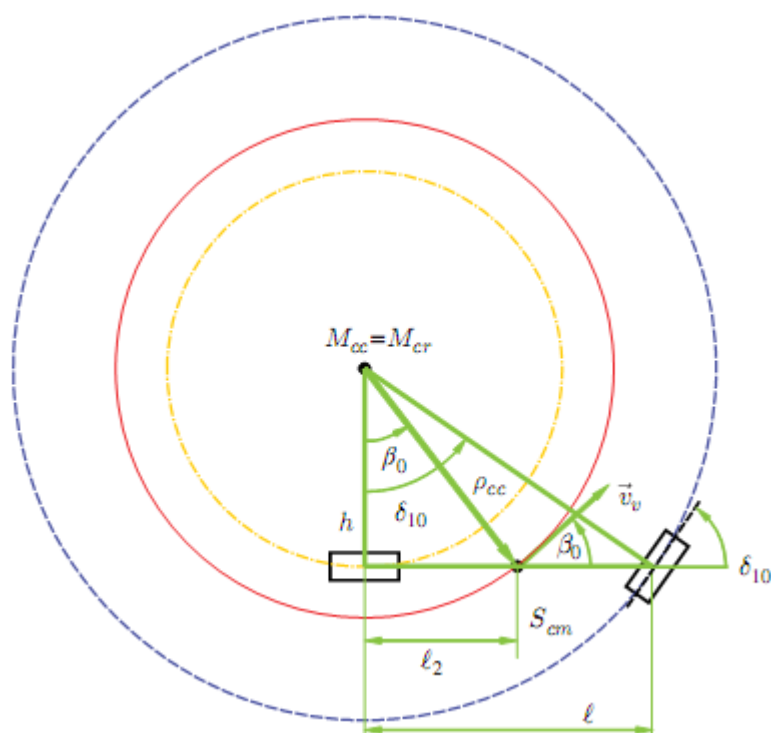
Біз осы бұрышты (δ_{10}) Аккерман бойынша рульдік басқару бұрышы немесе Аккерман бұрышы деп атаймыз.

Аккерман δ_{10} бұрышы және β_0 автокөлігінің бүйірлік сырғанау бұрышы геометриялық кескінді

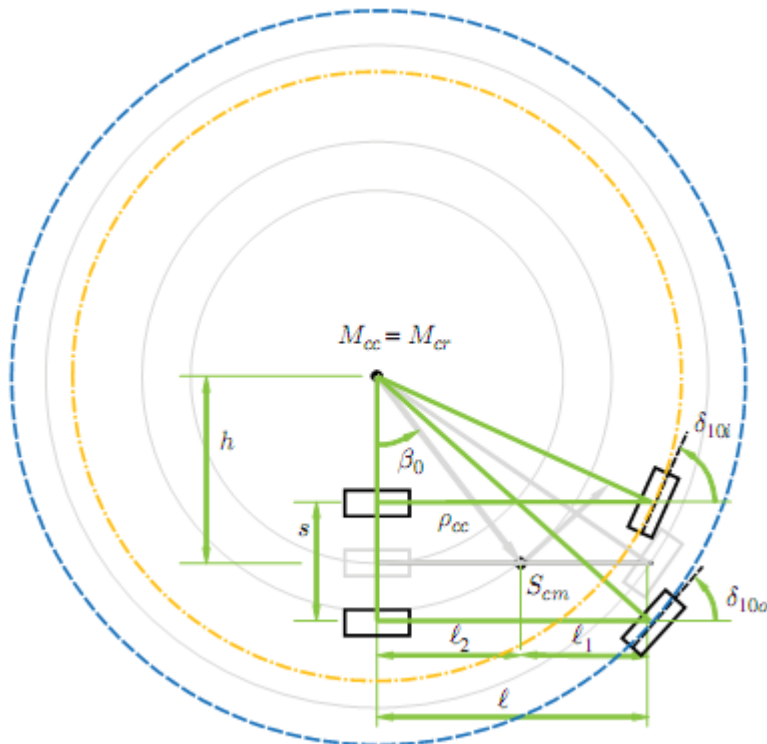
$$\delta_{10} = \lim_{v \rightarrow 0} \delta_1 = \frac{\ell}{\rho_{cc}}. \quad (12.24)$$

болуы мүмкін (12.2 суретті қараңыз). Қозғалыс жылдамдығын азайту шегі үшін F_{y1} және F_{y2} көлденең күштері алдыңғы және артқы осьтер үшін нөлге тең. Бұл көлденең күштер (шина сырғанауының шағын бұрыштары үшін) шинаның сырғанау бұрышына байланысты болғандықтан, бұл шинаның сырғанау бұрыштары алдыңғы және артқы дөңгелектерінде жоғалады дегенді білдіреді. Бұл, өз кезегінде, алдыңғы және артқы дөңгелектердің траекторияларының шеңберлері болып табылады, ал ρ_{ewx} бағыттары алдыңғы және артқы ось үшін тиісті шеңберге қатысты. 12.2-суретте артқы дөңгелегі сырғанайтын шеңбер ішкі шеңбер болып табылады, алдыңғы дөңгелектің шеңбері сыртқы шеңбер болып табылады, ал S_{cm} массалар орталығының нақты траекториясы орта шеңбер болып табылады. Қалың сызықтары бар үшбұрыштардағы бұрыштар олардың өзара перпендикулярлы түзу сызықтардың жұбын білдіретін фактіден шығарылады. Н биіктігі үшін біз келесіні аламыз

$$h = \sqrt{\rho_{cc}^2 - \ell_2^2} \approx \rho_{cc}, \quad (12.25)$$



12.2-сурет Аккерман бұрышын және жоғалып бара жатқан тангенстік жылдамдық үшін автомобильдің сырғанау бұрышын геометриялық интерпретациялау (бір жолдық модель үшін)



12.3-сурет Жоғалып бара жатқан тангенстік жылдамдыққа арналған Аккерман бұрышының геометриялық интерпретациясы (екіжолдық модель үшін)

барлық бұрыштары шағын болғандықтан, $\rho_{cc} \approx R$. $\sin \beta_0 = R_2 / \rho_{cc}$ және $\tan \delta_{10} = R / h \approx r / \rho_{cc}$ линеаризациясын аламыз $\beta_0 = R_2 / \rho_{cc}$ және $\delta_{10} = R / \rho_{cc}$; бұл қозғалыстың линеаризацияланған теңдеулерін пайдалана отырып жоғарыдағы қатынастар алынады.

Екі жолды модельге арналған геометрия 12.3-суретте көрсетілген. Бұл екі жолды модельде ішкі дөңгелектің бұрылу бұрышы δ_{10i} сыртқы дөңгелектің бұрышынан көп: $\delta_{10i} > \delta_{10o}$. Бұл жағдайда бойлық осьтер дөңгелектері қозғалатын шеңберге қатысты. Бұл бұрыштар 11.11-суретте көрсетілгендей, рульдік басқарудың трапециялық геометриясымен іске асырылуы мүмкін. Егер $\delta_{10i} < \delta_{10o}$ орындалса, ол антиаккерман басқаруы деп аталады. Рульдік басқарудың Анти-Аккерман жүйесі дөңгелектерге түсетін түрлі жүктемелерді (ішкі дөңгелектің қисығына қарағанда сыртқы дөңгелектің қисығында неғұрлым жоғары) және, демек, әртүрлі берілетін көлденең күштерді ескереді.

Бұрыштары δ_{10i} және δ_{10o} алынуы мүмкін сурет 12.3. Тікбұрышты үшбұрыштардан алатынымыз ($\tan \beta_0 = R_2 / h$):

$$\tan \delta_{10i} = \frac{2\ell \tan \beta_0}{2\ell_2 - s \tan \beta_0}, \quad (12.26)$$

$$\tan \delta_{10o} = \frac{2\ell \tan \beta_0}{2\ell_2 + s \tan \beta_0}. \quad (12.27)$$

$\lim v \rightarrow 0$ кезінде стационарлық бұрылу үшін ... қисықтық центрі мен лездік айналу центрі бір-біріне сәйкес келеді: $M_{cr} = M_{cc}$.



Синус заңын кішкентай сұр үшбұрышқа қолдана отырып, біз келесіні аламыз

$$\frac{\ell}{h} \beta = \frac{\ell_2}{\rho_{cc}} - \alpha_2 \cdot \sin(90^\circ - \beta) \quad (12.31)$$

Сондағы көретініміз:

- (12.29), алдыңғы дөңгелектің бұрылу бұрышы, δ_1 , шинаның сырғанау бұрыштары арасындағы $\alpha_1 - \alpha_2$ (12.31), автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышы β арасындағы артқы дөңгелектердің α_2 шинаның сырғанау бұрышына ғана байланысты.

12.1 Артық және жеткіліксіз бұрылу

Төменде айнымалылар егжей-тегжейлі қаралады. Бұрышынан бастайық (δ_s):

$$\delta_s = \frac{i_s \ell}{\rho_{cc}} + m i_s \frac{c_{a2} \ell_2 - c'_{a1} \ell_1}{c'_{a1} c_{a2} \ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}} \quad (12.32)$$

руль дөңгелегінің Δs бұрышының қозғалыс жылдамдығына тәуелділігі коэффициентпен анықталады

$$m i_s \frac{c_{a2} \ell_2 - c'_{a1} \ell_1}{c'_{a1} c_{a2} \ell} = \frac{i_s \ell}{v_{ch}^2} \quad (12.33)$$

V_2 шамасы сипаттамалық жылдамдық деп аталатын квадрат болып табылады. Оған тән жылдамдық, сондай-ақ таза жорамал болуы мүмкін болғандықтан, біз күрделі кезде оның мәнін түсіндіруге тиіс емеспіз; алайда абсолюттік маңызы бар (13-тарауды қараңыз).

Айта кететін жайт, v_2 теріс немесе оң бола алады (немесе нөл).

Бұрылу кемшілігі: Егер $v_2 > 0$ болса, бұл автомобиль жылдамдығын ұлғайту v (ρ_{cc} радиусты шеңберде) руль дөңгелегінің бұрылу бұрышын да ұлғайтуды талап етеді. Біз автомобильдің бұл әрекетін жеткіліксіз бұрылу деп атаймыз.

Жеткіліксіз бұрылатын автомобильдің әрекеті әдетте жақсырақ болады.

Бұрылудың артықтығы: Егер $v_2 < 0$ болса, бұл автомобиль жылдамдығын ұлғайту, v (ρ_{cc} радиусты шеңберде) руль дөңгелегінің бұрылу бұрышын азайтуды талап етеді. Біз оның бұл қасиетін артық бұрылу деп атаймыз.

Артық бұрылатын автомобильдер үшін $\delta_s = \delta_s(v_2 / \rho_{cc})$ функциясы $\delta_s = 0$ сызығын белгілі бір жылдамдықпен қиып өтеді; бұл қиылысу жылдамдығы v_{crit} критикалық жылдамдық деп аталады. $V > v_{crit}$ кезінде автомобиль бақылануы тиіс, сондықтан рульді оңға бұрған кезде солға бұрылуы тиіс.

Әдетте, автомобиль мынадай жағдайда жеткіліксіз бұрылады:

$$\frac{\partial(\delta_s - \delta_{s0})}{\partial(v^2 / \rho_{cc})} > 0 \quad (12.34)$$

12.5-сурет Бұрылу бұрышы, $\delta_s - \delta_{s0}$ және көлденең үдеу, $av_y = v^2 / \rho_{cc}$ арасындағы байланыс, Porsche 911 бірнеше модельдері үшін (Харпер және өзге авторлар, 2013)

және артық бұрылады егер мына жағдайға тап болса:

$$\frac{\partial(\delta_s - \delta_{s0})}{\partial(v^2 / \rho_{cc})} < 0 \quad (12.35)$$

Өзін-өзі басқару коэффициенті: келесі коэффициент

$$\frac{1}{i_s \ell} \frac{\partial(\delta_s - \delta_{s0})}{\partial(v^2 / \rho_{cc})} \quad (12.36)$$

көлік құралының өзін-өзі басқару коэффициенті деп аталады. Сол сияқты мүшесі

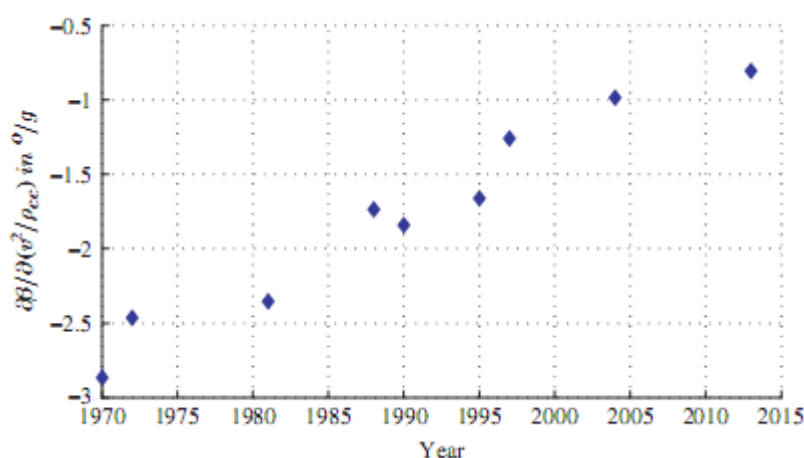
$$\partial(\delta_1 - \delta_{10}) / (\partial(v^2 / \rho_{cc})) \quad (12.37)$$

рульдік басқарудың қаттылығын ескерусіз өзін-өзі басқарудың жалпы коэффициенті болып табылады.

Мұнда қарастырылатын сызықтық модель үшін өзін-өзі басқару коэффициенті $1 / v^2$ тең. Сызықтық теория қолданылуы мүмкін, алайда, тек қана $v^2 / \rho_{cc} \approx 4 \text{ м} / \text{с}^2$ туралы центрден тепкіш үдеуге дейін. Өзін-өзі басқаратын әрекет автомобильдерді бағалауға арналған. Мақсаты-жеткіліксіз бұрылуды қамтамасыз ету.

Бір жолдық модельдің сызықтық жүрісі 12.1 суретте бейнеленген. Нақты автомобильдердің мінез-құлқы 12.5 суретте көрсетілгендей, осы мінсіз сызықтық функциядан ерекшеленеді. Сіз қисық сызықсыз трендті көре аласыз. Porsche 911 1970-1990 жылдардағы модельдер -бұл көлбеу иініректегі аспасы бар автомобильдер, қалған төртеуі 1995 жылдан 2013 жылға дейін көп сатылы аспаны қолданып келді (16-тарауды қараңыз).

Өзін-өзі басқару коэффициенті артық/жеткіліксіз бұрылу коэффициенті деп те аталады.



12.6-сурет Porsche 911 бірнеше моделіне арналған бүйірлік сырғанау градиенті (Харпер және өзге авт. 2013)

Жүргізу кезінде көлік әрекетін бағалаудың тағы бір критеріі –автомобильдің сырғанау бұрышы болып табылады. Бұл массалар центрі жылдамдығының бойлық ось бағытындағы қозғалысын

$$\beta = \frac{\ell_2}{\rho_{cc}} - \frac{m\ell_1}{c_{a2}\ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}}. \quad (12.38)$$

көрсетеді. Қатаң айтқанда, автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышын жүргізуші анықтауы тиіс, өйткені дәл осы бұрышты жүргізуші сақтайды. Жүргізуші жағдайындағы бұрыш массалар центрінде автомобильдің сырғанау бұрышынан сәл өзгеше болғандықтан, бағалау критеріі ретінде β -ті жиі таңдалады. Бүйір сырғу бұрышы шағын болуы тиіс және орталықтандыру үдеуі өзгерген кезде бүйір сырғу бұрышының градиенті

$$\frac{\partial\beta}{\partial(v^2/\rho_{cc})} = -\frac{m\ell_1}{c_{a2}\ell} \quad (12.39)$$

сондай-ақ шағын болуы керек. Бұл үлкен қатты бұрылу артқы дөңгелектері.

12.6 сурет. Porsche 911 модельдері үшін градиенттерді көрсетеді. Градиент жылдар бойы азайғанын көруге болады.

Одан әрі біз массалар центрінің жүру кезіндегі жүрісіне әсерін қарастырамыз. Біз сапалы көзқарасты ұстанамыз. Өлшеулер доңғалаққа F_z жүктемесінің ұлғаюы бұрылу қаттылығын, c_α , доңғалаққа түсетін жүктемеге пропорционалды түрде ұлғайтпайтынын көрсетеді. Дөңгелекті жүктемеге жауап ретінде бұрылудағы қаттылықты өзгерту шамамен сипаттауға болады

$$c_\alpha = \hat{c}_\alpha F_z - \hat{c}_{\alpha 2} F_z^2. \quad (12.40)$$

Квадраттық түзету мүшесі доңғалаққа түсетін жүктеме мен бұрылыстардағы қаттылық

арасындағы үйлесімсіз тәуелділікті көрсетеді. Алайда статикалық жүктемені алдыңғы осьтен артқы оське көшіру массалар орталығының қашықтығының артқы оське дейін азаюына (бұл R_2 азаюын білдіреді) және R_1 ұлғаюына әкеледі. Алайда α_1 бұрылысындағы қаттылық R_1 сияқты шамаға және керісінше α_2 және R_2 үшін ұлғаймайды. Бұл жеке

$$\frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c_{\alpha 1} \ell_1}{c_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell}, \quad (12.41)$$

алдыңғы дөңгелектердің бұрылу бұрышының формуласындағы белгіні анықтайтын

$$\delta_1 = \frac{\ell}{\rho_{\text{св}}} + \frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c_{\alpha 1} \ell_1}{c_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell} m \frac{v^2}{\rho_{\text{св}}}, \quad (12.42)$$

артқы мостқа түсетін жүктемені ұлғайтумен бірге азаяды немесе тіпті белгіні өзгертеді. Дөңгелекке түсетін жүктемелер үшін қарапайым теңдеулерді ескере отырып

$$F_{z1} = \frac{G}{\ell} \ell_2, \quad (12.43)$$

$$F_{z2} = \frac{G}{\ell} \ell_1 \quad (12.44)$$

келесіні алайық (12.40) қолданылады)

$$c_{\alpha 2} \ell_2 - c_{\alpha 1} \ell_1 = \tilde{c}_{\alpha} G^2 \frac{\ell_1 \ell_2}{\ell^2} (\ell_2 - \ell_1). \quad (12.45)$$

Алдыңғы және артқы осьтердің бірдей шиналары болған жағдайда, $c_{\alpha 2} \ell_2 - c_{\alpha 1} \ell_1 < 0$ артындағы үлкен жүк көтергіштігі бар автомобиль үшін, ал $c_{\alpha 2} \ell_2 - c_{\alpha 1} \ell_1 > 0$ үлкен жүк көтергіштігі бар автомобиль үшін қолданылады. Бұл дегеніміз, алдыңғы дөңгелектердің бұрылу бұрышы үлкен жүк көтергіштігі бар автомобиль үшін жылдамдықты арттырумен азаяды, ал оның шамасы алға жүретін автомобильде артады. Дегенмен, бұл міндетті емес, артқы жетекті автомобиль артық бұрылыс әрекетін көрсетеді, себебі автомобильдің тәртібі коэффициентке байланысты

Бұрылыстағы түзетілген қаттылық, c !, коэффициентке кіреді. Дегенмен, артқы жетекті автомобиль, әдетте, алдыңғы жетекке қарағанда, жеткіліксіз бұрылуға бейім. Автомобильге салмақ

$$\frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1}{c'_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell}, \quad (12.46)$$

түсірілгенде жүріс-тұрыстың қолайсыз өзгеруіне, яғни жеткіліксіз бұрылудан артық бұрылысқа көшуге әкелуі мүмкін. Әдетте, егер $\alpha_1 - \alpha_2 > 0$ болса, автокөліктің жеткіліксіз бұрылуына және егер $\alpha_1 - \alpha_2 < 0$ болса, артық бұрылуға сілтеме жасалған. Бұл анықтама алдыңғы дөңгелектердің бұрылу бұрышы үшін (12.29) теңдеуіне негізделген.

Жүргізуші руль дөңгелегін тікелей бұратындықтан, бірақ алдыңғы доңғалақтар жанама ғана әсер етеді, бұл анықтама маңызды емес. Дегенмен, бұл туралы деректерді әдебиеттен табуға болады.

$$\delta_1 = \frac{\ell}{\rho} + (\alpha_1 - \alpha_2). \quad (12.47)$$

Осы кітапта пайдаланылатын анықтама мен (12.47) теңдеуге негізделген ескі нұсқасының арасындағы айырмаға тоқталсақ, осы кітапта пайдаланылатын нұсқа k рульді басқару қаттылығын және и общий продольный наклон шкворня, n шүберіннің жалпы бойлық көлбеулігін ескереді.

Сұрақтар мен жаттығулар

Есте сақтау

1. Аккерман бұрышына анықтама беріңіз.
2. Қозғалыс жылдамдығын азайтудың шекті жағдайы үшін Аккерман бұрышы мен бүйірлік сырғанау бұрышын геометриялық тұрғыдан қалай түсіндіре аламыз?
3. Автомобильдің бүйілік сырғанау бұрышын, руль дөңгелегінің бұрылу бұрышын, алдыңғы дөңгелегінің бұрылу бұрышын және руль дөңгелегінің айналу моментін қалай өзгертуге болады?
4. Автомобиль қай жағдайларда жеткіліксіз бұрылады, ал қашан артық бұрылады деп есептеледі?
5. Алдыңғы дөңгелектердің бұрылу бұрышы мен центрден тепкіш күш арасындағы өзара байланыс белгісін қандай коэффициент анықтайды?

Түсіну

1. Сіз тұрақты жылдамдықпен қисық бойымен қозғаласыз, ал қисық радиусы аз болады. Руль дөңгелегінің бұрылу бұрышын қалай өзгертесіз?
2. Осыдан қандай қорытынды жасауға болады?
3. Өзін-өзі басқару коэффициентін анықтаңыз.
4. Жүргізу сипаттамаларының артық және жеткіліксіз бұрылу кезінде өзін-өзі басқару коэффициентінің белгілері қандай?
5. Өз бетінше басқару кезіндегі әрекетіне байланысты автомобильді жүктеу кезінде не болуы мүмкін?
6. Жолаушылар өз бетінше басқару кезіндегі жағдайға қандай әсер етуі мүмкін?
7. Алдыңғы оське, $c_1, 1 < 0$, немесе артқы оське, $c_2 < 0$ аэродинамикалық көтерілу коэффициентінің қандай теріс әсері өздігінен басқару кезіндегі мінез-құлыққа және автомобильдің бүйірлік сырғанау градиентіне әсер етуі мүмкін?

Қолдану

Келесі параметрлер: $R_1 = 2,1$ м, $R_2 = 2,2$ м, $r_{cc} = 100$ м, $i_s = 19$, $k = 10$ кН м/рад (рульдік басқарудың рейкалы жүйесі үшін), $m = 1350$ кг.

1. Біржолдық сызықтық модель үшін $\delta s / \partial (v^2 / r_{cc})$ өзін-өзі басқару коэффициентін анықтау үшін қандай параметр қажет?
2. Бейтарап рульдік басқару (басқаша айтқанда, өзін-өзі басқару коэффициенті нөлге тең болғанда: $\partial \delta s / \partial (v^2 / r_{cc}) = 0$)!

Талдау

σ_{a2r2} - с бейтарап рульді басқару үшін! Шүберіннің жалпы бойлық көлбеуі үшін рульдік басқару жүйесімен $R_1 = 0$:

Автомобильдің жеткіліксіз немесе артық бұрылуы кезінде бейтарап рульдік басқаруға қол жеткізу үшін шүберіннің жалпы бойлық көлбеуін өзгертуге бола ма?

1. Тежелу кезінде осьтің оңайлатылған жүктемелерін есептеу үшін (6.42) және (6.43) қараңыз:

$$F_{z1} = \frac{G}{\ell}(\ell_2 + Zh), \quad (12.49)$$

$$F_{z2} = \frac{G}{\ell}(\ell_1 - Zh). \quad (12.50)$$

Жүктемені теңдеуде оське қойып (12.40) аламыз (алдыңғы және артқы осьте бірдей шиналар):

$$c_{a2}\ell_2 - c_{a1}\ell_1 = -ZhG \left(\dot{\epsilon}_\alpha - \frac{4G\ell_1\ell_2}{\ell^2} \right) + \dot{\epsilon}_\alpha \frac{G^2(\ell_2 - \ell_1)}{\ell^2} (\ell_1\ell_2 - Z^2h^2). \quad (12.51)$$

Тежегішсіз автомобиль үшін $R_1 = R_2$ бұл $\sigma_{a1} = \sigma_{a2}$, демек

$$c_{a2}\ell_2 - c'_{a1}\ell_1 > 0. \quad (12.52)$$

Бұл $R_1 = R_2$ бар тежегіш автомобиль үшін Z және k кез келген мәндеріне сәйкес пе?

13

Динамикалық әрекет

Осы тарауда біз автомобильдің динамикалық әрекетін қарастырамыз. 13.1-бөлімде біз тұрақты қозғалыс жағдайында орнықтылықты ұсынуға көшеміз. 13.2-бөлімде біз руль дөңгелегінің бұрылу бұрышының белгілі бір өзгеруі жағдайында автомобильді басқаруды қарастырамыз. Осыдан соң аэродинамикалық бүйірлік күштер 13.3¹-бөлімде талқыланатын боламыз.

13.1 Орнықты жүргізу жағдайларындағы тұрақтылық

Қозғалыстың тұрақты жағдайлары деп біз тұрақты бұрылыстарды ($\dot{v} = 0$, $\beta = 0$, $\psi = 0$, $\delta_s = 0$) және түзу бойынша тұрақты қозғалысты ($\beta = 0$ және $\psi = 0$ қосымша орындалады) түсінеміз. Төменде біз V индексін түсіреміз, сондықтан $V = vv$ және т. б. Тұрақты бұрылыс пен тұрақты тік қозғалыс арасындағы айырмашылықтар келесі пайымдаулар үшін маңызды емес; екі қозғалыс түрі арасындағы айырмашылық, әрине, тұрақты бұрылыс үшін, ал түзу бойынша қозғалыс үшін шексіз.

Осы тұрақты жүргізу шарттарының тұрақтылығын бағалау үшін сызықтық қозғалыс теңдеулерін (11.49) және (11.50) ауа күштерінсіз келтіреміз:

$$mv\dot{\beta} + (c'_{a1} + c_{a2})\beta + (mv^2 - (c_{a2}\ell_2 - c'_{a1}\ell_1))\frac{\dot{\psi}}{v} = c'_{a1}\frac{\delta_s}{i_s}, \quad (13.1)$$

$$J_z\ddot{\psi} + (c'_{a1}\ell_1^2 + c_{a2}\ell_2^2)\frac{\dot{\psi}}{v} - (c_{a2}\ell_2 - c'_{a1}\ell_1)\beta = c'_{a1}\ell_1\frac{\delta_s}{i_s}. \quad (13.2)$$

Тұрақты шешімнің орнықтылығын бағалау үшін, β және ψ теңдеуде (13.1) және (13.2), келесі әдісті пайдалана отырып, алатынымыз:

$$\beta = \beta_{\text{stat}} + \hat{\beta}e^{\lambda_e t}, \quad (13.3)$$

$$\dot{\psi} = \dot{\psi}_{\text{stat}} + \hat{\psi}e^{\lambda_e t}. \quad (13.4)$$

¹Формулалар Мичке және Валленовицтің монографиясынан (2004ж) алынған.

Тұрақты шешім үшін бұрылу бұрышы $\delta_s = \delta_{s\text{stat}}$ тұрақты болып табылады. λ_e меншікті мәндері стационарлық шешім тұрақты немесе тұрақсыз болып табылатындығын көрсетеді: $\text{Re}(\lambda_e) < 0$ тұрақты шешімді білдіреді, ал $\text{Re}(\lambda_e) > 0$ тұрақсыз шешімді білдіреді. $\text{Re}(\lambda_e) = 0$ жағдайы centre2 деп аталады.

(13.3) және (13.4) теңдеу арқылы β және ψ в (13.1) және (13.2) теңдеу жүйесін аламыз, β және ψ үшін екі сызықтық теңдеу жүйесін аламыз:

S коэффициенттерінің матрицасын ескере отырып, λ_e меншікті мәндерін анықтаушы нөлге тең болатын жағдайды анықтау үшін келесі теңдеуді аламыз,

$$\underbrace{\begin{pmatrix} mv\lambda_e + (c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2}) \frac{mv^2 - (c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1)}{v} \\ -(c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1) \quad J_z\lambda_e + \frac{c'_{\alpha 1}\ell_1^2 + c_{\alpha 2}\ell_2^2}{v} \end{pmatrix}}_{=\underline{S}} \begin{pmatrix} \hat{\beta} \\ \hat{\psi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (13.5)$$

$$\begin{aligned} 0 &= \det(\underline{S}) \\ &= \lambda_e^2 + 2\sigma_f\lambda_e + \nu_f^2 = 0, \end{aligned} \quad (13.6)$$

онда,

$$2\sigma_f = \frac{m(c'_{\alpha 1}\ell_1^2 + c_{\alpha 2}\ell_2^2) + J_z(c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2})}{J_zmv}, \quad (13.7)$$

$$\nu_f^2 = \frac{c'_{\alpha 1}c_{\alpha 2}\ell^2 + mv^2(c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1)}{J_zmv^2}. \quad (13.8)$$

Шешімнің заттай бөліктері λ_e квадрат теңдеуі нөлден аз болғанда, σ_f және σ_2 нөлден көп болғанда:

$$\operatorname{Re}(\lambda_{e\ i}) < 0 (i = 1, 2) \iff \sigma_f > 0 \text{ and } \nu_f^2 > 0. \quad (13.9)$$

Меншікті мәндер

$$\lambda_{e\ 1,2} = -\sigma_f \pm \sqrt{\sigma_f^2 - \nu_f^2}. \quad (13.10)$$

Σf үшін мәнде барлық константтар нөлден көп; демек, $\sigma_f > 0$. ν_f^2 үшін арналған өрнекті можно сипаттамалық жылдамдық квадраты көмегімен алуға болады, ν_f^2 :

$$\nu_f^2 = \frac{c'_{\alpha 1}c_{\alpha 2}\ell^2}{J_zmv^2} \left(1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2} \right). \quad (13.11)$$

² Біз мұнда егжей-тегжейлі берілгіміз келмейді; динамикалық жүйелер туралы қосымша ақпарат алу үшін біз Ферхульст, 2006. $\operatorname{Re}(\lambda_e) = 0$ болғанда, қарапайым қорытындылар линеаризацияланған теңдеулермен мүмкін емес.

Сипаттамалық жылдамдықтың белгісі

$$v_{ch}^2 = \frac{c'_{\alpha 1}c_{\alpha 2}\ell^2}{m(c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1)} \quad (13.12)$$

жеткіліксіз немесе артық бұрылу үшін шешуші мәнге ие:

$$\delta_s = \delta_{s0} \left(1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2} \right). \quad (13.13)$$

Мұнда δ_s -руль дөңгелегінің бұрылу бұрышы, ал $\delta_{s0} = -R$. Егер $v^2 > 0$ болса, онда автомобильдегі рссс жеткіліксіз бұрылуды көрсетеді, ол жылдамдыққа тәуелді болмайды:

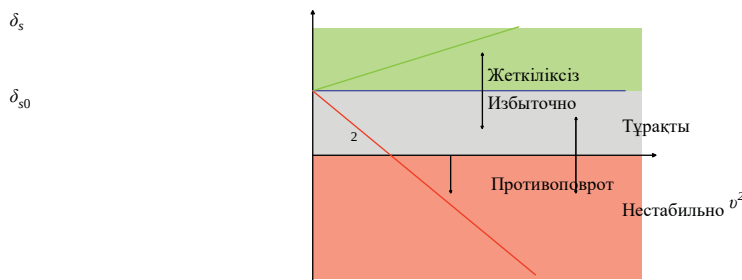
$$\nu_f^2 > 0 \text{ for } v_{ch}^2 > 0. \quad (13.14)$$

Сондықтан жеткілікті бұрылатын автокөліктер үнемі тұрақты. Артық бұрылатын автомобильдер үшін $v^2 < 0$ деп саналады. Келесі қолданылады ($v^2 = -v^2$):

$$\nu_f^2 > 0 \text{ for: } \nu_{ch}^2 < 0 \text{ and } v^2 < \nu_{crit}^2, \quad (13.15)$$

$$\nu_f^2 < 0 \text{ for: } \nu_{ch}^2 < 0 \text{ and } v^2 > \nu_{crit}^2, \quad (13.16)$$

Бұл нені білдіреді, егер артық бұрылысты автомобиль жылдамдығы өте жоғары болса, $V > \nu_{crit}$, автомобиль тұрақсыз болады. 13.1-суретте жеткіліксіз бұрылатын автомобиль (оң бұрылысты сызық) және артық бұрылысты автомобиль (теріс бұрылысты сызық) үшін бұрылу бұрыштары көрсетілген. Әдетте, автомобильдің әрекеті оң бұрылу бұрыштары үшін тұрақты (сол шеңберде). Дегенмен, артық бұрылысты автомобиль сыни жылдамдықтан асып кетсе, әрекеті тұрақсыз болады. Критикалық жылдамдық артқан кезде руль дөңгелегінің бұрылу бұрышы өзгереді; жүргізуші одан кейін кері жаққа бұрылуы тиіс.



13.1-сурет Тұрақты айналымалы қозғалыс орнықтылығы

Орнықтылықтың таза пайымдауларынан басқа, бәсеңдеу тәртібі динамикалық әрекетті, сондай-ақ бәсеңдейтін тербелістердің жиілігін бағалауда да рөл атқарады. Бәсеңдеу тәртібі бәсеңдеу коэффициентімен анықталады

$$\frac{\sigma_f}{D_f} = \frac{1}{v} \quad (13.17)$$

және динамикалық әрекет өшетін жүйенің табиғи бұрыштық жиілігімен анықталады

Алайда, "меншікті бұрыштық жиілік" термині $D_f < 1$ үшін ғана мағынасы бар, өйткені $D_f > 1$ өшу

$$\nu_{fd} = \nu_f \sqrt{1 - D_f^2}. \quad (13.18)$$

мінез-құлқы апериодикалық болып табылады, содан кейін ν_{fd} жиілік ретінде бұдан былай аталуы мүмкін емес. Артық бұрылысты автомобильдер үшін әлсіреу коэффициенті 1 белгілі бір жылдамдықтан жоғары, және автомобильдің мінез-құлқы содан кейін апериодикалық болып табылады. Әзірге $\nu^2 > 0$, байқалады өшіру қалыптан стационарлық жағдайы. Алайда, егер $\nu^2 < 0$ болса (бұл $\nu > \nu_{crit}$ үшін дұрыс), бір меншікті мәнінің нақты бөлігі λ_{ei} оң, ал наразылықтар экспоненциалды түрде өседі: жүргізу тәртібі тұрақсыз. Бұрылуы жеткіліксіз автомобильдерде $N_1 > 0$ белгісі өзгермейді. λ_{ei} -дің өз мәндері әрқашан теріс заттай бөлігі болады. Алайда, ұйытқуы жеткіліксіз автомобиль жағдайында апериодикалық түрде жоғалуы мүмкін.

13.2 Рульмен басқару

13.1-бөлім белгіленген жүргізу шарттарының тұрақтылығын зерттейді. Рульдің бұрылу бұрышы тұрақты деп саналды. Келесі бөлімде біз автомобильдің рульдің сатылы берілісіне реакциясын қарастырамыз, яғни нөлдік мәннен δ_{stat} тұрақты мәніне дейін руль дөңгелегінің бұрылу бұрышының үзік өзгеруін қарастырамыз. Бұл қадамдық функция сондай-ақ автомобильді сынау кезінде қолданылады (мысалы, ISO 7401 сәйкес сатылы жүйенің бұрылу бұрышы: $v = 80$ км / сағ; $\nu^2 / \rho_{sc} = 4$ м / с; $\delta_s / t > 200$ / с, мұндағы қадамның бұрылу бұрышы экспериментте тек сызықтық өзгерту функциясымен аппроксимацияланған болуы мүмкін. Рульдің сатылы беріліс бұрышын тек уақыт функциясы ретінде анықтау үшін руль дөңгелегінің бұрыштық жылдамдығы талап етіледі, $\delta / t > 200$ к.° / с, бірақ руль дөңгелегінің көлбеу бұрышы көрсетілмейді, δ_s . Δs бұрышы $\nu^2 / \rho_{sc} = 4$ м /

c2 көлденең үдеуге қол жеткізу үшін таңдалуы тиіс. Жылдамдық пен көлденең жеделдету берілгендіктен, қадамдық рульден кейін автомобиль радиусы бар шеңбер бойынша қозғалуы тиіс

Лапласты түрлендіру дифференциалдық теңдеулердің сызықты жүйелерінің гармониялық емес қозуларға реакциясын зерттеу үшін пайдалы құрал болып табылады. Лаплас түрлендіруі, $F(s)$, $F(t)$ функциясы ($F(t) = 0$ кезінде $t < 0$) көмегімен алынады (s жол емес, Лаплас түрлендіру кешенді аргументі):

$$f(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} f(t) dt. \quad (13.20)$$

F -дан алынатын уақыт туындысын Лаплас бойынша түрлендіретін болсақ

$$s\hat{f}(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} \dot{f}(t) dt. \quad (13.21)$$

Кері түрлендіру мынадай формула бойынша жүзеге асырылады:

$$f(t) = \frac{1}{2\pi j} \oint \hat{f}(s) e^{st} ds. \quad (13.22)$$

Сызықты интеграл, $\oint$, функцияның барлық полюстері $\hat{f}(s)$ тұйық интегралдау қисығында жататындай таңдалуы тиіс. Қарапайым функциялар үшін кері түрлендірулерді көрсетуге болады:

$$\frac{1}{2\pi j} \oint \frac{1}{s+a} e^{st} ds = e^{-at}, \quad (13.23)$$

$$\frac{1}{2\pi j} \oint \frac{1}{(s+a)^k} e^{st} ds = \frac{1}{(k-1)!} t^{k-1} e^{-at}, \quad (13.24)$$

$$\frac{1}{2\pi j} \oint \frac{1}{s^k} e^{st} ds = \frac{1}{(k-1)!} t^{k-1} \text{ for } k \geq 2. \quad (13.25)$$

Δs_{stat} мәніне рульді беру бұрышын Лаплас бойынша түрлендіру

$$\hat{\delta}_s(s) = \frac{\delta_{s \text{ stat}}}{s}. \quad (13.26)$$

δ Бұдан әрі біз кәдімгі дифференциал теңдеулердің (13.1 және 13.2) сызықтық жүйесінен бастап, екі дифференциал теңдеуді δs бұрылу бұрышына арналған сатылы функцияны пайдалана отырып, түрлендіретін боламыз, сонда алғанымыз:

$$(mvs + (c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2}))\hat{\beta}(s) + (mv^2 - (c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1))\frac{\hat{\psi}(s)}{v} = c'_{\alpha 1}\frac{\delta_{s \text{ stat}}}{i_s s}, \quad (13.27)$$

$$-(c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1)\hat{\beta}(s) + (vJ_z s + (c'_{\alpha 1}\ell_1^2 + c_{\alpha 2}\ell_2^2))\frac{\hat{\psi}(s)}{v} = c'_{\alpha 1}\ell_1\frac{\delta_{s \text{ stat}}}{i_s s}. \quad (13.28)$$

Бұл жерде біз Лапластың өзгерісін енгіздік. Екі теңдеу β - $\beta(s)$ және ψ $\psi(s)$ үшін теңдеулердің алгебралық жүйесін құрайды. Ары қарай біз δs_{stat} сатысының бұрылу бұрышының өлшемі деп аталатын шешіммен шектейміз:

$$\frac{\hat{\psi}(s)}{\delta_{s \text{ stat}}} = \frac{1}{i_s \ell} \frac{v}{1 + v^2/v_{ch}^2} \frac{1 + T_{z1}s}{1 + \frac{2\sigma_f}{v_f^2}s + \frac{1}{v_f^2}s^2} \frac{1}{s}, \quad (13.29)$$

онда

$$T_{z1} = mv\ell_1/(c_{\alpha 2}\ell) . \quad (13.30)$$

Рационалды функция келесі қарапайым түрде берілуі мүмкін:

$$\frac{A}{s} + \frac{B}{s-s_1} + \frac{C}{s-s_2} . \quad (13.31)$$

s_1 және s_2 полюстары ($s^2+2\sigma_f s+\nu_f^2$) полиномның нөлдік алымдары болып табылады:

$$s_{1,2} = -\sigma_f \pm \sqrt{\sigma_f^2 - \nu_f^2} . \quad (13.32)$$

Бөлшектің ішінара ыдырауы арқылы оңайлатылған көріністің арқасында кері түрлендіру төмендегі формуламен оңай орындалуы мүмкін:

$$\frac{\dot{\psi}(t)}{\delta_{s \text{ stat}}} = \frac{1}{i_s \ell} \frac{v}{1+v^2/v_{ch}^2} \left(1 + \frac{s_1+2\sigma_f-T_{z1}\nu_f^2}{-s_1+s_2} e^{s_1 t} + \frac{-s_2-2\sigma_f+T_{z1}\nu_f^2}{-s_1+s_2} e^{s_2 t} \right) . \quad (13.33)$$

Қадамдық басқаруға жауап беру функциясында 13.1-бөлімдегі математикалық өрнектер кездеседі. s_1 және s_2 полюсі орнықтылықты зерттеудің λ_1 және λ_2 меншікті мәндеріне тең. $T=0$ үшін келесі мәндерді аламыз:

$$\dot{\psi}(0) = 0 , \quad (13.34)$$

$$\frac{\ddot{\psi}(0)}{\delta_{s \text{ stat}}} = \frac{c'_{\alpha 1}\ell_1}{J_z i_s} . \quad (13.35)$$

Біз үш жағдайды қарастырамыз (әрқашан $\sigma_f > 0$ қолданылады):

1. Мысал: $\nu_f^2 > 0$ and $\sigma_f^2 - \nu_f^2 > 0$

Бұл автомобиль орнықтылықты зерттеуге сәйкес тұрақты болып табылады және меншікті мәндер λ_1 және λ_2 орнықтылықты көрсетеді, сондай-ақ s_1 және s_2 полюстері таза жарамды және нөлден кем болып табылады. Басқа сөзбен айтқанда, ψ жортудың бұрыштық жылдамдығы $\delta_{s \text{ stat}}$ сатысының бұрылу бұрышының өлшеміне қатысты асимптотикалық тұрақты мәнге жақындайды

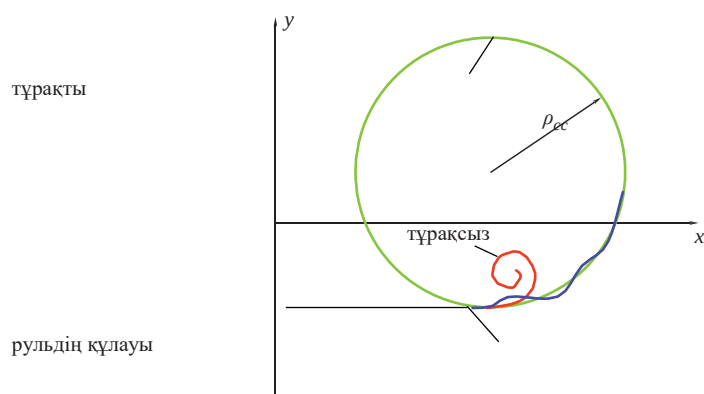
Мұндай әрекет шамадан тыс бұрылатын автомобильдерде және жеткіліксіз бұрылатын автомобильдерде сыни жылдамдықтан төмен болуы мүмкін.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{\psi}{\delta_{s \text{ stat}}} = \frac{1}{i_s \ell} \frac{v}{1+v^2/v_{ch}^2} . \quad (13.36)$$

2. Мысал:

$$\nu_f^2 > 0 \text{ and } \sigma_f^2 - \nu_f^2 < 0$$

Бұл автокөлік тұрақты; ол тұрақты жағдайға жақындайды. Мұндай әрекет артық бұрылатын автомобильдерде және жеткіліксіз бұрылатын автомобильдерде сыни жылдамдықтан төмен болуы мүмкін.



13.2 -сурет Көлік жүргізу кезінде әрекеті тұрақты және тұрақсыз траектория сызықтары (схема түрінде)

3. Мысал: $v^2 < 0$

Бұл $\sigma_2 - \sigma_2 > 0$ және s_1 оң болуына әкеледі. Автомобиль тұрақты емес және рульдің жағдайына әсер етеді.

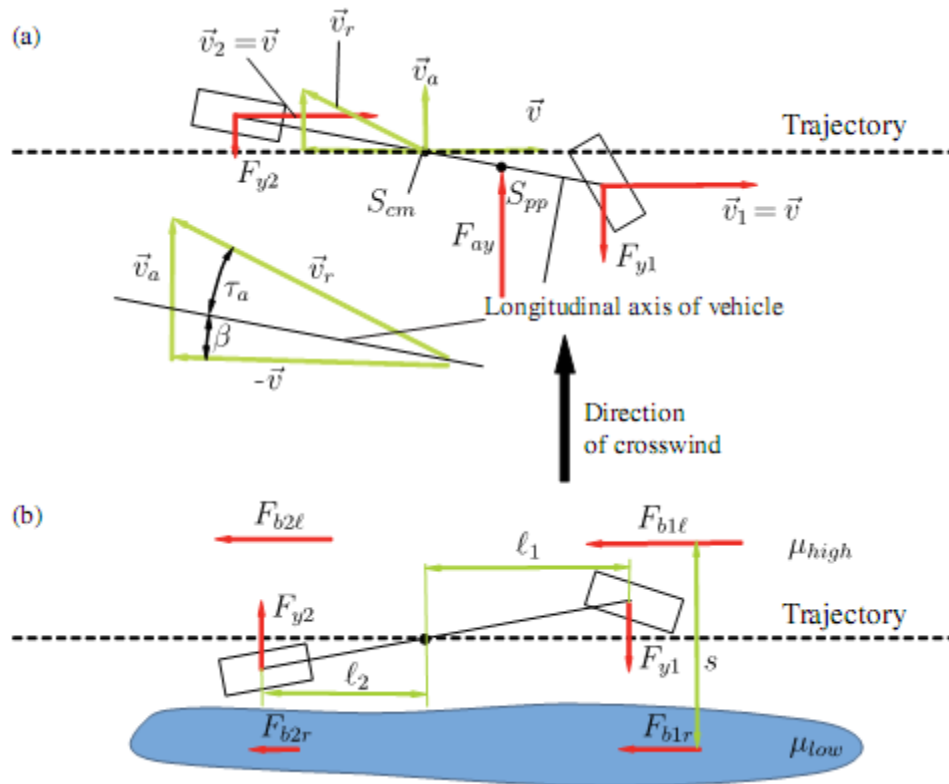
13.2 сурет бұл мысалдың көрінісін береді. Алдымен көлік тіке жүреді. $T = 0$ кезінде руль дөңгелегі күрт бұрылады. 1 және 2 жағдайларына сәйкес келетін автомобильдер тұрақты айналма жолмен қозғалады. 3 жағдайын қанағаттандыратын автомобильдер тұрақсыздықты көрсетеді: қисық радиусы азайған трассада жортудың бұрыштық жылдамдығы экспоненциалды ұлғаяды.

Біз тұрақты өңдеу және қадамдық басқаруға реакция тығыз байланысты екенін көреміз.

13.3. Бүйірден соғатын жел

Автомобильдің бойлық бағыттағы кедергінің аэродинамикалық күштеріне қосымша бүйірлік бағыттағы бүйірлік желдің салдарынан ауа күштері әсерін тигізеді. Жиі бүйірлік жел аварияны тудыруы үшін динамикалық әрекетке жеткілікті күшті әсер етпейді, бірақ жүргізушіге бүйірлік желге қарсы әрекет ету керек, бұл бүйірлік желге қатысты автомобиль реакциясы жайлылық аспектісі болып табылады: жүргізуші бүйірлік жел кезінде басқаруы керек, әсіресе бұл жағдайда автомобиль ыңғайлы болады. Одан әрі автомобиль түзу сызықпен қозғалуы үшін бүйірлік желдің орнын толтыру үшін қажетті руль дөңгелегінің бұрылу бұрышы анықталады. Бүйірлік желдегі ауа күштері S_{cm} массасының ортасынан f_{pp} ығысқан S_{pp} қысым орталығына әсер етеді. 13.3-суретте S_{pp} алға ығысқан⁴.

⁴ 13.3-суретте қарама-қайшылықтар әрекет ететін екі жағдай көрсетілген: бүйірлік және бөлек μ -тежеу. Бүйірлік желдің жағдайында автомобильге бүйірлік күш әсер етеді, бөлу жағдайында автомобильге бүйірлік күш әсер етпейді.



13.3-сурет Контрбасқару: а) бір жолдық модель бойынша бүйірлік жел кезіндегі жылдамдық; (б) жиілік бойынша бөле отырып тежеу (Мичка және Валленовиц, 2004, өзгертіліп алынды)

Біз стационарлық тік сызықты қозғалысты қарастырамыз. Бұл жағдайда

$$(13.37) \quad \ddot{\psi} = 0, \dot{\psi} = 0, \dot{\beta} = 0.$$

Бүйірлік желдің нәтижесінде көліктің бүйірлік сырғанауының тұрақты бұрышы түзу қозғалыс кезінде тұрақты қалуы мүмкін. Бұл орныққан мәндерді болжамдап, бүйірлік желдің мүшесін қарастыра отырып⁵

$$F_{ay} = c_y A \frac{\rho_a}{2} v_r^2 \quad (13.38)$$

(13.1) және (13.2) теңдеулерінен келесіні аламыз

$$(c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2}) \beta = c'_{\alpha 1} \frac{\delta_s}{i_s} + c_y A \frac{\rho_a}{2} v_r^2, \quad (13.39)$$

$$-(c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1) \beta = c'_{\alpha 1} \ell_1 \frac{\delta_s}{i_s} + c_y A \frac{\rho_a}{2} v_r^2 \ell_{pp}. \quad (13.40)$$

Ауа коэффициенті C_Y құлау бұрышына байланысты (τ_a). Аздаған құлау бұрышы үшін ($\tau < 20^\circ$) c ауа коэффициенті сызықтық функциямен жеткілікті дәлдікпен аппроксимациялануы мүмкін

5. Біз бұл жерде біржолдық модель үшін қозғалыс теңдеуін пайдаланамыз. МакАдам 1989 стационарлық сызықтық қозғалысты нақты және неғұрлым жеңіл қарау үшін сәттердің тепе-теңдігін пайдаланатын неғұрлым қарапайым тәсілді қабылдайды.

сызықтық функцияның көрінісі:

$$c_y \approx c_{y1} \tau_a, \quad (13.41)$$

сондықтан:

$$\begin{aligned} F_{ay} &\approx c_{y1} \tau_a A \frac{\rho_a}{2} v_r^2 \\ &\approx k_y v_r^2 \tau_a, \end{aligned} \quad (13.42)$$

мұндағы $k_y = c_{y1} a / 2$ - ауаның линеаризацияланған коэффициенті. Мұнда қарастырылған ерекше жағдай үшін (желдің бағыты, SCM масса орталығының қозғалыс бағытына перпендикуляр) біз келесіні аламыз (τ_a және β кем бұрышы жағдайында)

$$v_r \sin(\tau_a + \beta) = v_a, \quad (13.43)$$

$$v_r \cos(\tau_a + \beta) = v \quad (13.44)$$

келесі теңдеулер (13.44) теңдеуден алынады) $VR = v$):

$$\tau_a = -\beta + \frac{v_a}{v}, \quad (13.45)$$

$$v_r^2 \tau_a = -v^2 \beta + v v_a. \quad (13.46)$$

Жалпы алғанда, v_a , жел жылдамдығына қатысты руль дөңгелегін бұрудың орнықты бұрышы

$$\frac{\delta_{s \text{ stat}}}{v_a} = -\frac{i_s k_y v}{c'_{\alpha 1}} \frac{c_{\alpha 2}(\ell_2 + \ell_{pp}) - c'_{\alpha 1}(\ell_1 - \ell_{pp})}{c_{\alpha 2} \ell + k_y(\ell_1 - \ell_{pp}) v^2}. \quad (13.47)$$

Руль дөңгелегінің бұрылуының тұрақты бұрышы жағдайында жел жылдамдығы v_a , автомобиль жылдамдығы v және линеаризацияланған ауа коэффициенті k_y тең. Әдетте, ол алдыңғы осьте шина қаттылығының ұлғаюына және рульдік басқарудың қаттылығына қарай азаяды. $\Delta s_{\text{stat}} = 0$ мәні келесідей болуы да мүмкін:

$$c_{\alpha 2}(\ell_2 + \ell_{pp}) - c'_{\alpha 1}(\ell_1 - \ell_{pp}) = 0. \quad (13.48)$$

Бұл баламалы

$$\ell_{pp} = \frac{c'_{\alpha 1} \ell_1 - c_{\alpha 2} \ell_2}{c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2}}. \quad (13.49)$$

Жеткіліксіз бұрылатын автомобиль үшін бұл

$$c'_{\alpha 1} \ell_1 - c_{\alpha 2} \ell_2 < 0. \quad (13.50)$$

Бұл дегеніміз, қысым орталығы масса ортасында тұрған кезде жеткіліксіз бұрылатын автомобильде қарсы әрекет етудің қажеті жоқ, сондықтан $f_{pp} < 0$, ал f_{pp} мәні (13.49). Қысым нүктесі жиі ауырлық орталығының алдында тұрады, сондықтан қарсы тұру қажет. Алдыңғы жетекті автомобильдерде массалық центрі, S_{cm} , әдетте автомобиль алдында көп, яғни қысым центрі маңында көп, S_{pp} , сондықтан мұндай автомобильдер артқы жетекті автомобильдерге қарағанда бүйірлік желге жиі бейім емес.

13.4.

Сұрақтар мен жаттығулар

Есте сақтау

1. Жетімсіз және артық бұрылысты автомобиль үшін жылдамдық квадратына қатысты руль дөңгелегінің бұрылу бұрышы қалай әрекет етеді?
2. Тұрақты бұрылыстарда тұрақты әрекет туралы ақпарат алу үшін қандай теңдеулер қажет?
3. Тұрақты айналмалы қозғалыстың тұрақты тәртібі туралы ақпарат алу үшін қандай тәсілдер қолданылады?
4. Қандай көлік жүргізу тәртібі тұрақсыздыққа әкелуі мүмкін?
5. Бүйірлік желде қандай параметрлер негізгі рөл атқарады?

Түсіну

1. Тұрақты бұрылыста тұрақтылық қалай болжанады? Рәсімін түсіндіріңіз.
2. Автомобиль рульді біртіндеп беруге қатысты қалай әрекет ете алады?
3. Бүйірлік жел артық және жеткіліксіз бұрылысты автомобильдің қозғалысын қалай өзгертеді?
4. FPP, α_1 , α_2 , f_1 , f_2 трендтерін δs_{stat} -та түсіндіріңіз, мысалы, FPP ұлғаюы δs_{stat} ұлғаюына/азаюына әкеледі!

Қолдану

Келесі параметрлер бірілген: $\alpha_1 = 50$ кН/рад, $\alpha_2 = 60$ кН/рад, $f_1 = 2,1$ м, $f_2 = 2,2$ м, $\rho_{ss} = 100$ м, $i_s = 19$, $\sim = 10$ кНм/рад (рейкалы рульдік басқаруға арналған), $m = 1350$ кг, $J_z = 3000$ кг м², $v = 30$ м / с, $n_c = 0,04$ м.

1. Және σ_2 есептеңіз.
2. Бәсеңдемейтін жүйенің бұрыштық жиілігін есептеңіз.
3. Өте жоғары жылдамдық кезінде жеткіліксіз бұрылысты автомобиль үшін v_f бағалаңыз (теңдеудің шектеуші әрекеттерін қараңыз).

14

Доңғалаққа жүктеме берудің әсері

Бір жолдық модельде масса центрі жүріс бөлігінің деңгейінде болады деп болжамданады. Нәтижесінде бұрылыстардан өту кезінде (сондай-ақ үдеу немесе тежеу кезінде) доңғалақтарға түсетін жүктемелерде ешқандай өзгерістер болмайды. Осы тарауда біз масса центрі жолдың үстінде h_{cm} маңызы бар автомобиль бұрылысына жүгінеміз. Бұл екі жолдық модель доңғалаққа жүктемені өзгерту және олардың динамикаға әсері туралы қорытынды жасауға мүмкіндік береді. 14.1-бөлімде біз центрге тартылу жылдамдығының салдарынан дөңгелектің жүктемесін оңайлатылған түрде өзгертуді қарастырамыз. 14.2-бөлімде біз дөңгелектің жүктемесінің өзгеруін толығырақ қарастырамыз.

14.1 Автомобиль қисаюын ескерусіз жүктемені доңғалақтарға қайта бөлу

Мысалы, автомобиль ρ_{cc} радиусының шеңбері бойынша v жылдамдықпен орнатылған қозғалыспен қозғалады. Орталық күшейткіш v^2 / ρ_{cc} . Нәтижелеуші момент

$$M = m \frac{v^2}{\rho_{cc}} h_{cm} \quad (14.1)$$

центрден тепкіш күшке байланысты, mv^2 / ρ_{cc} , доңғалақ жүктемелерінің автомобильдің ішкі доңғалақтарынан сыртқы доңғалақтарға берілуі жүреді. Бұл жүктемені доңғалаққа жіберу үшін доңғалақтың алдыңғы ($j = 1$) немесе артқы ($j = 2$), ішіндегі ("I" индексі) қисық және сыртынан ("o" индексі) тиісінше доңғалақтың қисығы ΔF_{zji} және ΔF_{zjo} ретінде белгіленеді.

Күштер 14.1 суретте F_{y1i} , F_{y1o} , F_{y2i} және F_{y2o} бүйір күштерімен және ортадан тепкіш күшпен бірге көрсетілген.

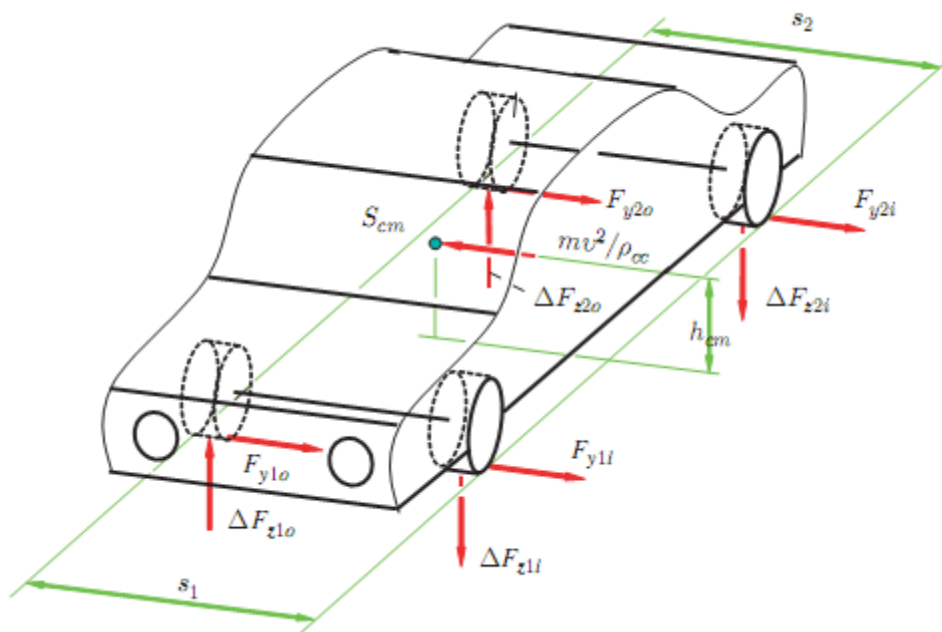
Алдыңғы осьтің $S1$ жолы $s2$ артқы осьтің $S2$ жолына тең. Жекелеген доңғалақтарға көлденең күштер сырғанау бұрыштарына және доңғалаққа түсетін жүктемелерге байланысты. Егер ρ_{cc} траекториясының қисықтығының радиусы $s1$ және $s2$ жолдың еніне қарағанда үлкен болса, тиісті кішкі және сыртқы доңғалақтардың сырғанау бұрыштары де тең болады¹:

$$\alpha_{1i} = \alpha_{1o} \text{ и } \alpha_{2i} = \alpha_{2o}. \quad (14.2))$$

¹Қарау барысын жеңілдету үшін рульдік басқару геометриясындағы әртүрлі кинематика мен аспаның геометриясы есепке алынбайды.

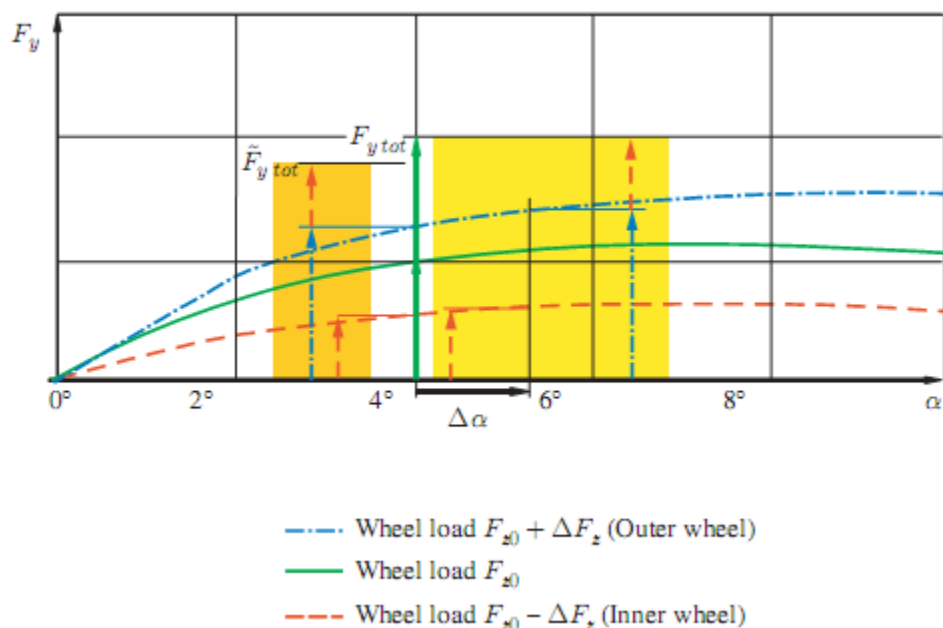
Автомобиль динамикасы, First Edition. Martin Meywerk.

©2015 John Wiley & Sons, Ltd. Published 2015 by John Wiley & Sons, Ltd. Companion Website: www.wiley.com/go/meywerk/vehicle



14.1-сурет Бұрылыстан өткен кездегі доңғалаққа түсетін жүктеменің таралуы

Бұл ішкі қисық және сыртқы қисық дөңгелектерде бұрыштық күштерді бөлу сырғанаудың әртүрлі бұрыштарынан емес, дөңгелектерге түсетін әртүрлі жүктемелерден орын алатынын білдіреді. Біз 14.2-суреттегі диаграмманы пайдалана отырып, қарым-қатынасты бейнелейміз. Бұл FY көлденең күшке арналған қисықтарды дөңгелектің үш түрлі жүктемелеріне арналған сырғанау бұрышының функциясы ретінде көрсетіледі, $Fz0 + \Delta Fz$, $Fz0$ және $Fz0 - \Delta Fz$. Енді сырғанаудың орташа бұрышы доңғалаққа жүктемені өзгерту нәтижесінде артуы тиіс. Біз жалпы жүктемені алдыңғы және артқы оське бөлу өзгермейді деп болжаймыз және одан әрі бір осьті қарастырамыз, мысалы, жүктемені іштен сыртқы оське беруді есепке алмағанда екі доңғалаққа $fz0$ дөңгелекті жүктемелермен артқы осьті. тарап. Бұрылу салдарынан (және ортадан тепкіш күш) доңғалақтың ішкі доңғалаққа жүктемесі ΔFz -ге азаяды. Артқы оське жалпы жүктеме тұрақты болып қалатындықтан, доңғалаққа жүктеме сол шамаға бұрылғанда Сыртқы доңғалақта артады, ΔFz . Егер доңғалақ жүктемесінің осы өзгерістері нәтижесінде пайда болатын дөңгелектердегі көлденең күштер 14.2 суретте $\alpha = 4^\circ$ кезінде көрсеткілермен көрсетілген (орташа қисық $Fz0$ үшін). $A = 4^\circ$ кезінде осы бағыттамаалардың сомасы $fytot$ бүйірлік күшті береді, ол автомобильдің бұрылысымен қозғалуы үшін қажет (жүктеменің артуына жол бермей). Біріншіден, сыртқы және ішкі доңғалақтар үшін сырғанау бұрыштары бірдей болып қала береді және тек доңғалаққа түсетін жүктеме өзгереді деп болжайтын болсақ, алынатын бүйірлік күштерді анықтайды. Осылайша, пайда болатын бүйірлік күштер сол жақтағы тіктөртбұрышта көрсетілген. Ішкі дөңгелектегі (сол жақта, нүктелі кішкентай көрсеткі) және сыртқы дөңгелектегі (сол жақта, нүктелі үлкен көрсеткі) бүйірлік күштің қосындысы жалпы бүйірлік күштен төмен ($\alpha = 4^\circ$ кезіндегі көрсеткі қосындысы автокөлікке артық күш салмай) екенін көруге болады. Бұл дегеніміз, бүйірлік күш центрден тепкіш күштің тиісті бөлігінің орнын толтыру үшін жеткіліксіз. Сондықтан екі дөңгелектің сырғанау бұрыштары $\Delta\alpha$ ұлғайтылуы тиіс. Нәтижелік күшін оң жақ тіктөртбұрыштан көруге болады.



14.2-сурет Доңғалаққа түсетін жүктемені таратуды өзгерту есебінен сырғанау бұрышын ұлғайту

Ішкі және сыртқы доңғалақтар арасындағы дөңгелектің ауыспалы жүктемелері есепке алынғанда сырғанау бұрышы артады: сырғу бұрышының ұлғаюымен екі бүйірлік күш максимумға жақындайды, ал ең жоғары берілетін бүйірлік күштер жүктемені дөңгелекке бөлуді өзгерткенде азаяды. Сондықтан біз автомобильді бұрғанда дөңгелекті жүктеме ілінісу ауданын барынша пайдалану үшін шағын болатындай етіп жобалауға назар аударуымыз керек. Жалпы көлденең күш $F_{ytot} (= F_{y2i} + F_{y2o}$ артқы ось үшін) өзгермейді, сырғанаудың орташа бұрышын ұлғайту $\alpha_2 = (\alpha_{2i} + \alpha_{2o}) / 2$ бұрылыстағы орташа қаттылықтың төмендеуіне алып келеді c_{α_2} :

$$\underbrace{F_{y \text{ tot}}}_{\text{constant}} = \underbrace{\bar{c}_{\alpha_2}}_{\text{decreases}} \underbrace{\bar{\alpha}_2}_{\text{increases}} . \quad (14.3)$$

Екі шынжыр табанды модельде одан әрі салдары доңғалаққа жүктеменің өзгеруінен туындайды, әсіресе, егер біз алдыңғы және артқы осьтерге жүктеменің өзгеруінің ықпалына бағытталғанда. Бұл жерде жүктемені беру артық және жеткіліксіз бұрылу кезіндегі әрекетке әсер етеді.

Жүктеменің берілісіне қандай параметрлер әсер ететіні туралы бастапқы шолу алу үшін, келесі дөңгелектің жүктемесінің өзгеруінің оңайлатылған жағдайын қарастырайық. Барлық дөңгелектерге жүктемені беру шамасы ΔF_z тең, ал алдыңғы және артқы жолтабандар $s = s_1 = s_2$ тең деп болжаймыз. Тепе-теңдік (доңғалақтар арасындағы ортада жүретін бөлікте жатқан осьтің айналасындағы моменттердің қосындысы жоғалады) келесіге алып келеді:

$$0 = \frac{mv^2}{\rho_{cc}} h_{cm} - 2\Delta F_z s . \quad (14.4)$$

Осы оңайлату кезінде бұрылыстардан өту кезінде доңғалаққа жүктемені беруді қарастырайық. Демек, доңғалаққа жүктемені беру салмақ ортасының биіктігін арттыру, h_{cm} және жолтабан

$$\Delta F_z = \frac{h_{cm} m v^2}{2s \rho_{cc}} . \quad (14.5)$$

енін азайту s артады. Бұл ең көп тасымалданатын бүйірлік күш салмақ ортасының биіктігінің ұлғаюымен және жолтабан енінің азаюымен азаяды дегенді білдіреді. Осылайша, масса орталығы биіктігінің жолдың еніне қатынасы ілінісуді жақсы пайдалануға қол жеткізу үшін есептік өлшем болып табылады.

(14.5) теңдеуді пайдалана отырып, аударылу үшін баға беруге болады. Аударылудың шекті жағдайы мынадай болса

$$\Delta F = \frac{mg}{4} . \quad (14.6)$$

Бұл шекті жағдайда ішкі дөңгелектердегі доңғалақтарға жүктеме нөлге тең болады.

ΔF в (14.5) үшін осы шекті жағдайды қою аударудың қарапайым шартын сипаттайтын теңсіздікке әкеледі:

$$g \frac{s}{2h_{cm}} \leq \frac{v^2}{\rho_{cc}} . \quad (14.7)$$

Бұл теңдеу берілген S және h_{cm} геометриялық параметрлері бар автомобильдің көлбеу V және RCC мәндерін сипаттайды. Бұл жағдайда, v^2 / ρ_{cc} бүйірлік үдеуі μ_{ag} (мұнда μ_a - ілінісу шегі) аспауы тиіс. Егер біз жалғастырсақ (14.7) $v^2 / \rho_{cc} \leq$, гравитациялық жеделдету, g , бейтараптандырылады және біз келесіні аламыз

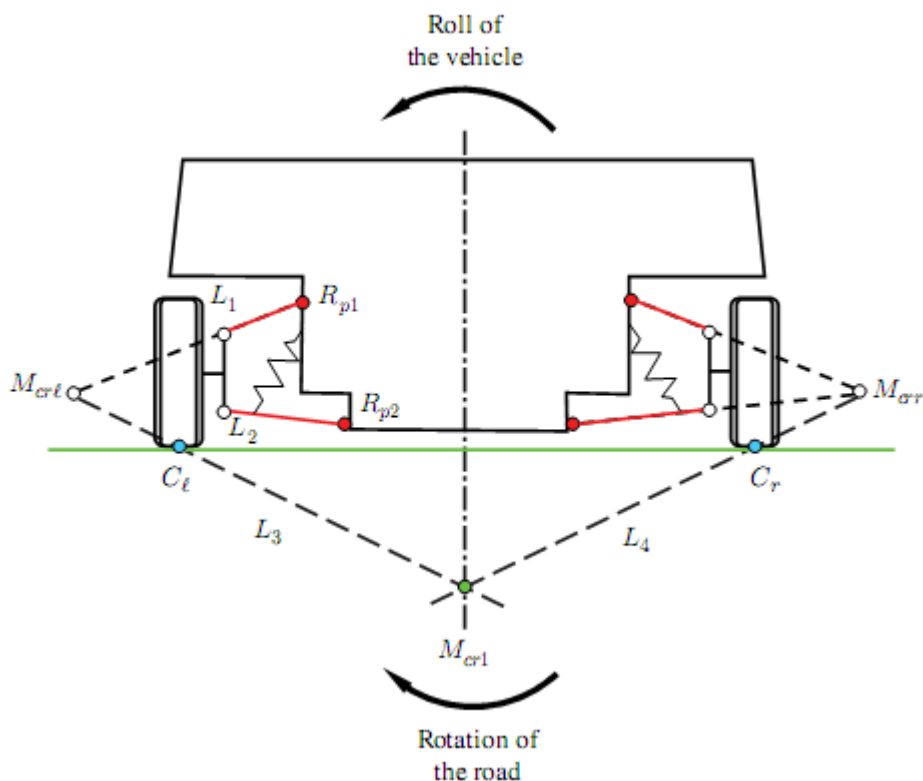
$$\frac{s}{2h_{cm}} \leq \mu_a . \quad (14.8)$$

Егер (14.8) орындалса, автомобиль, ең болмағанда, ең жоғары бұрылу жылдамдығымен еңкеюі мүмкін. Және керісінше, егер

$$\frac{s}{2h_{cm}} > \mu_a . \quad (14.9)$$

болса, ұстап тұратындықтан автомобиль, бәлкім, көлбеу болмайды. Автомобильдің көлбеулігі әсіресе жол талғамайтын көліктер (SUV) үшін маңызды, себебі олардың ортасының биіктігі салыстырмалы түрде үлкен. $S/(2h_{cm})$ сипаттамалық мәні статикалық тұрақтылық коэффициенті (SSF) деп аталады. SSF-тың осы көзқарасы автомобильдің аударылу қаупін бағалаудың өрескел әдісі болып табылатынын атап өту керек. Неғұрлым күрделі модельдерде немесе шын мәнінде әсер ететін факторлардың көп санын ескеру қажет.

²Егер автомобильдің жалпы тік жүктемесі m кг, ал максималды көлденең күші ілінісу шегінің мәнімен шектелген десек, $m \cdot g$, онда центрден тебілу күші, $m v^2 / \rho_{cc}$, $m \cdot g \cdot \frac{v^2}{\rho_{cc} g}$ шамасынан аспауы тиіс, бұл мынаған алып келеді $\frac{v^2}{\rho_{cc} g} \leq \mu_{ag}$.



14.3-сурет Лездік айналу центрін шығару (Мичке және Валленовиц материалдары бойынша, 2004)

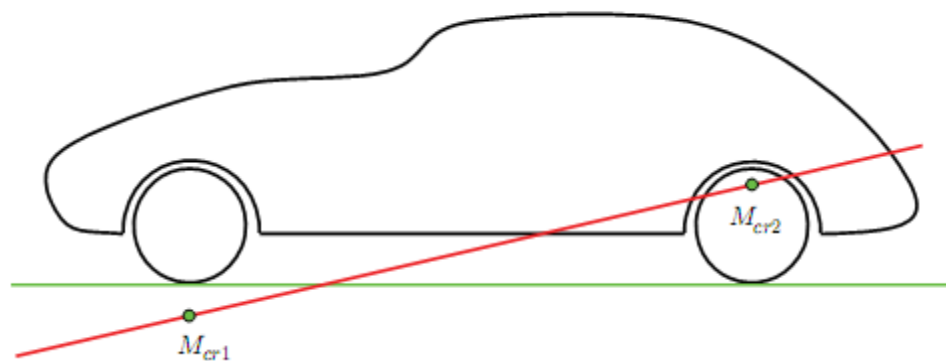
14.2 Көлік құралының қисаюын ескере отырып доңғалаққа жүктеме беру

Бұл бөлімде біз шанақтың қисаю қозғалысын есепке алу кезінде туындайтын дөңгелектің жүктемесінің өзгеруін анықтаймыз. Қисаюды сипаттау үшін алдымен жылдам айналу осі түсінігін енгіземіз. Бұл көлік шанағын айналдыратын ось. Алдымен біз ось арқылы шанақтың көлденең қимасын (x бағытына перпендикуляр) қарастырамыз, мысалы, алдыңғы ось. Біз дөңгелектерді қосарлы көлденең иінтіректерде ілінген деп болжаймыз (14.3 сурет). Басқа доңғалақ аспалары үшін лездік осьтің жағдайы ұқсас алынуы мүмкін.

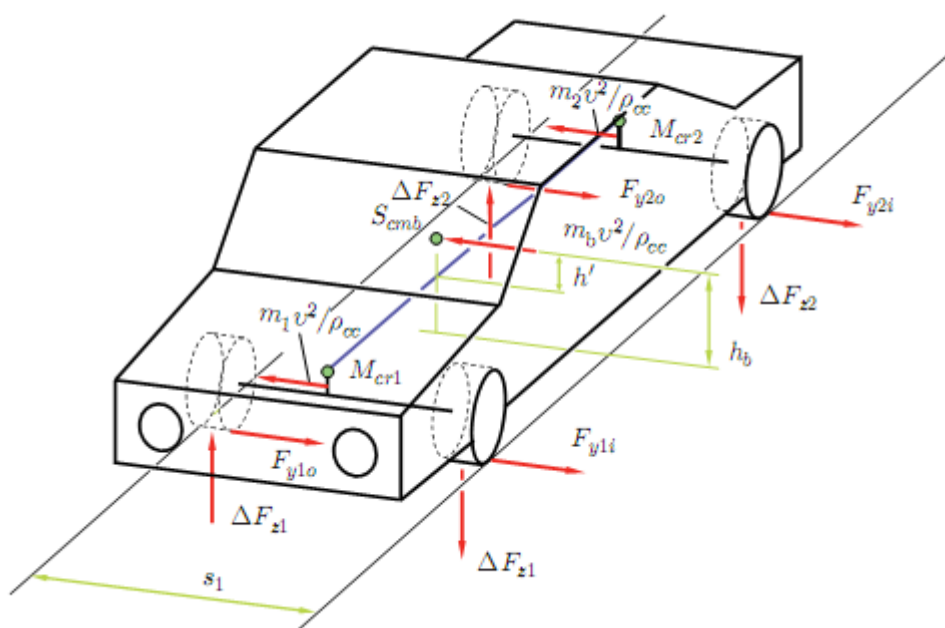
Бір көлденең қима үшін, мысалы, алдыңғы осьте (біз мұны M_{cr1} лездік айналу центрі деп атаймыз) шанақтың жылдам айналу центрін есептеу үшін, біз ыңғайлы көру немесе ойлауға арналған бақылаудың өзгертілген схемасын қолданамыз. Біз шанаққа бекітілгенін және оның айналуын ескермегенін болжаймыз; демек, жүру бөлігі айналуға тиіс. Содан кейін жылдам жол айналу орталығы M_{cr1} -ге тең, және бұл автокөлік шанағының M_{cr1} айналу дәл сол моменттік центрі. Жол айналады (14.3 суреттегі көлденең сызық), сондықтан доңғалақтар жоғары және төмен қозғалады. Шанақ бекітілгендіктен, доңғалақтар R_{p1} және R_{p2} айналу нүктелерін айналуға тиіс. Басқару иінтіректері мен олардың ұзаруы әрбір нүктесінің жылдамдығы L_i ($i = 1, 2$) тиісті басқарушы иінтірекке перпендикуляр болады. M_{cr1} Қиылысу! және M_{cr2} сондықтан жылдамдық нөлге тең болуы керек (жылдамдық векторлары рычагты басқарушыға перпендикуляр болғандықтан және басқарушылар иықтары коллинеарлық емес). Бұл M_{cr1} дегенді білдіреді және M_{cr2} жылдам дөңгелекті айналу орталықтарын береді. C_l байланыс нүктесінің жылдамдығы сол доңғалақтар мен жолдар енді M_{cr1} қосылу оңай құруға болады және C_l L_3 сызығымен: жылдамдық векторы осы L_3 сызығына перпендикуляр. Себебі c_l дөңгелегі !, жолға жабысады, біз C_l нүктесінде жол жылдамдығын орнатамыз !, ол сондай-ақ L_3 перпендикуляр. Сол сияқты C_r нүктесіндегі жол жылдамдығы бағытын аламыз. Бір жағынан, тікелей L_3 M_{cr1} нүктелері арқылы өтеді! және C_l екінші жағынан, L_4 желісі M_{cr2} және C_r арқылы өтеді. L_3 және L_4 қиылысуы M_{cr1} (алдыңғы ось үшін) жылдам орталығы болып табылады.

Артқы ось пен алдыңғы ось үшін M_{cr2} және M_{cr1} лездік центрлерін аламыз. Лездік центрлерді қосатын ось, M_{cr1} және M_{cr2} , жылдам айналу осі деп аталады (14.4-суретті қараңыз). Бұл ось белгілі емес, бірақ көбіне сызықсыз болғандықтан қисаю бұрышына байланысты қозғалады.

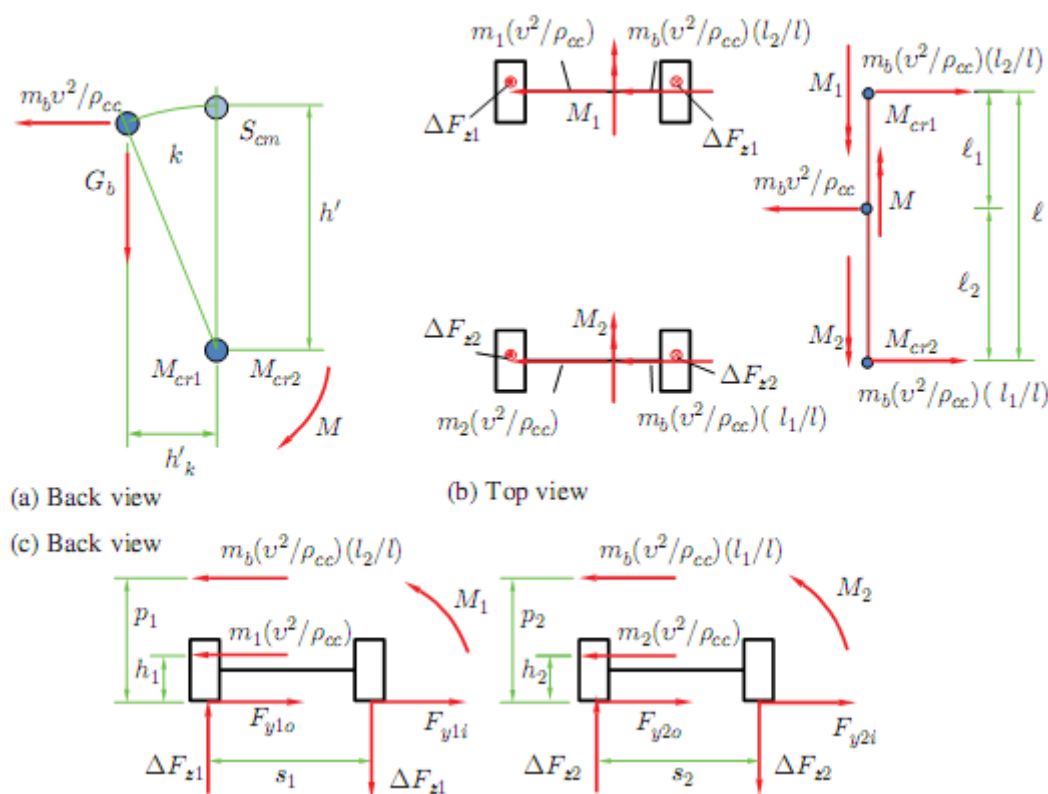
Доңғалаққа жүктемені беруді анықтау кезінде автомобиль статикалық белгісіз жүйе болып табылатынын атап өткен жөн. Біз әдетте (осындай жүйелер үшін) келіп түсеміз және алдымен барлық жүйені кіші жүйелерге бөлеміз. Содан кейін біз ішкі жүйелердің деформациясын немесе майысуын қарастырамыз, олар өз кезегінде сыртқы жүктемелер мен қима күштерінің функциялары ретінде бөлінген. Кейіннен кіші жүйелердің нақты майысуы анықталады. Бұл ауытқулар геометриялық үйлесімді болуы керек, демек тең болулары тиіс. Демек, біз алынған теңдеулер жүйесінен қажетті ауытқуларды аламыз. Мұнда біз қатты осьтері бар автомобиль дөңгелегіне жүктемені өзгертеміз. 14.5-сурет барлық машинаны лездік қисаю осімен бірге көрсетеді. Лездік қисаю осі корпұсқа бекітілген. Сонымен қатар, әртүрлі формадағы бос қшанақтардың диаграммалары көрсетілген. Алдымен біз шанаққа барамыз. 14.6 сурет (а) лездік қисаю осінің нүктелерін көрсетеді, M_{cr1} және M_{cr2} , және дене ортадан тепкіш күштің әсерінен бұрышқа айналады, mbv^2 / ρ_{cc} . Конструкция қатты осьтерден бос; алдыңғы осьтен және артқы осьтен $M1$ және $M2$ қимасының сәттері тиісінше $m = M1 + M2$ сәтінде жинақталады. Бұл жерде біз қисаюдың ү лездік осінің көлбеу бұрышын болжаймыз, демек, тригонометриялық түзету мүшелерін елемейміз ($\cos \approx 1$).



14.4 –сурет Айналудың лездік осін шығару



14.5-сурет Қисаюдың лездік осі көрсетілген жалпы жүйесі



14.6-сурет Доңғалаққа түсетін жүктеменің өзгеруін анықтау

Біз лездік айналу осінің айналасындағы моменттерді қосу кезінде еркін шамақ диаграммасынан M келесіні аламыз

$$M = \frac{m_b v^2}{\rho_{cc}} h' + G_b h' \kappa. \quad (14.10)$$

Бұл жерде біз $\cos \approx 1$ және $\sin \text{CIN} \approx \text{кем}$ деп ойладық. Қисаюдың лездік осі мен айқындылық үшін қатты осьтер арасындағы қима күші көрсетілмейді. Алайда бұл лездік қисаю осіне қатысты моменттер қосындысын қалыптастыруда рөл атқармайды.

14.6 (b) сурет. Қисаюдың лездік осін көрсету үшін M_{cr1} және M_{cr2} арасындағы сызықты көрсетеді. Лездік ось қатты осьтерден босатылады (M_1 және M_2 қима сәттері). Бойлық бағыттағы моменттер қосындысы мынадай:

$$M = M_1 + M_2. \quad (14.11)$$

Алдыңғы немесе артқы осьте және қисаю бұрышында C_1 және C_2 қисаю қаттылығы нәтижесінде пайда болатын M_1 және M_2 қимасының моменттері

$$M_j = C_j \kappa, j = 1, 2. \quad (14.12))$$

(14.10) және (14.12))

$$C_1 \kappa + C_2 \kappa = \frac{m_b v^2}{\rho_{cc}} h' + G_b h' \kappa. \quad (14.13)$$

Келесі κ бұрышын аламыз

$$\kappa = \frac{G_b h'}{C_1 + C_2 - G_b h' g \rho_{cc}} \frac{v^2}{g}. \quad (14.14)$$

Бұрыштың көмегімен M_1 және M_2 моменттерін бірден көрсетуге болады. (V_2 / ρ_{cc}) қима күші ($i! 2 / i!$) және $m_b (v^2 / \rho_{cc})$ ($i! 1 / i!$) M_{cr1} және M_{cr2} тиісті нүктелерінде 14.6 (б) суреттегі бос дене диаграммасын пайдалана отырып, бүйірлік бағыттағы күштердің тепе-теңдігінен және тік осьтің айналасындағы тепе-теңдік сәтінен алынған. (Мұнда жылдам қисаю осінің шамалы қисаюы болжанады.)

Еркін шанақ диаграммасының көмегімен дөңгелектің (сол немесе оң) түйіспе нүктелеріне қатысты моменттер қосындысы (14.6 (с) сурет) екі қатты ось үшін доңғалаққа жүктемені өзгертеді. Еркін шанақтың осы диаграммаларында дөңгелектердегі жүктемелердің статикалық бөлігі көрсетілмеген:

$$\Delta F_{z1} = \frac{m_b v^2}{\rho_{cc}} \left(\frac{\ell_2 p_1}{\ell s_1} + \frac{C_1}{C_1 + C_2 - G_b h'} \frac{h'}{s_1} + \frac{G_1 h_1}{G_b s_1} \right), \quad (14.15)$$

$$\Delta F_{z2} = \frac{m_b v^2}{\rho_{cc}} \left(\frac{\ell_1 p_2}{\ell s_2} + \frac{C_2}{C_1 + C_2 - G_b h'} \frac{h'}{s_2} + \frac{G_2 h_2}{G_b s_2} \right). \quad (14.16)$$

m_b	: шанақ салмағы
$i!_1, i!_2$	: қашықтық: алдыңғы / артқы ось – масса центрі
$i!$	: алдыңғы мост -артқы мост қашықтығы
C_1, C_2	: алдыңғы/артқы осьті аспаның қаттылығы
G_b	: шанақ салмағы $G_b = m_b g$
h^t	: қашықтық: масса центрі - лездік қисаю осі
G_1, G_2	: алдыңғы / артқы осьтің салмағы
s_1, s_2	: алдыңғы/артқы жолы
p_1, p_2	: қашықтық: лездік қисаю осі-жол; алдыңғы артқы
h_1, h_2	: Қашықтық: алдыңғы/артқы осьтің массалық центрі -жол

Доңғалаққа жүктемені беру ішінара әсер ететін конструктивтік айнымалыларға байланысты

- массалар центрінің орналасуы $i!_1/i!, i!_2/i!, h_1, h_2$,
- жолға бөлінген жылдам айналу орталықтарының биіктіктері: p_1 / s_1 , p_2 / s_2 ,
- массаның центрінен жолға бөлінген қисаюдың лездік осіне дейінгі қашықтық $h^t / s_1, h^t / s_2$,
- $C_1 / (C_1 + C_2 - G_b h^t)$, $C_2 / (C_1 + C_2 - G_b h^t)$ серіппенің қисаюының қатынасы.

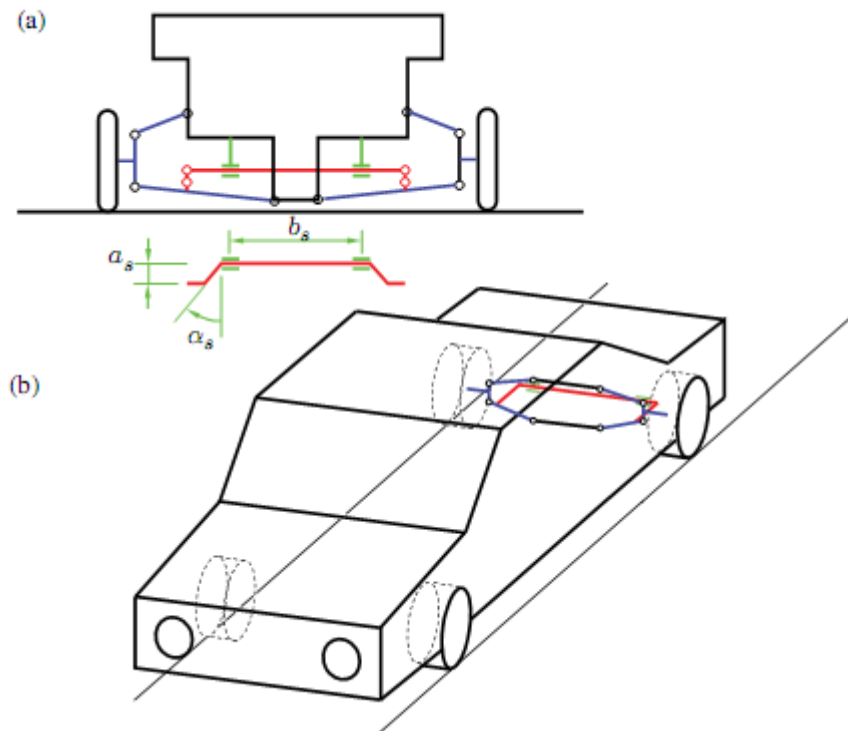
14.1-бөлімде доңғалаққа жүктемені беру сырғанау бұрыштарының артуына әкеледі. Алдыңғы және артқы осьтер үшін қисаю қаттылығының тиісті таңдауы сырғанаудың орташа бұрыштарына әсер етуге мүмкіндік береді, сол арқылы алдыңғы және артқы осьтер арасындағы сырғанау бұрыштарының айырмашылығына (немесе бұрылыстардағы орташа қаттылық) аып келеді. Дөңгелектегі жүктемеге әсер ете отырып, біз автомобильдің жүрісін өзгерте аламыз, мысалы, артық бұрылыс режимінен бейтарап немесе жеткіліксіз бұрылыс режиміне дейін. Сі роликті серіппенің қаттылығы k_i ($i = 1, i = 2$) серіппесінің қаттылығына және аспаның геометриялық арақатынасына байланысты. Жуықтатып айтатын болсақ, қисаю қаттылығы Сі үшін аспа серіппесінен k_i келесіні аламыз:

$$C_i = 2 \left(\frac{s_i}{2} \right)^2 k_i. \quad (14.17)$$

Алайда k_i серіппесінің қаттылығы, мысалы, жайлылық пен қауіпсіздік стандарттары сақталатындай етіп таңдалуы тиіс. Демек, бұл мәндер дененің үдеуін шектейтіндей үлкен болмауы тиіс (және жайлылық нашарлайды). 2.6 – суретте қисаю қаттылығын арттыру тәсілдерінің бірі, Сі, ал серіппелік константаларды өзгертуге қатыспайды, k_i - бұл көлденең орнықтылықтың тұрақтандырғышын немесе аспаның тұрақтандырғышын пайдалануға алып келеді (14.7-сурет).

Аспа тұрақтандырғышы шток болып табылады (14.7-суретте), ол бекіткіштермен доңғалақ мойынтіректеріне және корпусқа бекітіледі. Көлденең орнықтылық тұрақтандырғышының қаттылығы оның майысу және бұралу қаттылығымен, сондай-ақ b_s және a_s сияқты геометриялық параметрлермен анықталады. Егер $\alpha_s = 0^\circ$ болса, онда стержень айнарудың деформациясына ұшырайды, ал $\alpha_s = 90^\circ$ кезінде-бүгіледі.

Таза айналдыру жағдайында $\alpha_s = 0^\circ$ рычагтардың ұзындығы және өзектің бұралу қаттылығы аспа тұрақтандырғышының жалпы қаттылығын анықтайды,



14.7 -сурет Аспа тұрақтандырғышы

ал көлденең тұрақтылық тұрақтандырғышының иілу күші тек екінші роль атқарады. Ас бұрышы неғұрлым көп болса, соғұрлым учаске иілгіш болады.

Аспаның тұрақтандырғышы, егер аспаның екі серіппесі бірдей түрде қысылса, онда аспаның тұрақтандырғышы мен раманың корпусы арасындағы қосылыста айналу моменттері берілмейді. Аспа тұрақтандырғышы конструкция сырғанаған кезде ең үлкен әсерге жетеді. Автомобильдің бір жағындағы кедергі және екінші жағындағы ойық 180° фазалық жылжуы бар сол және оң дөңгелектерді қозғай отырып, конструкцияның айналуы сияқты әсерге ие; аспаның тұрақтандырғышы да осы қозуға қарсы әрекет ете бастайды. Көлік жайлылығы осы жағдайларда төмендейді. Алдыңғы осьте көбінесе аспа тұрақтандырғышы орнатылады, өйткені ол біліктің қаттылығын арттырады (C1). Бұл, өз кезегінде, доңғалақ жүктемесінің ұлғаюына әкеледі, ΔF_{z1} , бұл алдыңғы осьте, α_1 , сырғанаудың орташа бұрышының ұлғаюына әкеледі. Бұл бұрылыста орташа қаттылықты төмендетеді ($c\alpha_1$). Егер біз руль дөңгелегінің бұрылу бұрышын қарастырсақ, δ_s , теңдеуде (14.18), ол центрге тартылу үдеуі мен коэффициентке байланысты және, демек, артық және жеткіліксіз бұрылыс тәртібін анықтайды:

$$\delta_s = \frac{i_s \ell}{\rho_{cc}} + m i_s \frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1}{c'_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}}, \quad (14.18)$$

бұл мына қатынастан көрінеді

$$c'_{\alpha 1} = \frac{c_{\alpha 1}}{1 + \frac{c_{\alpha 1} n_c}{k_s}}, \quad (14.19)$$

$\bar{c}_{\alpha 1}$ төмендеуі автомобильдің жеткіліксіз бұрылуға қатысты әрекетін өзгертеді.

Аспа қаттылығы
алдыңғы ось

understeering	sporty
comfortable	oversteering

Аспа қаттылығы
Артқы ось

14.8-сурет Аспа тұрақтандырғышы қаттылығының алдыңғы және артқы осьтерге ықпалы



14.9-сурет Қисаюдың белсенді тұрақтандырғышы (ARS): аспаның белсенді тұрақтандырғышы (ZF Friedrichshafen AG рұқсатымен көрсетілді)

Осылайша, алдыңғы осьтегі аспаның тұрақтандырғышы жеткіліксіз бұрылу кезінде кез-келген әрекетті күшейтеді (немесе артық бұрылу кезіндегі әрекетті нашарлатады), ал артқы осьтегі тұрақтандырғыш штанга кері әрекетті орындайды. Жайлылықтың нашарлауына қосымша қозғалыс кезінде аспа тұрақтандырғышының тағы бір кемшілігі пайда болады: аспа тұрақтандырғышы пайдаланылатын осьтің сырғанауының орташа бұрышын ұлғайту осы осьтің доңғалақтары ілінісу шегіне жақын орналасқанын білдіреді.

Белсенді аспа тұрақтандырғыштары көліктің динамикалық әрекетіне белсенді әсер ету үшін пайдаланылуы мүмкін (16.8-суретті қараңыз, белсенді аспаның тұрақтандырғышы бар алдыңғы ось үшін). Бұл екі бөлікке бөлінген кәдімгі аспа тұрақтандырғышы; бұл екі бөлік гидравликалық бұрылыс жетегімен байланысты. Қисаю бойынша қозғалысты болдырмау үшін (белгілі бір көлденең жылдамдыққа дейін) көлденең жылдамдыққа сәйкес автомобильдің динамикалық әрекетін реттеуге болады және осылайша, тікелей қозғалыс кезінде жайлылықты арттыруға және аспа тұрақтандырғышының екі бөлігі арасындағы іліністі ажыратып, жолсыздық бойынша қозғалыс кезінде жүрісті жақсартуға болады. 14.8 сурет аспа тұрақтандырғышының қаттылығының негізгі әсерін көрсетеді. Егер екі қаттылық мәні үлкен болмаса, автомобиль ыңғайлы болады. Егер олар қатты болса, автомобиль спорттық сипаттамаларға ие. Алдыңғы осьте қаттылықтың артуы автомобильдің жеткіліксіз бұрылуға бейімділігін арттырады, ал артқы осьте ұлғаю артық бұрылуға бейімділігін арттырады.

14.9 сурет аспаның белсенді тұрақтандырғышының үлгісін көрсетеді. Белсенді элементті ортасында көруге болады.

14.3 Сұрақтар мен жаттығулар

Есте сақтау

1. Доңғалаққа түсетін жүктеменің өзгеруіне не әсер етеді?
2. Бұрылыстардан өту кезінде қисаюын есепке алмайтын болсақ, доңғалаққа түсетін жүктеменің өзгеруі неге байланысты?

Түсіну

1. Бір жолдық модельде сырғанау бұрышына және бұрылу қаттылығына байланысты бұрылыстардан өту кезінде доңғалаққа түсетін жүктемені өзгертудің салдары қандай?
2. Бұрылыстардан өту кезінде қисаю есепке алынатын болса, доңғалаққа түсетін жүктеменің өзгеруі неге байланысты?
3. Неге аспа тұрақтандырғышы жиі алдыңғы осьте қолданылады? Түсіндіріңіз.
4. Қисаю қаттылығын қолдана отырып, артық немесе жеткіліксіз бұрылудың автомобильдің әрекетіне қалай әсер ететінін түсіндіріңіз.

Қолдану

1. Егер алдыңғы осьте аспа тұрақтандырғышының қаттылығы бұрылыстан өткен кезде ұлғайса, автомобиль не істейді: автомобиль ішке бұрыла ма немесе сыртына бұрыла ма?
2. Артқы осьте аспа тұрақтандырғышының қаттылығы бұрылыстан өткен кезде ұлғайған болса, автомобиль не істейді: автомобиль ішке бұрыла ма немесе сыртына бұрыла ма?
3. P_1 және p_2 параметрлері артық немесе жеткіліксіз бұрылу кезіндегі әрекетке қалай әсер етеді?

Талдау

1. Алдыңғы және артқы осьтердегі аспа тұрақтандырғышының қаттылығы шеңбер бойынша тұрақты жылдамдықпен бір жолдық модельдің тұрақты қозғалысы үшін автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышына қалай әсер етеді?
2. Алдыңғы және артқы осьтердегі аспа тұрақтандырғышының қаттылығы шеңбер бойынша тұрақты жылдамдықпен бір жолдық модельдің тұрақты қозғалысы үшін автомобильдің бүйірлік сырғанау бұрышының градиентіне қалай әсер етеді?

Түйісу/Алшақтау, Дөңгелектің құлау бұрышы және автоматты басқарылатын коэффициент

Осы тарауда 15.1 - бөлімде дөңгелектің түйісуінің / алшақтығының және бұрышының әсері қарастырылады.

15.1 Түйісу/ алшақтау, Дөңгелектің құлау бұрышы

Бұл бөлімде біз дөңгелектердің түйісуіне / алшақтығына және бұрышына және олардың көлденең күштерге әсеріне тоқталып өтеміз. Екі айнымалы да бұрыш арқылы көрінеді және дөңгелектердің жағдайын анықтайды (15.1- суретті қараңыз). Түйісу: түйісудің кіру бұрышы осьтің статикалық айналуын сипаттайды e_{wz} -. Біз дөңгелектер ішіне бұрылған кездегі түйісулер (15.1 (a) суретті қараңыз), және дөңгелектер сыртқа бұрылған кездегі алшақтықтар туралы айтамыз, (15.1 (б) суретті қараңыз). Түйісу үшін оң бұрыш δ_{10} және алшақтау үшін теріс бұрыш қарастырылады.

Дөңгелектің құлау бұрышы: Дөңгелектің құлау бұрышы - бұл дөңгелектің жазықтығы e_{wx} — e_{wz} және тік осі e_{iz} арасындағы бұрыш. Дөңгелек құлауының конструктивтік бұрышы γ дөңгелек автокөліктің сыртына еңкейген кезде, егер ол ішке еңкейген болса, теріс болады.

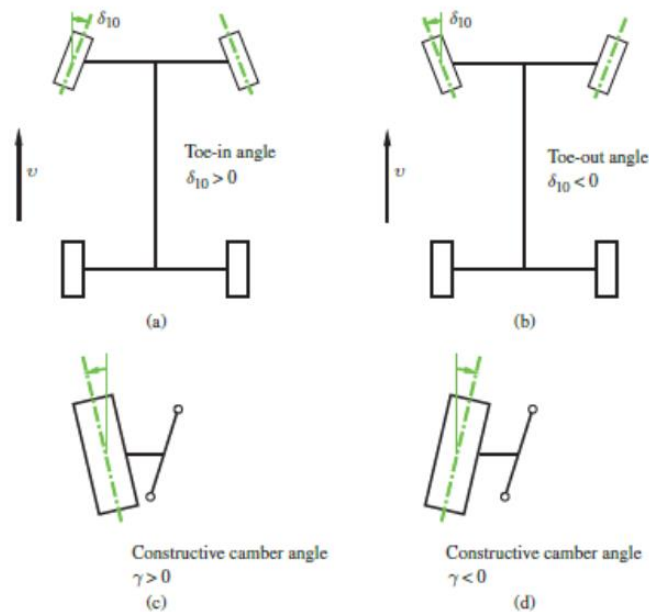
Түйісу /алшақтау сияқты дөңгелектердің құлау бұрышы да жүргізу мәнеріне әсер етеді. Біз алдыңғы оське δ_{10} кіру бұрышынсыз және жеңіл автокөлікті бұруды қарастырамыз. 15.2 - суретте көрсетілгендей, біз бұрылыстарды өту кезінде дөңгелекке түсетін жүктеме өзгерісінің болмауы жағдайында бастаймыз. Жалпы көлденең күш екі күш жиынтығынан пайда болады (15.2 –суреттегі сол жақ көрсеткілер $\alpha = 4$ кезінде), алып кету бұрышы $\alpha_0 = 4^\circ$ тең болғанда Егер біз дөңгелекті жүктеме өзгерісін қарастырсақ, алып кету бұрышы $\Delta\alpha$ шамаға артады, сондықтан бұрылудың барлық күші ($\alpha = 4^\circ$ кезіндегі бағыттамалар жиынтығы) көлденең күштердің қосындысы ретінде қол жеткізіледі (үлкен тұтас бағыттама және $\alpha_1 \approx 5.2^\circ$ кезіндегі шағын тұтас бағыттама). Келесі жағдайда біз алдыңғы дөңгелектері түйісетін жеңіл автокөліктерді қарастырамыз; демек, алдыңғы дөңгелектері δ_{10} бұрышымен ішке еңіс бұрылады (15.1 (a) суретті қараңыз).

Жеңіл автокөлік динамикасы, Бірінші басылым. Мартин Мейверк.

© 2015 TOO John Wiley & Sons. 2015 жылы John Wiley & Sons ЖШС жарияланды. Ілеспе сайт:

www.wiley.com/go/meywerk/vehicle

Жеңіл автокөлік динамикасы

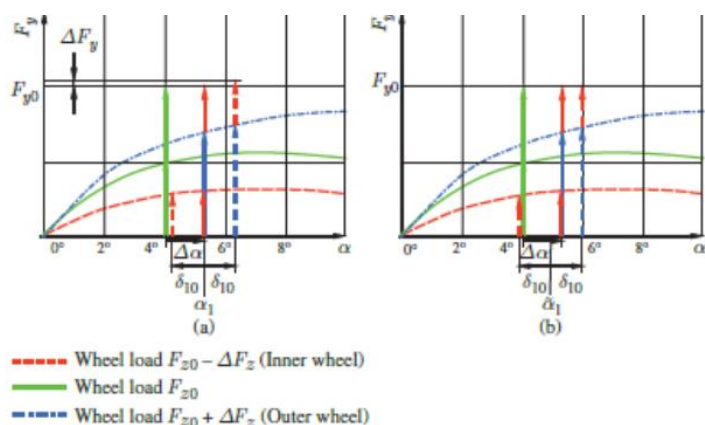


Toe-in angle- Түйісу бұрышы

Toe-out angle – Алшақтау бұрышы

Constructive camber angle- Дөңгелектің құлауының конструктивтік бұрышы

15.1 – сурет. Түйісу бұрышы және дөңгелектің құлау бұрышы



Wheel load $F_{z0} - \Delta F_z$ (inner wheel) – Дөңгелегіне жүктеме $F_{z0} - \Delta F_z$ (ішкі дөңгелек)

Wheel load F_{z0} – Дөңгелегіне жүктеме F_{z0}

Wheel load $F_{z0} + \Delta F_z$ (Outer wheel)- Дөңгелегіне жүктеме $F_{z0} + \Delta F_z$ (сыртқы дөңгелек)

15.2 – сурет. Алып кету бұрышына түйісудің әсер етуі

Түйісу/Алшақтау, Дөңгелектің құлау бұрышы және автоматты басқарылатын коэффициент

Түйісу бұрышы δ_{10} алып кету бұрышын өзгерте алады. Ішкі дөңгелектің бұрыштық бұрышы азаяды, ал сыртқы дөңгелектің бұрыштық бұрышы артады. Алып кету α_1 бұрышын δ_{10} дейін азайту және арттыру арқылы, 15.1 (а) – суретте көрсетілгендей, нәтижесінде біз ΔF_y шамасына F_{y0} асатын жиынтықпен көлденең күш ала аламыз.

Олай болса, F_{y0} , жиынтығын алу үшін алып кетудің орташа бұрышы α_1 мәніне дейін азайтылуы мүмкін болады (15.2 (б) суретті қараңыз). Алып кетудің нақты бұрышы $\sim \alpha_1 - \delta_{10}$ және $\sim \alpha_1 + \delta_{10}$ кейін тек F_{y0} беретін қосылым кезінде көлденең күштерге әкеледі. Бұрышқа мыналар жатады $\sim \alpha_1$

$$\sim \alpha_1 + \delta_{10} > \alpha_1. \quad (15.1)$$

α_1 мәні қисық бойынша бірнеше рет анықталуы тиіс; бұл бұрышты сызықсыз қисықтардың көмегімен тікелей анықтау мүмкін емес. Бұрылыстың орташа бұрышын α_1 мәніне дейін азайта отырып, біз ішкі дөңгелекте максималды берілетін көлденең күшке дейін ұлғайтылған қашықтықты аламыз және осылайша бұрылыстағы күштің ұлғайтылған қорын аламыз. Қисық дөңгелектің ыртқы жағында қор азаяды, бірақ бұл қор көп болғандықтан, біз бұрылыстың барынша мүмкін күшінен үлкен жалпы қашықтықты аламыз. Түйісу бұрышы v_2/ρ_{cc} жеңіл автокөліктің ең жоғары ықтимал орталығына айналдыру үдеуін арттырады және осылайша, берілген қисық радиусы үшін ρ_{cc} түйісу бұрышы ең жоғары рұқсат етілетін жылдамдықты арттырады.

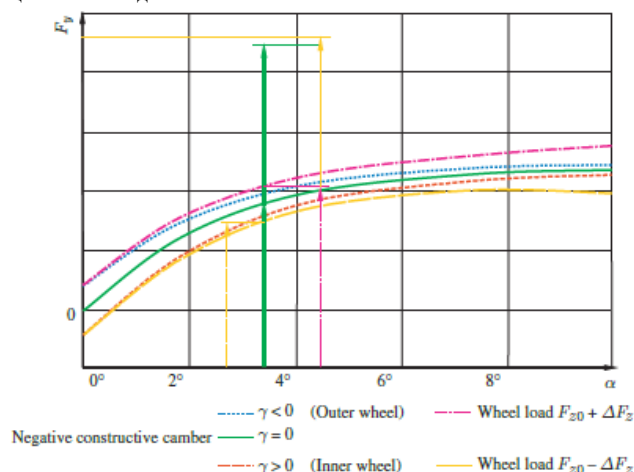
Бұдан әрі біз көлденең күштерге құлдырау бұрышының әсерін қарастырамыз. Осы тәуелділікті формуламен сипаттау үшін біз қираудың құрылымдық бұрышының белгілері туралы қабылданған келісімнен бас тартуымыз керек. Дөңгелектің құлау бұрышы дөңгелектің сыртқы жағына еңкейгенде, және дөңгелектің ішкі жағына еңкейгенде теріс болады. Дөңгелектің кері бұрышының бұрышын ең көп берілетін көлденең күшті арттырады (бұрыштың тұрақты бұрышын болжайды). Алып кету бұрышының төменгі мәндері және кем бұрышының төмен мәндері кезінде көлденең күш шамамен дәл сызықтық тәуелділік болуы мүмкін:

$$F_y = c_\alpha \alpha - c_\gamma \gamma. \quad (15.2)$$

Көлденең күштің ауытқу бұрышының коэффициенті, c_α , және көлденең күш дөңгелегі құлау коэффициенті, c_γ , дөңгелекке түсетін жүктемені ұлғайтумен ұлғаяды. 15.3-суретте F_y көлденең күші алып кету бұрышының функциясы ретінде α көрсетілген. Тұтас орташа қисық ішкі және сыртқы дөңгелектердің көлденең күшін көрсетеді, тағы да бұрылыссыз және дөңгелекке жүктемені өзгертпей. Бұл жағдайда екі дөңгелекке көлденең күштер бірдей әсер етеді; жалпы көлденең күш бірдей шамадағы жекелеген күштердің (ортасындағы тұтас бағыттамалар) жиынтығын білдіреді.

Біз бұл жағдайды теріс конструктивтік бұрышпен жеңіл автокөліктермен салыстырамыз. Бұл дөңгелектің ыдырау бұрышы, γ теңдеуде (15.2) сыртқы дөңгелекте нөлден аз, ал ішкі дөңгелекте нөлден артық екенін білдіреді. Дөңгелектің жүктемесінің өзгеруін ескерместен, құламаның осы бұрыштары көлденең күштерді анықтау үшін үзік-үзік сызықты, төменгі және үзік-үзік сызықты жоғарғы қисықты береді. Дөңгелекке түсетін жүктемені беру арқылы біз нүктелі, төменгі қисық және нүктелі жоғарғы қисықтан көлденең күш аламыз.

Жеңіл автокөлік динамикасы



Negative constructive camber- Теріс конструктивтік қирау бұрышы

Outer wheel- Сыртқы дөңгелек

Inner wheel- Ішкі дөңгелек

Wheel load $F_{z0} + \Delta F_z$ – Дөңгелекке түсетін жүктеме $F_{z0} + \Delta F_z$

Wheel load $F_{z0} - \Delta F_z$ - Дөңгелекке түсетін жүктеме $F_{z0} - \Delta F_z$

15.3 –сурет. Құлау бұрышының алып кету бұрышына әсері

Жиынтық көлденең күштердің жиынтығы неғұрлым жоғары көлденең күшке әкеледі. Демек, алып кету бұрышы азаяды. Демек, дөңгелектің құрылымдық теріс бұрылыс бұрышын азайтады немесе сол бұрылыс бұрышында бұрылыс күшін арттырады. Егер теріс конструктивтік бұрыштың

абсолюттік мәні ұлғайтылса (сол бұрылыс күші кезінде), алып кетудің орташа бұрышы азаяды, демек, бұрылыстағы орташа қаттылық артады.

Мына қатынас,

$$\frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c_{\alpha 1} \ell_1}{c_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell}, \quad (15.3)$$

алдыңғы дөңгелектердің бұрылу бұрышына арналған формуладағы белгіні анықтайды,

$$\delta_1 = \frac{\ell}{\rho_{cc}} + \frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c_{\alpha 1} \ell_1}{c_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell} m \frac{v^2}{\rho_{cc}}, \quad (15.4)$$

жеткіліксіз немесе артық бұрылу тәртібі үшін шешуші болып табылады (немесе δ_s үшін теңдеуге ұқсас болып келеді). Артқы осьтің теріс конструктивтік бұрышының абсолюттік шамасы ұлғайған жағдайда бұрылыстардағы $c_{\alpha 2}$ бұрылысының орташа қаттылығы автокөліктің жеткіліксіз бұрылуына әкеледі. Кері бұрылудың оң конструктивтік алдыңғы бұрышы алып кету бұрышының ұлғаюына және, демек, алдыңғы бұрылыстың орташа қаттылығының төмендеуіне әкеледі, $c_{\alpha 1}$, бұл көлік құралының жеткіліксіз бұрылу бағытындағы әрекетіне әсер етеді.

Түйісу/Алшақтау, Дөңгелектің құлау бұрышы және автоматты басқарылатын коэффициент

15.2 Сұрақтар мен жаттығулар

Есте сақтау

1. Біз қалай түйісуді /алшақтықты анықтаймыз?

2. Біз құлдырау бұрышын қалай анықтаймыз?

Түсіну

1. Бұрылыстарға түйісудің әсерін түсіндіріңіз.

2. Бұрылыстарда құлдырау бұрышының әсерін түсіндіріңіз.

3. Жеңіл автокөліктің әртүрлі параметрлері жеңіл автокөліктің мінез-құлқына, атап айтқанда, автокөлікті автоматты басқару кезіндегі мінез-құлқына қалай әсер ететінін түсіндіріңіз.

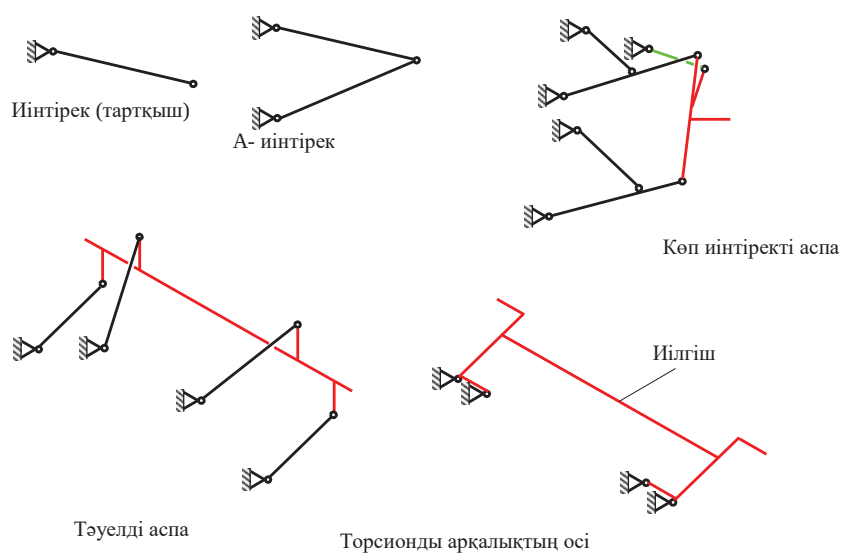
16

Аспалар жүйелері

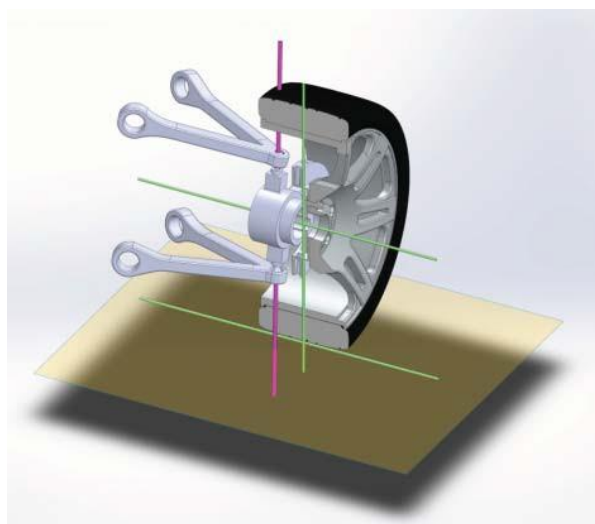
Бұл тарауда біз аспалар жүйелерін қарастырамыз. Мысалдарға тәуелсіз аспалар мен тәуелді аспалар жатады. Тәуелсіз аспалардың мысалына әдеттегі көп буынды аспалар, McPherson аспалары немесе қос көлденең иінтіректер (немесе жоғарғы және төменгі иіндер) жатады. Доңғалақ тіреуінің алты дәрежелі еркіндіктері (бұлар қатты дененің алты негізгі дәрежесі; доңғалақ тірегіне дөңгелек күпшегі мен дөңгелек мойынтіректері кіреді), аспамен оқшауландырылады, тек біреуі, вертикалды ілгерілемелі еркіндік дәрежесі бос қалады. Тәуелсіз аспалар бұған бес иінтіректі (немесе түйіндері) тиісті орналастырумен қол жеткізеді. Тартқыш - бұл бір жағынан доңғалақ кронштейніне және екінші жағында корпусқа (немесе ішкі кергішке) бекітілген, сондықтан еркіндіктің бір дәрежесі бітелген (16.1-суретті қараңыз). Екі иінтіректі бір аспалы тұтқаға немесе А-иінтірекке біріктіруге болады. Бес иінтіректі дұрыс орналастырған кезде бес дәрежелі еркіндік жойылады, осылайша тәуелсіз доңғалақ аспа пайда болады. 16.1-суретте әртүрлі аспалардың жұмыс қағидаттары көрсетілген. Нақты доңғалақ түрегі қара сұр түспен көрсетілген. Егер доңғалақ басқарылмалы болса, иінтіректің бірі - рульдік тартқыш. Қос иінтіректі аспаның мысалы 16.2 суретте көрсетілген.

Тұтқалардың ақырғы нүктелері сфералық беттер бойымен қозғалады. Бұл доңғалақ тірегінің қозғалысы өте күрделі болуы мүмкіндігіне әкеледі. Жалпы алғанда, ол тік бағытта таза қозғалысында әрекет етпейді, оның орнына керісінше айналмалы бөліктері бар кеңістіктік қозғалысты көрсетеді.

Иінтіректер серпімді болса да, олардың деформациясы аз, өйткені олар осьтік күштермен жүктеледі. Доңғалақты аспа арқылы берілуі мүмкін жолдың тегіс емес беткейіне байланысты құрылымды соққылардан және түрткілерден жақсы оқшаулау үшін иінтіректер көбінесе құрылымға қатаң бекітілмейді, бірақ серпімді резеңке төлкелер көмегімен орнатылады. Бұл резеңке төлкелер деформацияланып шанақты, сонымен қатар жолаушылар салонын соққылардан оқшаулайды. Доңғалақ тірегінің деформациялы қозғалысы көбінесе кинематикалық түрде берілген траекторияда емес, күштер әсер ететін белгілі бір траекторияда болады. Таза геометриялық кинематикадан да,



Сурет 16.1 Доңғалақты аспа жүйелерінің жұмысының қағидаттары



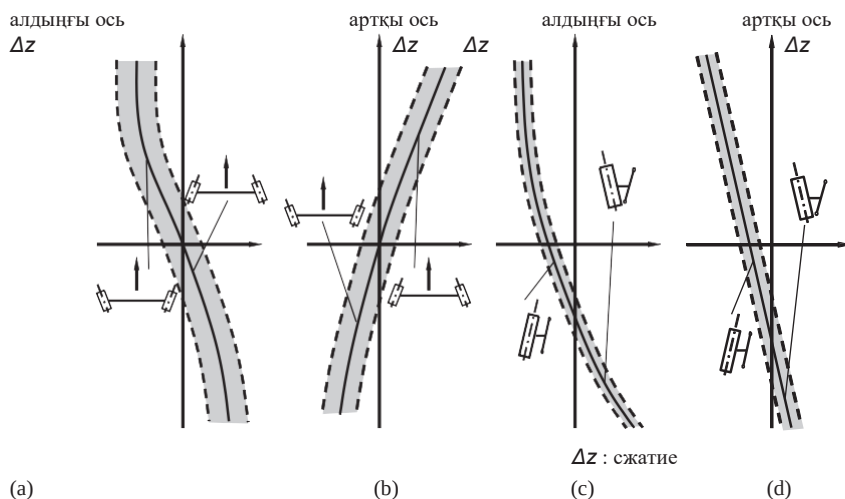
Сурет 16.2 Қос иінтіректі аспа (немесе А-иінтірегi)

және күштер әсерінен серпімді деформациялы қозғалысы нәтижесінде пайда болатын кинематика эластокинематика деп аталады ¹.

¹ Поскольку кинематическое поведение колесного держателя из-за одновременно действующих сил и моментов является важной характеристикой, которая оказывает существенное влияние на динамическое поведение автомобиля, это поведение проверяется на специальных стендах испытания кинематики и соответствия (K & C).

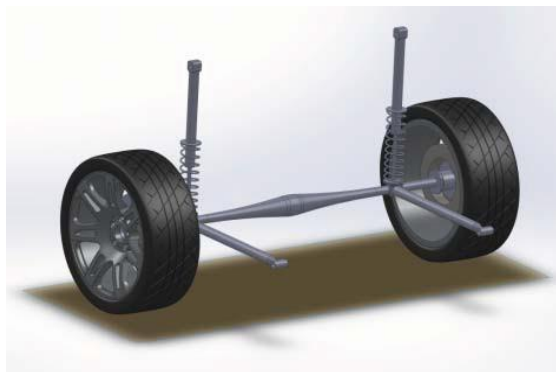
Кинематика тірек тігінен қозғалған кезде түйісу мен құлау сияқты маңызды геометриялық параметрлердің өзгеруіне әкеледі. 16.3-суретте серіппенің ауытқу функциясы ретінде өзгерістер² мысалдары келтірілген: 16.3 (a) және (b) суреттері алдыңғы және артқы доңғалақтардағы $\Delta\delta$, түйісу/ажырауды көрсетеді, ал 16.3 (c) және (d) суретте құлаудағы γ өзгерісі көрсетілген. Жойылып бара жатқан кері серпіліске арналған номиналды түйісу/ажырау 16.3 (a) және (b) суреттерінде көрсетілмеген, бірақ өзгерістер енгізілген. Өзгерістерге байланысты қозғалыс динамикасына түйісу мен құлау өлшемдеріне айтарлықтай әсер етуге болады. Алайда, резеңке төлкені пайдалану кезінде диаграммаларда қисықтар көрінбейді, бірақ $\Delta\delta$ және γ айнымалы шамалары кері серпіліс функциялары, z , сонымен қатар күштер мен моменттер ретінде орналасатын аймақтар бар (16.3-суреттегі сұр). Диаграммада Δz майысу өлшемі реті ± 100 мм, түйісудің өзгерісі үшін $\Delta\delta - \pm 40'$ және құлаудың өзгерісі үшін $\gamma - \pm 2'$.

Түйісудің өзгеруі, қисықтармен 16.3 (a) және (b) суреттерінде көрсетілгендей, бұрылыс кезіндегі қозғалыстың сапасына келесідей әсер етуі мүмкін: артқы осьтің сыртқы доңғалақ аспасы қысылады (немесе кері серпіледі) $\Delta z > 0$, бұл артқы осьтегі сыртқы доңғалақтың түйісу бұрышын үлкейтеді, сондықтан сырғанау бұрышыда үлкейеді, α ; артқы осьтің ішкі дөңгелегіндегі түйісу бұрышында жағдай керісінше, яғни, сырғанау бұрышы азаяды. Екі эффект те бірге бұрылғыш күштердің көбеюіне әкеледі. Бұл орташа сырғанау бұрышының төмендеуіне, демек α_{21} бұрылу кезінде орташа қаттылықтың жоғарылауына әкеледі. Алдыңғы осьте жағдай тура керісінше; бұрылудың орташа қаттылығы α_{11} төмендейді. Бұл α_{21} - α_{11} өрнегінің жоғарылауына, кем бұрылғыштық сипаттамаларының жоғарылауына немесе артық бұрылғыштық сипаттамаларының төмендеуіне әкеледі.



Сурет 16.3 Аспаны қысылу және кері серпілісіндегі түйісу мен құлау өзгерістері (Мичке мен Валентовитцтан алынған, 2004)

² Бұл жерде автомобильді зерттеумен салыстырғанда әдеттегі өзгерістер келтірілген (қараңыз: Мичке және Валентовиц 2004); әрине, басқа сипаттамалар да болу мүмкін.



Сурет 16.4 Тәуелсіз аспа

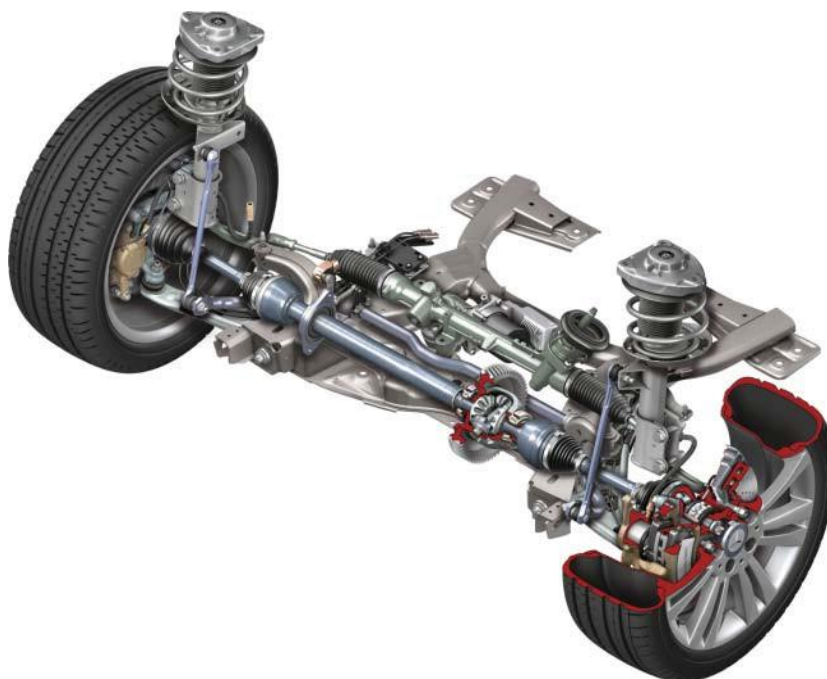
Аспаның екінші үлгісі, қатты (немесе қатаң) ось деп аталады, негізінен 16.1 суретте көрсетілген; кейбір егжей-тегжейлер 16.4 суретте көрсетілген. Екі доңғалақ тіректері қатты білік арқылы қосылған. Бұл қатаң ось екі дәрежелі еркіндікке ие болуы керек: біреуі тік қозғалыс үшін, екіншісі бойлық осьті айналдыра шеңберлеу үшін. Осы себепті, қатаң ось шанаққа төрт иінтірек арқылы қосылады, бұл ось пен шанақты қосудың мүмкін әдістерінің бірі. Тағы бір қарапайым әдіс - бұл жапырақ серіппелерін пайдалану. Бір доңғалақтың тік қозғалысы екінші дөңгелекке беріледі, бұл аспаның осы түрінің кемшілігі болып табылады. Бұрылыстарды өткен кезде құлау өзгермейді. Басқа кемшіліктер - бұл басқарылатын ось жағдайында пайда болатын тұрту және дірілдеу. Қатаң осьтер жеңіл автомобильдер үшін әдеттегіден тыс, бірақ оларды ауыр жүк машиналарында қолдануға болады.

Егер доңғалақ тіректері бір-біріне қатты жалғанбаған болса және бір жағынан толықтай тәуелсіз қозғала алмаса, екінші жағынан жүйе торсионды арқалық осі деп аталады.

Доңғалақтың тік қозғалысын шанаққа серпінді түрде қосу үшін көбінесе доңғалақтың тірегіне немесе бір жағында аспалы білікке, екінші жағынан шанаққа қосылған қосымша шиыршық серіппе қолданылады. Амортизатор доңғалақ тірегінің тік қозғалыстарын бәсеңдету үшін қолданылады. Амортизаторды бұрама серіппесімен біріктіріп, тірек қалыптастыруға болады, бірақ амортизатор мен серіппені бөлек орналастыруға да болады. Егер бұл шешім қолданылса, амортизаторлар мен серіппелерге арналған әр түрлі иінтіректерді қолдануға болады.

Төменде біршама аспа жүйелері көрсетілген.

16.5 суретте McPherson Mercedes B-Class алдыңғы ось жүйесі көрсетілген. Тіректегі шектеулер доңғалақтың тірегінің екі осьті айнала шеңберлеуге жол бермейді (демек, еркіндіктің екі дәрежесі бекітілген). Көп денелі жүйе (MBS) тұрғысынан McPherson аспасының жоғарғы бөлігі автомобиль шанағына кардандық топса3 арқылы қосылған қатаң дене (поршень соташығы) болып табылады. Поршень соташығы мен амортизатор түтігі бір-біріне цилиндрлік байланыс арқылы қосылады



Сурет 16.5 Мерседес В-кластағы автомобильдің алдыңғы McPherson осі (Daimler AG рұқсатымен көрсетілген)

Амортизатордың корпусы және доңғалақты тірек, MBS мағынасында бір қатты денені қалыптастырады. Осы факторлардың барлығын бірге қабылдаған кезде доңғалақтың тірегі төрт еркіндікке ие (екеуі кардандық топсадан және екеуі цилиндрлік жалғаулардан). Сондықтан үш еркіндік дәрежесін шектейтін қосымша үш жалғаулар қажет. Әдетте біреуі бойлық бағытта, ал екіншісі - бүйірлік бағытта орналасқан екі байланыс екі қосымша шектеулерді қамтамасыз етеді. Бес шектеудің соңғысы рөлдік жүйеге, яғни рөл тартқышына қатысты, өйткені McPherson аспасы негізінен алдыңғы аспалар үшін қолданылады. Бойлық және бүйірлік буындарды 16.5-суретте көрсетілгендей бір А-иінтірекпен ауыстыруға болады. Сонымен қатар, бұл Суретте көлденең тұрақтылық стабилизаторын, жетек біліктері бар дифференциал, жылдамдыққа тәуелді басқару коэффициенті бар басқару жүйесі және ішкі кергіш бейнеленген.

Негізгі компоненттер 16.6 суретте көрсетілген. McPherson тіректерінің артықшылығы компоненттер санының азаюы, демек, қарапайым дизайн және жобалық кеңістікке қажеттілік аз.

³ Нақтырақ айтсақ, бұл соққы мен дірілдің алдын алатын төлке; бұл төлке екі радиалды осьті айналдыра еркін шеңберлеуге мүмкіндік бермейді, бірақ бұл айналу үшін сәйкестік аз; осьтік еркіндік дәрежесі маңызды емес, өйткені поршень соташығы мен амортизатор түтігінің салыстырмалы түрде айналу кезінде кедергі іс жүзінде жоқ.

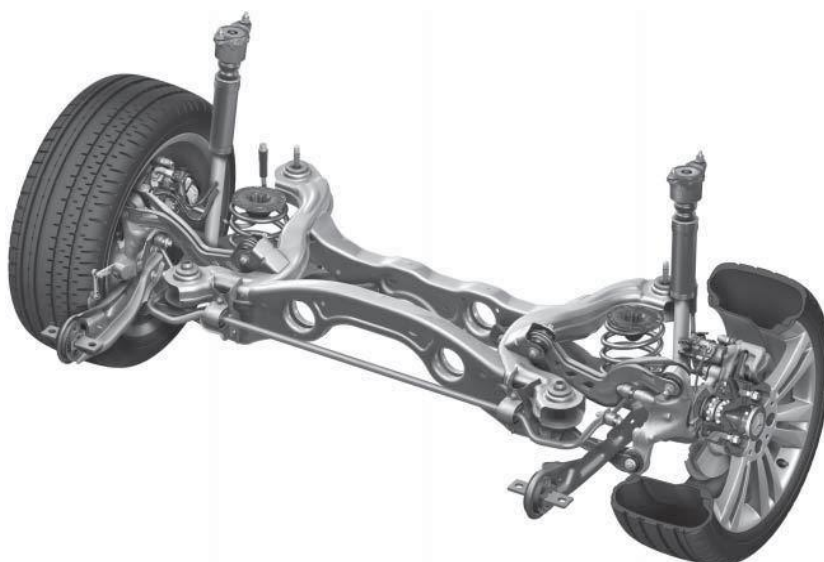


Сурет 16.6 McPherson алдыңғы осінің аспасының негізгі компоненттері

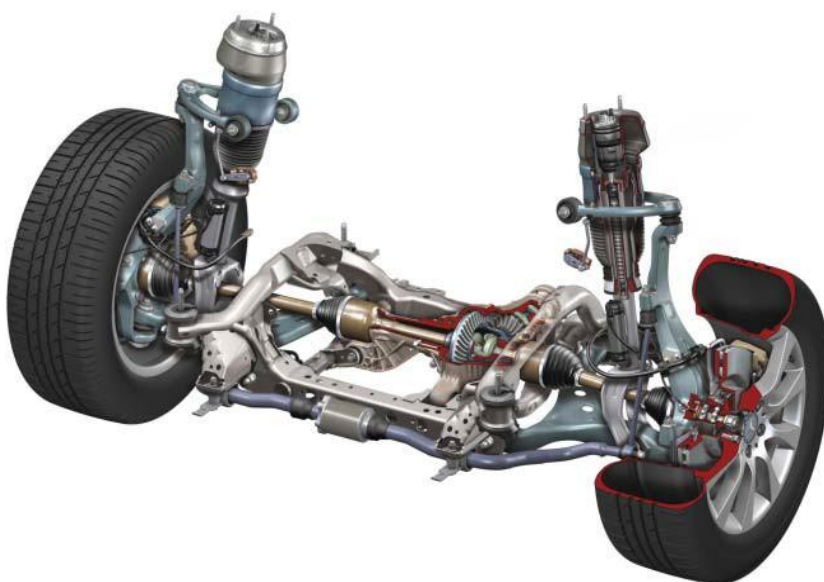
Амортизатор айналу еркіндігінің екі дәрежесін окшаулайтындықтан, ол моменттерді өткізе отыруы керек. Осы себепті, McPherson амортизаторының поршені соташығы әдеттегі амортизатордың поршені соташығынан үлкенірек диаметрге ие. Бұл кемшілік болуы мүмкін, өйткені амортизатор қымбатырақ болып келеді. Тағы бір кемшілігі - McPherson аспасы үшін автомобильдің қажетті биіктігі серіппеге және төменгі иінтірекке қосылған амортизаторға қарағанда үлкен. MacPherson тірегі әдетте доңғалақтың тірегінің жоғарғы жағына қосылады; кері серпіліске орын беру үшін, тіреуіш шанақпен қосылудың жоғарғы нүктесінде автомобильдің биіктігі жеткілікті үлкен болуы керек.

16.7-суретте Mercedes B-Class артқы осі көрсетілген. Бұл төрт буынды аспа. Үш жанама және бір бойлық байланыс бар. Аспаның тұрақтандырғышы да көрсетілген. Амортизатор мен серіппе доңғалақ тірегімен және автомобиль корпусымен әр түрлі жерлерде қосылады. Бұл серіппедегі жылдамдық пен демпфердің сипаттамаларын таңдауда үлкен тәуелсіздікке әкеледі.

16.8-суретте Mercedes M-Class көлігінің алдыңғы аспаса көрсетілген. Бұл екі жақты иінтірегі бар аспа және орнатылған бейімделгіш бәсеңдету жүйесі бар пневматикалық серіппе (бақылау skyhook алгоритмі көмегімен жүзеге асырылады). Тағы бір арнайы компонент - белсенді аспа тұрақтандырғышы: бұл екі бөлікке бөлінетін әдеттегі аспа тұрақтандырғышы; бұл екі бөлік гидравликалық айналмалы жетекке қосылған. Көлденең үдеу $v^2/ρсс$ сәйкес, қисаюдың алдын-алу үшін автомобильдің динамикалық беталысын реттеуге болады (белгілі бір көлденең үдеуіне дейін). Тікелей жүру кезінде көлік жүргізу ыңғайлылығын арттыру және жолдан тыс жүру тәртібін жақсарту үшін аспа тұрақтандырғыштың екі бөлігі арасындағы іліністі ажыратуға болады.



Сурет 16.7 Мерседес В класты автомобильдің McPherson артқы осі (Daimler AG рұқсатымен көрсетілген)



Сурет 16.8 Мерседес М класты автомобильдің McPherson алдыңғы осі (Daimler AG рұқсатымен көрсетілген)



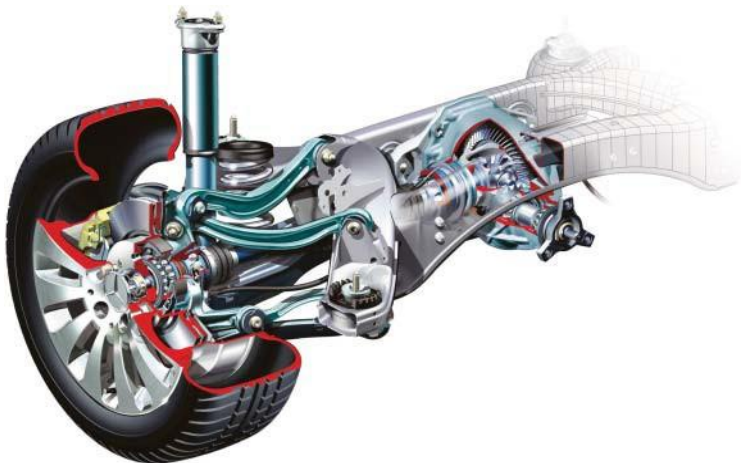
Сурет 16.9 Мерседес М класты автомобильдің McPherson артқы осі (Daimler AG рұқсатымен көрсетілген)

16.9-суретінде М-Class артқы аспасы көрсетілген. Мұнда белсенді аспа тұрақтандырғышы біріктірілген (жетек дифференциалдың артында орналасқан). Ауа серіппелері мен амортизаторлар бөлек.

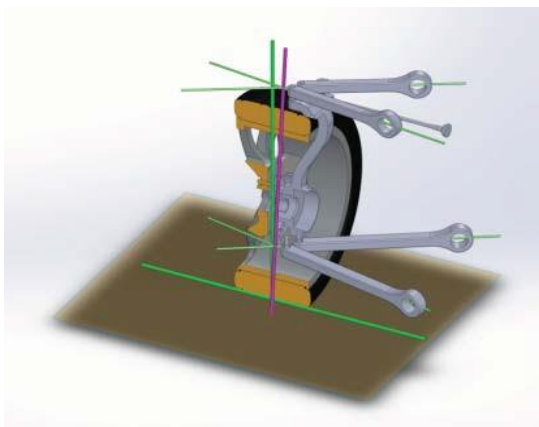
Бес буынды аспа дизайнның алуан түрін ұсынады, өйткені әр сілтемені жеке ыңғайлылықпен, қауіпсіздікпен және динамикалық тәртіппен жасауға болады. Алайда, мұндай аспаның түрі қарапайым дизайнға қарағанда қымбатырақ. 16.10-суретте Mercedes C-Class көп буынды артқы білігі көрсетілген. Алдыңғы панельдегі үш буынды оңай тануға болады, ал басқалары ішінара басқа компоненттердің артынан көрінбейді.

16.11-суретте бес буынды аспаны құрам принципі көрсетілген; барлық бес буын осы суретте анық көрінеді. Бұл сурет рөлдік білікті қосымша бейнелейді (төрт буынның төрт ұзартуын кесіп өтетін тік дерлік цилиндр). Әлбетте, дөңгелек төселу иіні радиусы r_k және қоздырғыш күштің g радиусы өте шамалы.

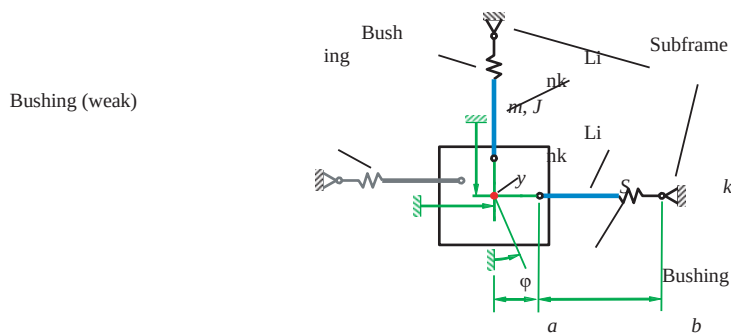
Соңғы мысалда серпімді-кинетикалық осьтің көмегімен түсіндіруге болатын екі құбылысты қарастырамыз: бүйірлік күштердің әсерінен болатын рөл және шеңберлік рөл. Алдымен серпімді кинетикалық осьіне қараймыз. Серпімді-кинетикалық осьтен бастамас бұрын, 16.12 сурет көмегімен серпімді-кинетикалық нүктенің механикалық аналогын түсіндіреміз. Бұл суретте шанақ (шаршы) үш айналмалы буындармен, олар ішкі кергішке үш серпімді төлкелер арқылы қосылады (олардың екеуі қатал, біреуі бос). Төлкенің инерциялық қасиеттерін J және m сипаттайды. Дененің еркіндік деңгейінің ілгерілемелі дәрежелері x және y арқылы бекітіледі, S нүктесін шеңберлеу бұрышы - ϕ . Кішкентай бұрыштар үшін ϕ қозғалыс теңдеулерін құруымыз керек. Егер S пен шанақтың айналмалы байланыстарының арасындағы қашықтық a болса, ал шанақтағы айналмалы байланыс пен сәйкес ішкі кергіш арасындағы қашықтық b болса (a және b екеуі тек көлденең байланыс үшін көрсетілген; тік



Сурет 16.10 Многозвенная задняя ось Mercedes C-Class (воспроизведено с разрешения Daimler AG)



Сурет 16.11 Принцип конструкции пятизвенной подвески



Сурет 16.12 Объяснение уругокинематической точки

қашықтықтар да үшін a және b), онда кіші бұрыштар φ үшін серіппенің (төлке) ұзартылуы Δs (біз квадрат түбірінің Тейлор жіктеуін қолданамыз және оның косинус функциясын Тейлор жіктеуінің косинусына ауыстырамыз)

Егер шанақтың S-қа қатысты φ бұрылу бұрышы кішкентай болса және квадраттық мүше еленбейді деп болжайтын болсақ, онда шанақтың таза айналуымен төлкелік $\varphi = 1 - \varphi^2/2 + \dots$

$$\begin{aligned} \Delta s &= \sqrt{a^2 \sin^2 \varphi + (b + a(1 - \cos \varphi))^2} - b \\ &= \sqrt{2a^2 + b^2 + 2ab(1 - \cos \varphi) - 2a^2 \cos \varphi} - b \\ &= \sqrt{b^2 + a^2 \varphi^2 + ab \varphi^2 + \dots} - b \\ &= \frac{b}{2} \left(\frac{a^2}{b^2} + \frac{a}{b} \right) \varphi^2 \dots \end{aligned} \quad (16.1)$$

серіппелерінің ұзындығындағы өзгерістерді де назардан тыс қалдыруға болады. Егер барлық механикалық жүйенің (16.2) - (16.4) қозғалыс теңдеулеріне назар аударсақ (әлсіз төлкені елемейміз), соңғы теңдеуде қалпына келтіретін момент жоқ екенін көреміз (16.4). Бұл шанақта әрекет ететін

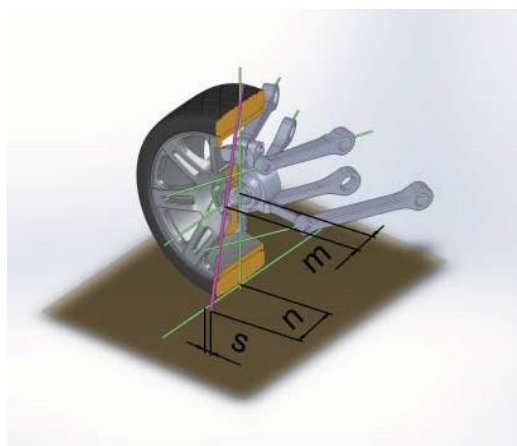
$$m\ddot{x} + kx = 0, \quad (16.2)$$

$$m\ddot{y} + ky = 0, \quad (16.3)$$

$$J\ddot{\varphi} = 0. \quad (16.4)$$

кішігірім күштер үшін де, S нүктесі күштердің әсер ету сызығында болмаса, айтарлықтай айналу бұрышы бар. Әрине, φ бұрышы өте жоғары мәндерге дейін үлкеймейді, өйткені ол (16.2) - (16.4) біз ескермеген сызықтық емес белгілермен шектеледі. Шанақты оңай бұруға болатын нүкте (егер әлсіз төлкені ескермесек) S-қа тең болады, және бұл қатаң серпімді орнатылған сызықты ұзарту буындарының қиылысуы

Серпімді-кинематикалық нүктелерді түсіндіргеннен кейін серпімді-кинематикалық осьті түсіндіруді жалғастырамыз. Бұл ось 16.13-суреттегі ең үлкен диаметрі бар цилиндр түрінде бейнеленген. Аспа - бес буынды аспа. Бес иінтіректің төртеуі ішкі кергішпен немесе шанақпен қатты төлкелер арқылы (серпімді элементтер) қосылады, бесінші иінтірек (төменгі алдыңғы иінтіректердің бірі) ішкі кергішке бос байланған. Сондықтан бізде серпімді-кинематикалық нүктедегі жағдайға ұқсас жағдай бар, онда оңай айналу нүктесі S - серпімді орнатылған иінтіректердің сызықты ұзаруларының қиылысуы. Егер 16.13-суреттегі серпімді бекітілген иінтіректердің сызықтық ұзартуларын қарастырсақ, барлық төрт ұзартылар бір түзу сызықпен қиылысатындығын көреміз, бұл серпімді-кинематикалық ось (серпімді-кинематикалық нүктенің үш өлшемді аналогы). Келесі бөлімде бұрылыс күштері мен тежеуіш күштерінің әсерін қарастырамыз. Ол үшін көрсетілген аспа артқы біліктің аспасы болып табылады делік. Біз бұрылыс кезінде тежеу маневрінен бастаймыз (бұл жеңіл тежелу болуы мүмкін, немесе егер артқы белдем қозғалысқа келтірілген болса, қозғалтқыштың тежеу моменті салдарынан баяулауы мүмкін)



Сурет 16.13 LSA Porsche 911 Carrera аспасына ұқсас бес буынды аспа

Баяулау жүктемені артқы осьтен алдыңғы жаққа жылжытады. Бұл артқы осьте бүйірлік күштердің азаюына және алдыңғы осьте осы күштердің көбеюіне әкеледі, және бұлар бәрі бірге көлікті қисықтың ішкі жағына бұруға тырысады. Екі доңғалақтың артқы осьіндегі тежеу күштері серпімді-кинематикалық оське қатысты момент жасайды, өйткені бұл ось пен жолдың қиылысы көліктің сыртында орналасқан (иінтіректің иіні n , тартым күштеріне арналған иінтіректің иіні m). Бұл дегеніміз, тежеу күштеріндегі айналу моменті доңғалақты бір-біріне түйіскенінше оңай айналдырады. Сонымен қатар, ішкі доңғалақтың бүйірлік күші азаяды (өйткені доңғалақтың сырғанау бұрышы азаяды), ал сыртқы доңғалақтың бүйір күші артады. Сыртқы доңғалақтың ұлғаюының абсолютті мәні ішкі доңғалақтың азаюынан жоғары болғандықтан (сыртқы доңғалақтағы жүктеме ішкі доңғалаққа қарағанда жоғары болғандықтан), екеуінің де қосындысы көбейеді және көлікті қисықтың ішкі жағына бұруға тырысқан жоғарыда аталған момент те ішінара өтеледі.

Ұқсас бүйірлік күштер түйісу мен ажырауға әсер етеді. 16.13 суретте көрсетілгендей, қиылыс түйіспе дағы центрінен (иінтіректің иіні) тыс орналасқан. Бұл бүйірлік күштердің сыртқы доңғалақтағы түйісуді (бұл өз кезегінде жылжымалы бұрыштың ұлғаюын білдіреді) және ішкі доңғалақтағы ажырауды тудыратындығын (бұл сырғанау бұрыштың кішірейуі) білдіреді. Бұл жоғарырақ бүйірлік күштерді тудырады.

16.1 Сұрақтар мен жаттығулар

Есте сақтау

1. Бір доңғалақтағы аспада қанша еркіндік дәрежелері болу керек?
2. Қарапайым иінтіректе қанша еркіндік дәрежелері бар?
3. А-иінтіректе қанша еркіндік дәрежелері бар?
4. Доңғалақ тірегінің негізгі еркіндік дәрежесі қандай?
5. Тәуелсіз аспаның қағидасы қандай?
6. Доңғалақ аспасының тәуелсіз суспензиясынан басқа негізгі түрлері қандай?
7. Қысылу және кері серпіну кезінде қандай шамалар өзгереді?
8. Серпімді-кинематикалық ось қалай анықталады?

Түсіну

1. Автокөліктің кем немесе артық бұрылғыштығы беталысына байланысты қысылу және кері серпілу мәндерінің өзгеру әсерін түсіндіріңіз.
2. Серпімді-кинематикалық осьтің орналасуы жүргізу беталысына қалай әсер етеді?
3. Серпімді-кинематикалық осьтің әртүрлі позициялары үшін шеңберлік руль күштері мен бүйірлік руль күштерін түсіндіріп беріңіз.

17

Айналу сәті мен жылдамдықты түрлендіргіштер

Бұл тарауда біз жылдамдықты (іліністі) түрлендіргіштердің және айналу сәтін (беріліс қорабын) түрлендіргіштердің бірнеше түрлерінің мысалдарын талқылаймыз.

17.1 Жылдамдықты түрлендіргіштер, ілініс

Айналу жиілігін түрлендіргіш немесе ілініс қозғалтқышты гидротрансформатормен байланыстырады (трансмиссия). Міндеттері:

- қозғалтқыш пен трансмиссияның бұрыштық жылдамдықтары бірдей болмаса, қозғалтқыштан трансмиссияға айналу сәтін беру; мысалға, автокөліктің бір орында тұруының себебі, іштен жану қозғалтқышына жұмысты жалғастыру үшін минималды бұрыштық жылдамдық қажет;
- трансмиссиядағы бұралма тербелістерді басу;
- байсалды қосуды іске қосу және
- берілістерді жылдам ауыстыруды іске қосу.

Автокөліктерде жылдамдықтарды түрлендіргіштердің үш түрі қолданылады: жүрісі құрғақ және майланған (бір немесе бірнеше дискісі бар) дискілі іліністер және гидродинамикалық трансмиссиялар (Föttinger агрегаттары, гидрокинетикалық сұйықтық трансмиссиялары).

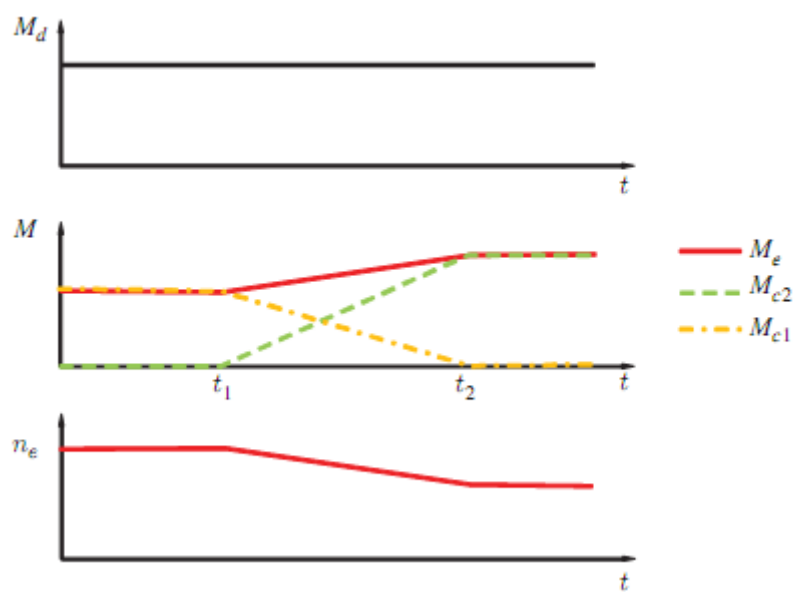
Қосарлы құрғақ ілініс 17.1-суретте көрсетілген. Әдетте, қозғалтқыш пен іліністің арасында орнатылатын үлкен тістегершік іштен жану қозғалтқышының стартерін іске қосуға арналған. Іліністің негізгі компоненттерін суретте екі жерден көруге болады. Іліністі ажырататын екі аша (сол жақта астында) диафрагма серіппелерін босатады. Үстіңгі аша анық көрінсе, екіншісі – толығымен байқалмайды. Сонымен қатар суретте торсионды серіппелері (біреуі көрініп тұр) бар ілініс дискілері, бастырмалар және басқыш пластиналар байқалады. Осы жерде көрсетілгендей, қосарлы муфталар 500 жеке-жеке бөлшектерден құралады.



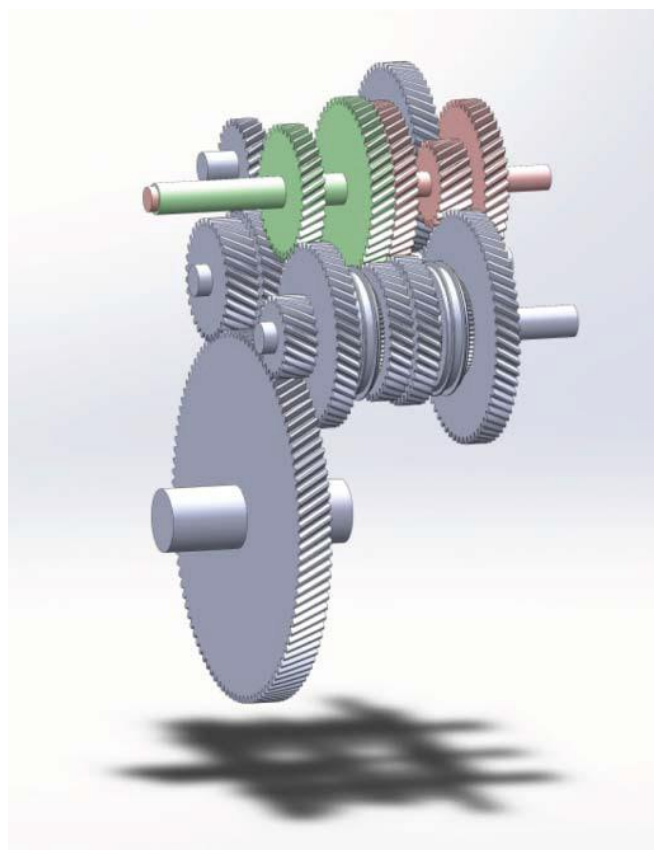
17.1-сурет Қосарлы құрғақ ілініс (Schaeffler рұқсатымен жаңғыртылған)

Қосарлы іліністер қозғалтқыштан айналу сәтін кідіріссіз беруге арналған трансмиссияларда қолданылады. Ілінісі қосарлы берілістер қорабының екі кіріс және екі шығыс білігі бар. Осы екі кіріс біліктері қосарлы муфтаньң екі шығыс жағымен екі дискінің және басқыш пластиналардың көмегімен жалғанған; қосарлы іліністің кіріс жақтары қозғалтқышпен байланыстырылған. Берілістерді, мысалы, бірінші берілістен екіншісіне ауыстырып-қосу кезінде бірінші берілістегі ілініс екінші берілістегі іліністі қосқан кезде ажырайды. Сәттер мен бұрыштық жылдамдықтардың негізгі тәуелділіктері 17.2-суретте бейнеленген. Жоғарыдағы диаграмма ізделетін доңғалақтардағы сәттің қажеттілігін, M_d , көрсетеді; бұл жерде біз тұрақты сәтті, M_d және автомобильдің тұрақты жылдамдығын болжаймыз. Сәтті беру жолы t_1 мен t_2 арасында өзгереді. Ортадағы диаграмма қозғалтқыштан болған сәтті көрсетеді (тұтас сызық). Берілістерді ауыстырып-қосу кезінде беріліс санының өзгеру себебінен қозғалтқыш сәті ұлғаю керек (біз диаграммаларда $i_d = 4$, $i_1 = 3$ және $i_2 = 2$ деп аламыз). Қосу және ажырату кезінде бірінші муфта беретін M_{c1} сәті $t = t_1$ уақыт сәтінде қозғалтқыш сәтінен нөлге дейін азайса, екінші муфта беретін M_{c2} сәті $t = t_2$ уақыт сәтінде нөлден қозғалтқыш сәтіне дейін азаяды.

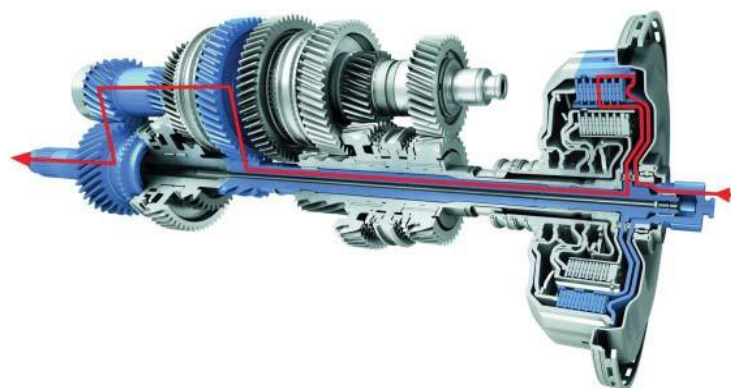
17.3-суретте ілінісі қосарлы (ілінісі жоқ) трансмиссия мысалы көрсетілген. Екі ілініс екі кіріс біліктеріне бекітілетін болады; кіріс біліктерінің бірі (қысқасы) қуыс білік болып табылады. Бұл мысалда екі шығыс білігі осьтік бағытта орналаспаған (17.4 және 17.5 суреттердегі мысалдарда екі шығыс біліктері сондай-ақ осьтік та біліктер болып табылады). Кіріс біліктер осьтік болып табылады, себебі бұл екі ілінісі бар конфигурация үшін қажетті есептік кеңістік ретінде шағын көлем тандап алынды. Егер ілінісі қосарлы трансмиссия беретін сәт үзілмеу керек болса, әртүрлі кіріс және шығыс біліктерде көршілес берілістерді үлестірудің маңызы зор. Бұл бір уақытта бір іліністі қосу және екінші іліністі ажырату арқылы бір берілістен екіншісіне үздіксіз ауыстырып-қосу үшін қажет.



17.2-сурет Ілінісі қосарлы берілістер қорабының жұмыс қағидаты



17.3-сурет Ілінісі қосарлы берілістер қорабы



17.4-сурет Екі осьтік аралық біліктері бар ілінісі қосарлы трансмиссия; бірінші беріліс іске қосылған (Dr. Ing. h. c. F. Porsche AG рұқсатымен жаңғыртылған)



17.5-сурет Екі осьтік аралық біліктері бар ілінісі қосарлы трансмиссия; екінші беріліс іске қосылған (Dr. Ing. h. c. F. Porsche AG рұқсатымен жаңғыртылған)

Ілінісі қосарлы үздіксіз трансмиссия жеткіліксіз болған кезде оның берілістерді механикалық ауыстырып-қосуға қарағанда көлемі ірілеу және салмағы аздап көбірек болады (механикалық берілістер қорабы мен ілінісі қосарлы трансмиссияның тиімділігі ұқсас), бірақ ауыстырып-қосу қолайлылығы жағынан қосарлы ілініс жүйесін автоматты берілістер қорабымен салыстыруға болады. Тағы бір артықшылығы, доңғалақтардағы тарту күші үзілетін механикалық берілістер қорабына қарағанда оның үдемелі қабілеті жоғары болып табылатынында.

17.4 және 17.5 суреттерде екі осьтік кіріс біліктері және екі осьтік аралық біліктері бар тағы бір конструкция көрсетілген. 17.4-суретте бірінші беріліс, ал 17.5-суретте – екінші беріліс іске қосылған. Бұл конструкция екі көп дискілі майланған іліністі қолданады; сыртқысы бірінші, үшінші және бесінші берілістерге, ал ішкі муфта екінші, төртінші және алтыншы берілістерге арналған.

Жетінші беріліс аралық біліктің көмегімен емес, кіріс және шығыс біліктерін байланыстыра отырып тікелей іске қосылады.

Ілініс дискісі бір дискілі іліністің ажырамас бөлігі болып табылады. Мысал 17.6-суретте көрсетілген. Негізгі бөліктерден басқа бұл Сурет сондай-ақ кейбір қосымша функцияларды көрсетеді. Ең алдымен, дискіге центрден тепкіш маятниктік сөндіргіш бекітілген (9.2.2-бөлімді қараңыз). Барлық төрт масса маятник массасы үшін қолданылады. Сонымен бірге, ілініс бастырмасы іліністің шығысымен қатты жалғанбай, бұралма серіппелерін бәсеңдететін төрт сатылы құрылғымен байланыстырылған. Төрт кезең 16 серіппенің көмегімен жасалған. Олардың сегізі енгізілген болып табылады (ішкі серіппелер суретте анық көрінбейді). Ішкі серіппелер мен дискінің арасында саңылаудың болуы ішкі серіппелердің тек қана белгілі бір бұрылысты жасағаннан кейін жұмыс істейтінін білдіреді. Нәтижесінде 17.7-суретте көрсетілгендей, $M = M(\alpha)$ сәт-бұрышы бөліктік-сызықтық функциясы пайда болады. Тиімді қаттылық, $C * (i = 1, \dots, 4)$, ауыстырып-қосу сатылары мен нүктелеріндегі, $\alpha *$, қаттылық қисығындағы i сатыларының арасындағы 17.7-суреттің оң жақтағы бөлігінде келтірілген қаттылықтан, C_i және саңылауларда, α_i , өзгеше болып

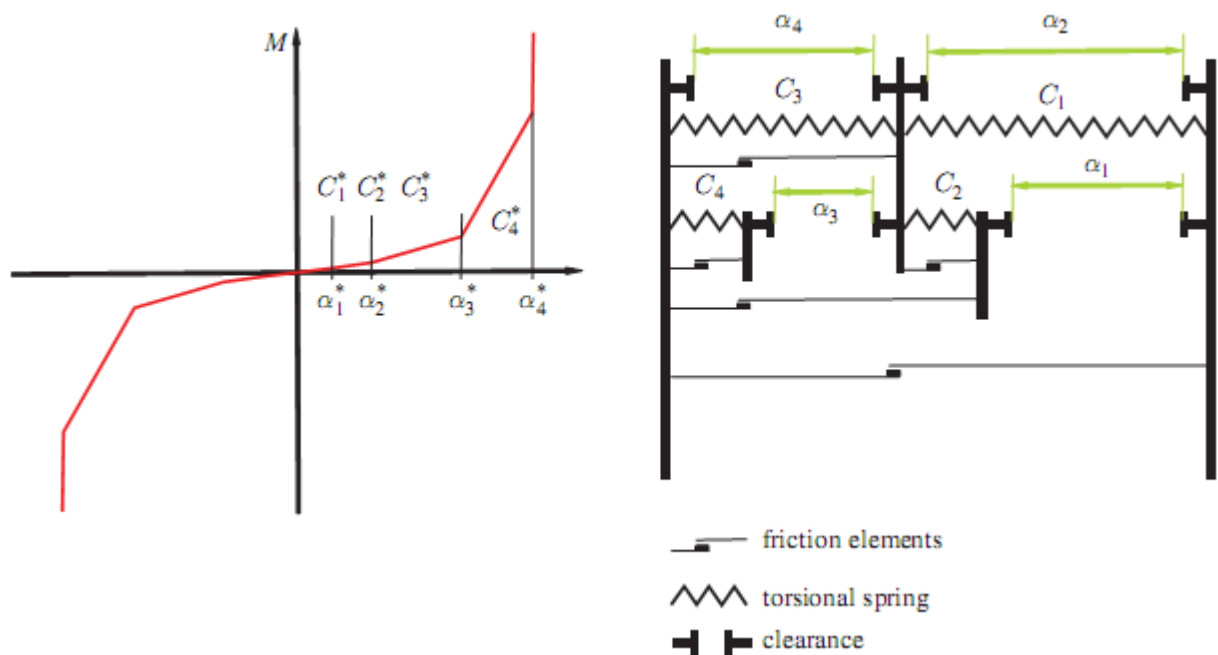
табылады. Мысалы, төмендегідей:

$$C_1^* = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2} \text{ and} \quad (17.1)$$

$$\alpha_1^* = \alpha_1 \frac{C_1}{C_1^*}. \quad (17.2)$$



17.6-сурет Бұралу бәсеңдеткішімен және орталықтан тепкіш маятниктің амортизатормен ілінісу дискісі (Schaeffler рұқсатымен жаңғыртылған)



17.7-сурет Бұралу тербелістерінің бәсеңдеткіші көп сатылы ілініс дискісінің жұмыс қағидаты

С * және α * басқа мәндерінде де осыған ұқсас арақатынастар қолданылады. С1 және С2 қаттылық мәндері алдын ала сөндіру құрылғысының рөлін атқарады. Кулондық үйкеліс элементтері энергияның ыдырауы және жүйедегі гистерезис үшін жауап береді. Бұл 17.7-суреттің сол жағында бейнеленген сипатты сызықтың қисықтың айналасында бұрыштық сәттер аймағына дейін кеңейтілу керек деген сөз.

Трансмиссиядағы дірілді азайтатын, әсіресе іштен жану қозғалтқышы индукциялайтын сәт пен бұрыштық жылдамдықтың тербелістерін азайтатын тағы бір құрылғы сермер болып табылады. Қатты сермер бұл тербелістерді өзінің инерциясының себебінен азайтуы мүмкін. Бұл тербелістерді азайтуда жоғары тиімділікке екі массалы сермердің көмегімен қол жеткізуге болады. Оның мысалы 17.8-суретте көрсетілген. Бұл құрылғыда масса екі бөлікке бөлінеді. Бұл бөліктер үйкелісі бөліктердің арасында пайда болатын серіппелі серіппелермен байланыстырылған. Бұл екі массалы сермердің дірілді жұтатын қабілетінің бар екенін білдіреді (9.2.1-бөлімді қараңыз). Оған қоса, орталықтан тепкіш маятниктің сіңіргіштің массаларын 17.8-суреттен көруге болады. Олар екі массалы сермер қозғалтқышы тұрған жақта бекітілген. Мақсаты – жылдамдыққа тәуелді сіңіру жиілігі болып табылады (9.2.2-бөлімді қараңыз).

17.2 Трансмиссия

Трансмиссияның әртүрлі конструкциялары жеңіл автомобильдерде қолданылады. 17.9-сурет қарапайым конструкцияларға шолу көрсетілген (Наунхаймерді қараңыз, 2011).

Механикалық берілістер қораптарында берілістерді ауыстырып-қосу және іліністі қосу/ажырату қолмен жүзеге асырылады. Аралық білікті екі конструкциясы көбінесе жеңіл автомобильдерде қолданылады: аралық білігі бар бір сатылы және екі сатылы берілістер қорабы. Бір сатылы трансмиссияларда сәт кіріс білігінен аралық білікке беріледі. Бұл арада аралық білік сонымен бірге шығыс білігі де болып табылады.



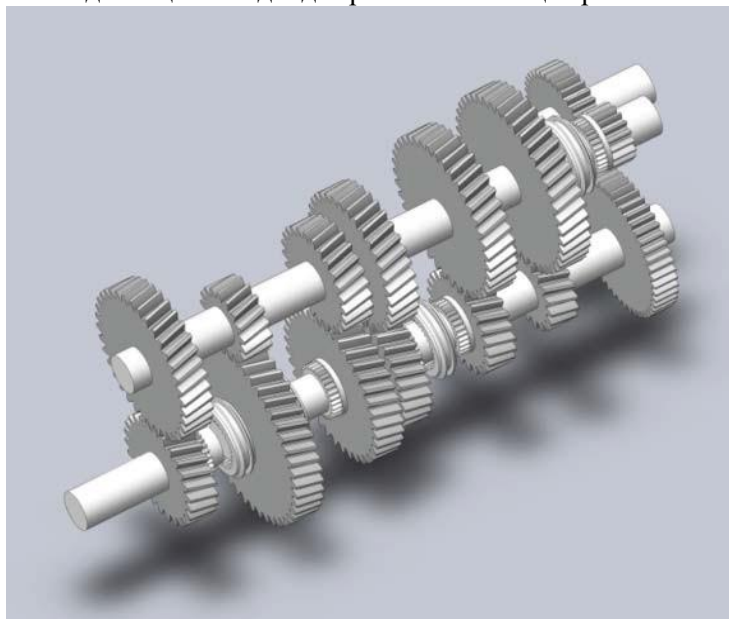
17.8-сурет Орталықтан тепкіш маятниктің сіңіргіші бар екі массалы сермер (Schaeffler рұксатымен жаңғыртылған)



17.9-сурет Жеңіл автомобильдер трансмиссияларына шолу

Аралық біліктің екі сатылы берілістерінде кіріс және шығыс біліктері коаксиалды болып табылады, ал аралық білік пен кіріс немесе шығыс біліктері тісті доңғалақтардың бір қозғалмайтын жұбымен байланыстырылған. Бір сатылы трансмиссиялар негізінен қозғалтқыштары алдына орнатылған алдыңғы жетекті автомобильдерде қолданылады. Бұл конфигурацияда дифференциалы бар соңғы беріліс трансмиссияға біріктірілген. Екі сатылы трансмиссия көп жағдайда артқы жетекші және қозғалтқыштары алдында орнатылған автомобильдерде қолданылады. Бұл конфигурацияда дифференциал артқы осьта орналасқан.

Аралық білігі бар қарапайым екі сатылы берілістер қорабы 17.10-суретте көрсетілген. Тісті доңғалақтар бір бірімен біліктері бар синхрондағыштардың көмегімен жалғанған. Әртүрлі берілмелі сандарға тістегерішті шығыс білігімен байланыстыру немесе кіріс және шығыс біліктерін тікелей жалғау арқылы қол жеткізіледі. Соңғы жағдайда трансмиссияның берілмелі саны 1-ге тең.



17.10-сурет Берілістері бесеу аралық білігі бар екі сатылы берілістер қорабы (бесінші берілістің трансмиссиясы тікелей болып табылады)

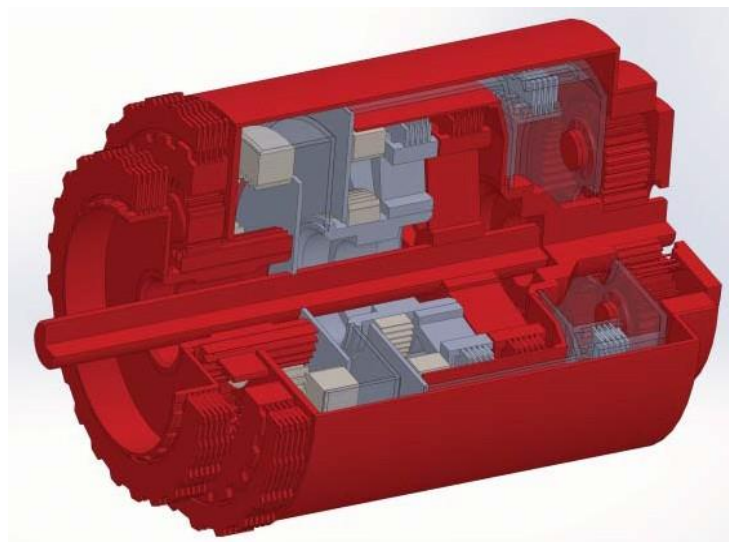
Артқы жүрісті беру үшін қосымша білік қажет.

Жартылай автоматты қол трансмиссияларында іліністі қосу немесе ажырату болмаса берілістерді ауыстырып қосу автоматтандырылуы мүмкін. Бұл беріліс түрінде бір ғана үдеріс автоматтандырылған, сондықтан бұл берілістер жартылай автоматты деп аталады. Алғашқы үлгілердің бірі 1967 жылы шығарылған VW болды. Бұл берілісте үш тістегеріштер жұптары гидродинамикалық гидротрансформатормен толықтырылды. Бұл автоматты трансмиссияда берілістерді ауыстырып қосу қолмен жүзеге асырылған. Жартылай автоматтар автомобильдердің басым бөлігінде қолданылмайды.

Автоматты берілістер қораптарын гидродинамикалық гидротрансформаторы мен планетарлық берілістері бар жай автоматты трансмиссияға, сондай-ақ аралық біліктері бар қосарлы іліністер мен жай берілістер қораптарына бөлуге болады.

Бірінші түрі бұғаттағыш муфтасы бар (қазіргі автомобильдерде) гидродинамикалық гидротрансформатордан құралады. Бұғаттағыш муфта тиімділікті арттыру үшін гидродинамикалық түрлендіргіштің конверсиялық емес режимінде турбина мен жұмыс доңғалағын бұғаттайды. Планетарлық берілістер әртүрлі берілістік қатынастарға қол жеткізу үшін тежегіштермен және іліністермен толықтырылады.

Автоматты берілістер қорабының мысалы 17.11-суретте көрсетілген. Бұл трансмиссия төрт планетарлық берілістен және бес тежегіш пен іліністен құралады. Берілістік қатынастар саны көп трансмиссиялардың мақсаты, біріншіден, қуаттылық пен тарту күшінің теңдестірілген берілуіне қол жеткізу, екіншіден, жылдамдықтар мен қуаттылыққа қажеттіліктердің (немесе тарту күшіне қажеттіліктің) кең диапазонында тиімділіктің жоғары мәндеріне қол жеткізу болып табылады. Әртүрлі берілістік сандарға тежегішті және/немесе іліністі белсендірулердің әртүрлі құрамдастырымдары арқылы қол жеткізіледі.



17.11-сурет Автоматты берілістер қорабы, 8 беріліс, бірінші беріліс іске қосылған.

Автоматты берілістер қорабының ең маңызды элементтерінің бірі түсіндірмесі төменде берілген гидродинамикалық гидротрансформатор (немесе Trilok-түрлендіргіш) болып табылады.

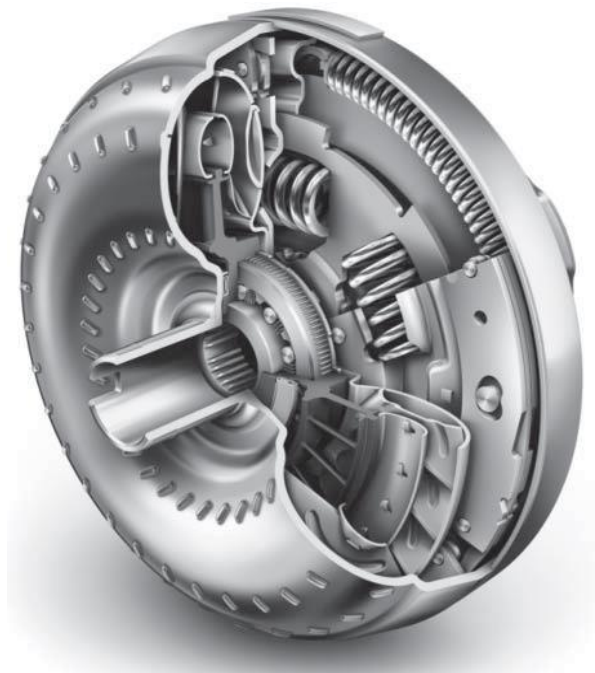
Бұл гидрокинетикалық трансмиссиялар ілініс ретінде де, трансмиссия ретінде де жұмыс істейді, сондықтан бұрыштық жылдамдықтардағы айырмашылықтар тұрғысынан Trilok түрлендіргіші бір уақытта муфта да, трансмиссия да болып табылады.

Бұл түрлендіргіштің сипаттамаларының бірі оның үш айналатын элементтерден: жұмыс доңғалағынан (немесе сорғы доңғалағы), турбинадан және статордан құралатыны болып табылады. Айналу сәті мен жылдамдықтың түрлендірілуін қамтамасыз ететін Trilok түрлендіргішінің орталық бөлігі бір жақты муфтаның көмегімен корпусқа, соның арқасында автомобильдің шанағына орнатылатын статор болып табылады. Жұмыс доңғалағы кіріс білігімен (қозғалтқышпен), ал турбина шығыс білігімен (берілістер қорабымен) байланыстырылған. 17.12-сурет Trilok түрлендіргішінің мысалын бейнелейді.

Түрлендіргіш жұмыс істейтін екі негізгі редим бар.

Бірінші редимде, айналу сәті мен бұрыштық жылдамдықты түрлендіру режимінде жұмыс доңғалағының бұрыштық жылдамдығының турбинаның бұрыштық жылдамдығынан артық екені сөзсіз (бұрыштық жылдамдық автомобильді іске қосу кезінде тіпті нөлге тең болуы мүмкін). Бұл режимде сұйықтық статор күрекшелерінің артқы бөлігіне ағады сондықтан екі жақты муфта статордың айналуын бұғаттайды және оны болдырмайды. Бұғаттайшы әсер корпус пен статордың арасында белгілі бір сәттің бар екенін білдіреді.

Екінші режимде статор еркін айналады, сондықтан статор мен корпус арасында ешқандай сәт жоқ.



17.12-сурет Орталықтан тепкіш сіңіргіші және ілінісі бар Trilok түрлендіргіші (Schaeffler рұқсатымен жаңғыртылған)

Егер айналу сәті жұмыс доңғалағында M_i , турбинада M_t және статорда M_s болса, онда бұл айналу сәттері тепе-теңдікте болады:

$$M_i + M_t + M_s = 0. \quad (17.3)$$

Статор бұғатталған кезде

$$M_s \neq 0 \rightarrow |M_t| = |M_i + M_s| > |M_i| \quad (17.4)$$

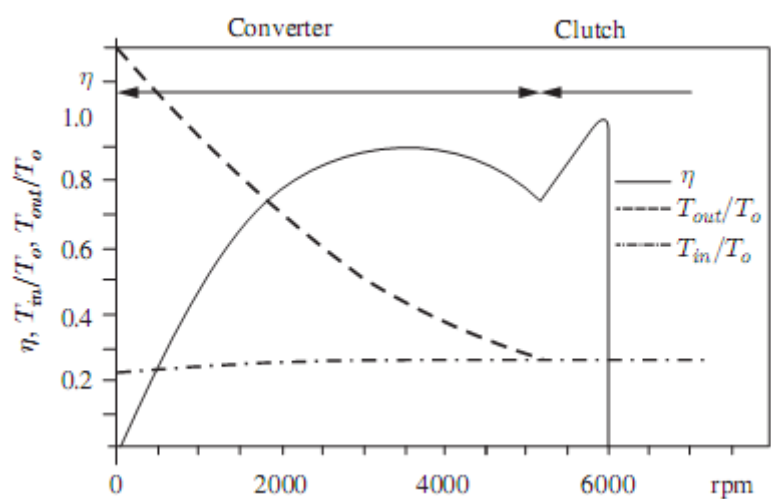
және статор бұғатталмаған кезде:

$$M_s = 0 \rightarrow |M_t| = |M_i|. \quad (17.5)$$

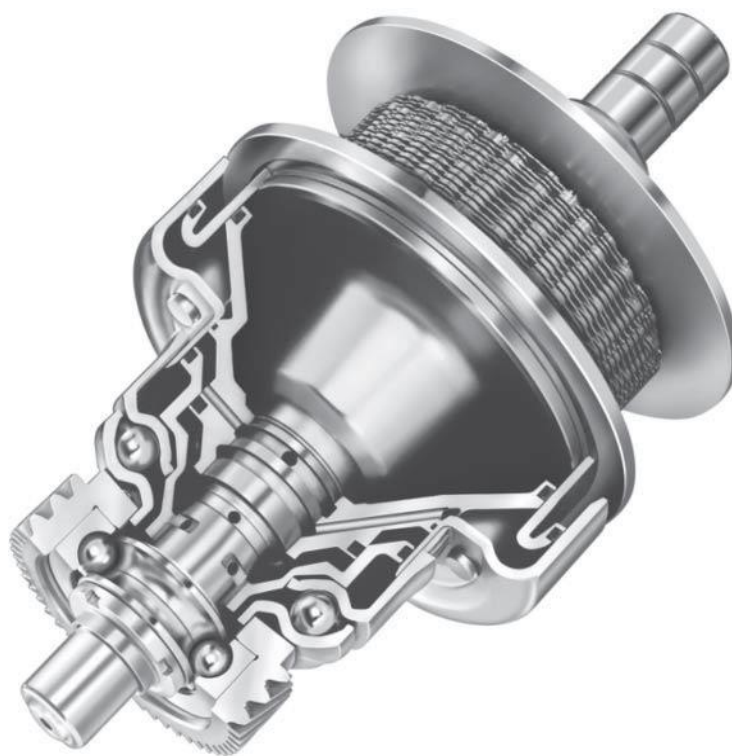
$$M_s = 0 \rightarrow |M_t| = |M_i|. \quad (17.5)$$

Түрлендіру режимінде айналу сәті мен түрлендіргіштің кіріс және шығыс біліктерінің бұрыштық жылдамдықтары бір біріне сәйкес келмейді. Айналу сәті (17.4) теңдеуде көрсетілгендеу күшейеді. Түрлендірудің сипаттамалық қисығы 17.13-суретте көрсетілген. Бұл арада T_{in} және T_{out} кіріс және шығыс айналу сәті T_o номинал айналу сәтіне бөлінеді.

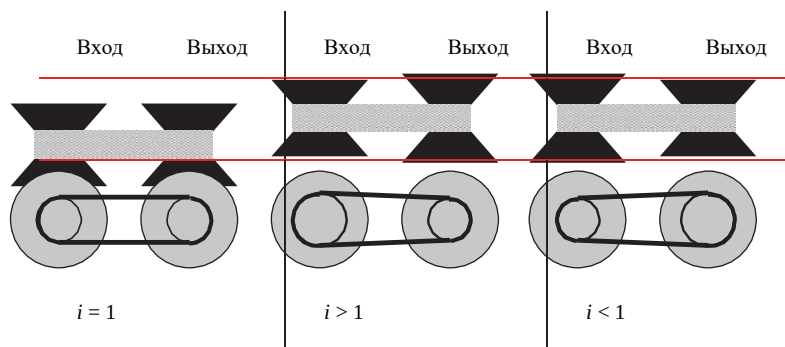
Басқа типтегі трансмиссия немесе гидротрансформатор – сатысыз трансмиссия (вариатор), қысқаша CVT деп аталады. Вариаторлар үшін әртүрлі мүмкіндіктер бар. Бұл жерде жылдамдығы реттелетін екі тегердің арасындағы болат тізбектен (белдіксіз) құралатын бір түрі сипатталған (17.14-сурет). Тегерлерді реттеу мүмкіндігінің болуы сатысыз айнымалы берілістік сандарға қол жеткізуге мүмкіндік береді. Жоғары сәттерді беру үшін тізбектегі кернеу жоғары болу керек. Әрекет қағидаты 17.15-суретте көрсетілген.



17.13-сурет Trilok түрлендіргішінің сипаттамалық қисығы



17.14-сурет Бір тегер және вариатор тізбегінің бір бөлігі (Schaeffler рұқсатымен жаңғыртылған)



17.15-сурет Вариатордың жұмыс қағидаты (CVT)

Тегердің екі бөліктерінің біршама жылжуларына қарай тегердің радиустары қолданылады. Бұл айнымалы берілістік қатынасқа алып келеді. Вариатормен қозғалтқыш, әсіресе, іштен жану қозғалтқышы тиімділігі жоғары аймақтарда жұмыс істей алады, қозғалтқыштың айналу жиілігін өзгерту талап етілмейді. Соңғы жылдары вариаторлардың кейбір аспектілері жақсартылды, оған қоса мысалдар – бұл максималды берілетін сәт және тиімділік болып табылады. Жай механикалық вариаторға балама ретінде айналу сәті электромагниттің күштердің көмегімен берілетін электрондық вариатор (eCVT) қолданылады.

17.3 Сұрақтар және жаттығулар

Есте сақтаңыз

1. Жылдамдықты түрлендіргіш қандай функцияны атқарады?
2. Трансмиссиядағы дірілді сөндірудің қандай мүмкіндіктері бар?
3. Үздісіз беріліске қалай қол жеткізуге болады?
4. Гидротрансформаторлардың әртүрлі типтерін анықтаңыз.

Амортизаторлар, серіппелер және тежегіштер

Бұл тараудың 18.1 - бөлімінде амортизаторлардың, 18.2 - бөлімінде белсенді тік жүйелердің, 18.3 - бөлімінде аспа серіппелерінің және 18.4 - бөлімінде тежегіштердің конструкциясы ұғымдары түсіндіріледі.

18.1 Амортизаторлар

Автокөлік өнеркәсібінде көбінесе бір және екі құбырды амортизаторлар қолданылады.

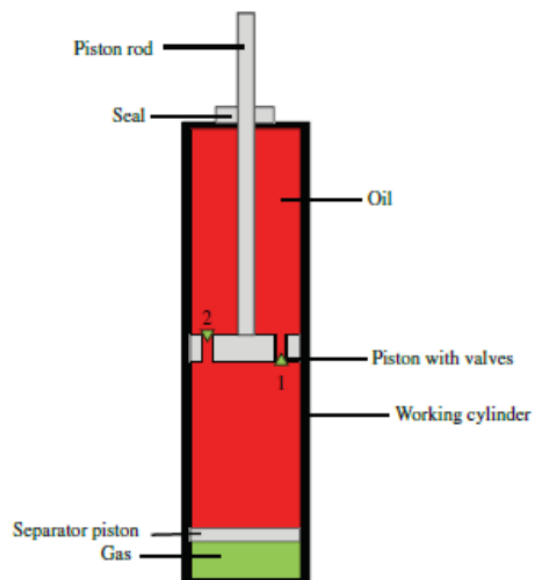
18.1 - суретте бір құбырлық амортизатордың принципті сұлбасы көрсетілген. Газ 25 бар қысымда болады. Амортизатордың ішіндегі жоғары қысым кавитация мен көбік тәріздіні болдырмау үшін арналған. Піспек өзегінің қозғалысы амортизатордың піспегін жоғары және төмен жылжытады. Мұндай қозғалыстар кезінде май сығу клапаны (2) арқылы немесе қайтару клапаны (1) арқылы өтеді, бұл ретте екі клапанның әдетте қысу мен қайтарудың әртүрлі сипаттамалары болады. Май мен газ арасындағы бөлгіш піспек газды майдан оқшаулай алады. Газ көлемі қысу кезінде жұмыс цилиндрінің ішінде қозғалатын піспек өзегінің көлемін өтеу үшін қажет. Жоғары ішкі қысымға байланысты мастикаға ерекше талаптар қойылады. Ағыны клапандар арқылы сығу үшін 18.2 - суретте көрсетілген, ал кері жүріс 18.3 – суретте бейнеленген.

Бір құбырлық амортизатордың артықшылықтарының бірі - ол кез келген бағдарда орнатылуы мүмкін. Жасаудың неғұрлым жоғары дәлдігіне және қажетті герметикалығына байланысты екі құбырлық амортизатормен салыстырғанда қосымша шығындар кемшіліктер болып табылады. Тағы бір артықшылығы тиімді май салқындату болып келеді. Піспек өзегіне әсер ететін статикалық қысым статикалық күш үнемі әрекет ететінін білдіреді. Егер қысым 25 бар және 6 мм піспек өзегінің радиусы қабылданса, бұл күш шамамен 280 Н құрайды.

Жеңіл автокөлік динамикасы, Бірінші басылым. Мартин Мейверк.

© 2015 TOO John Wiley & Sons. 2015 жылы John Wiley & Sons ЖШС жариялады. Ілеспе сайт:

www.wiley.com/go/meywerk/vehicle



Piston rod- Піспек өзегі

Seal- Мاستика

Oil- Май

Piston with valves- Клапандары бар піспек

Working cylinder- Жұмыс цилиндрі

Separator piston- Піспек-бөлгіш

Gas- Газ

18.1 –сурет. Бір құбырлы амортизатор



18.2 –сурет. Бір құбырлы амортизатор: қысу ағынының бөлшектері (ZF Friedrichshafen AG рұқсатымен көшірмесі алынды)

Амортизаторлар, серіппелер және тежегіштер

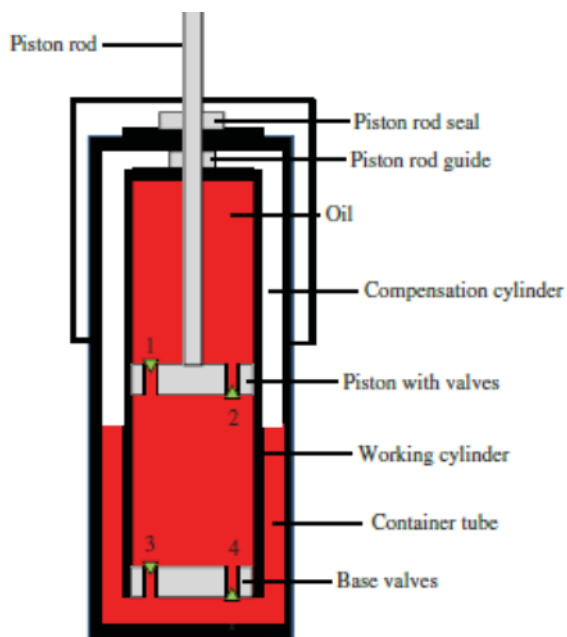


18.3 –сурет. Бір құбырлы амортизатор: кері жүру үшін ағынның бөлшектері (ZF Friedrichshafen AG рұқсатымен көшірмесі алынды)

1) екі сатылы амортизатордың негізгі конструкциясы, сығу клапаны (1) және кері жүрістің клапаны (2) көрсетілген. Мұнда мұнай статикалық қысым астында емес. Демек, мастикаларға және дайындау дәлдігіне қойылатын талаптар бір құбырлы амортизатор үшін де жоғары емес. Сыртқы және ішкі цилиндрлер арасында компенсациялық цилиндр бар. Компенсациялық цилиндр өзек көлемін өтеу үшін қажет болады. Май сығу клапаны арқылы (4), немесе кері жүру клапаны арқылы (3) в немесе жартылай май толтырылған өтемдік цилиндрден ағады. Компенсациялық цилиндрдің қалған бөлігі кеңею кезінде майды сіңіру үшін қолданылады (120 °C дейін температуралар болуы мүмкін). Екі құбырлы амортизаторларды еркін бағдарда орнатуға болмайды; әйтпесе компенсациялайтын цилиндрден ауа кері жүру кезінде жұмыс камерасына тартылады.

Сығу үшін клапандар арқылы ағу 18.5 - суретте көрсетілген, ал кері жүріс 18.6 – суретте бейнеленген.

Кейбір арнайы амортизаторлар түрлері қолданылады. Олардың бірі аспа серіппесі мен амортизаторы бар аспа тіреуіш блогы болып табылады. Бұл баған McPherson деп аталатын дөңгелек аспасында қолданылады. Бұрамалы серіппе радиалды бағытта күш немесе сәттерді айтарлықтай бере алмайтындықтан, амортизатор мұны жасауы тиіс. Нәтижесінде піспек өзегінің диаметрі әдеттегі амортизатордың диаметрінен артық болуы керек.



Piston rod- Піспек өзегі

Piston rod seal – Піспек өзегінің мастикасы

Piston rod guide- Піспек өзегін бағыттаушы

Oil- Май

Compensation cylinder- Өтемдік цилиндрі

Piston with valves- Клапандары бар піспек

Working cylinder- Жұмыс цилиндрі
Container tube- Контейнер түтігі
Base valves- Тірек нүктесінің клапандары

18.4 – сурет. Екі құбырлы амортизатор



Амортизаторлар, серіппелер және тежегіштер

18.5 –сурет. Екі құбырлы амортизатор: қысу ағынының бөлшектері (ZF Friedrichshafen AG рұқсатымен көшірмесі алынды)

Электронды демпфирлеуді басқару жүйесі (CDC) - бұл өздігінен құрылатын амортизация жүйесінің ерекше нысаны. Піспек клапаны мен тірек нүктесінің клапанынан басқа, бұл амортизаторда үшінші, пропорционалды клапан бар. Мұндай қосымша реттелетін клапан Қосымша басқару түтікшесінің көмегімен қол жеткізілетін шунтталатын ток бағытындағы ағынын бақылайды. Пропорционалды клапан жол немесе тербеліс сияқты факторларға байланысты электрондық тәсілмен реттелуі мүмкін.



18.6 –сурет. Екі құбырлы амортизатор: кері жүру үшін ағынның бөлшектері (ZF Friedrichshafen AG рұқсатымен көшірмесі алынды)



18.7 – сурет. CDC-дегі пропорционалды клапан (ZF Friedrichshafen AG рұқсатымен көшірмесі алынды)

Осы реттелетін клапан арқылы ағын 18.7 суретте көрсетілген. Бұл демпфирлеудің түрі өзін-өзі құрушы деп аталады, себебі тек демпфирлеуші сипаттамаларды бақылауға болады, бірақ жүйеге белсенді әсер етудің ешқандай жолы жоқ, бұл бұл әдіс жүйеге энергия немесе қуат бере алмайтынын білдіреді. CDC амортизаторы 18.2.2 - бөлімінде сипатталған Skyhook амортизация жүйесінде қолданылады. Бұл жүйе дөңгелектің тербелісін корпустан оқшаулау үшін демпфирлеуді бақылайды. Мұндай оқшаулама тек ішінара ғана мүмкін, себебі амортизатор шашыратқыш болып табылады, яғни амортизатор электр энергиясын механикалық энергияға түрлендірмейді. Демек, амортизатор пассивті жүйесі болып қалады, бірақ оның сипаттамаларын өздігінен баптауға болады.

18.2 Мінсіз белсенді аспасы және skyhook бәсеңдетуі

Осы бөлімде шанақ белсенді бақылаудың кейбір бөлшектері қарастырылады. Ең алдымен біз шанақты мінсіз белсенді басқаруды қарастырамыз, ал екінші бөлімде скайхук деп аталатын бәсеңдетуді қарастырамыз.

18.2.1 Мінсіз белсенді аспасы

Мінсіз аспасы, біз еркін күштерді немесе қозғалыстарды жаса алатын жетекті қарастыратын білдіреді. Осы жетек дөңгелек және шанақ арасында әрекет етеді (18.8-суретті қараңыз, осы бөлімде біз w және b орнына 1 және 2 индекстері артығырақ деп есептейміз).

Жетегінің күші F ; орындық және жүргізуші жұмыстың қаралатын үдерісіне қосылмаған. Механикалық жүйесі әдеттегі дифференциялық теңдеулердің келесі жүйесімен сипатталады:

$$m_2 \ddot{z}_2 = F, \quad (18.1)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1 z_1 = -F + k_1 h. \quad (18.2)$$

Біз осы жүйе гармоникалық тегіс емес жолы бойынша қоздырылады деп ойлаймыз. Тегіс емес жол h гармоникалық күрделі функциясымен сипатталады, сонымен бірге тек қана нақты бөлігі релеванттық бөлігі болып есептеледі. Бізге қорытындының соңында амплитудалар кездесетіндіктен, осы қарастыру біз үшін жеткілікті. Уақытша облыс бойынша қоздыру

$$h = \hat{h} e^{i\omega t}. \quad (18.3)$$

Егер $\kappa = 2\pi / L$ – гармоникалық тегіс емес жолының толқынды саны, ал v – автомобильдің жылдамдығы болса, онда уақыттың бұрыштық жиілігі $\omega = \kappa v$. Сызықтық дифференциялық теңдеулер жүйесінің қоздыруы гармоникалық болып табылатындықтан, сондай-ақ уақыттан тәуелденетін айнымалы шамалары гармоникалық болып табылады:

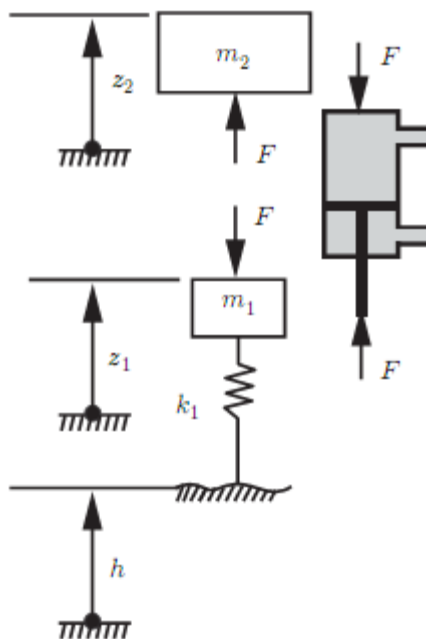
$$z_1 = \hat{z}_1 e^{i\omega t}, \quad (18.4)$$

$$z_2 = \hat{z}_2 e^{i\omega t}, \quad (18.5)$$

$$F = \hat{F} e^{i\omega t}, \quad (18.6)$$

$$F_z = \hat{F}_z e^{i\omega t}. \quad (18.7)$$

Соңғы айнымалы шамы, F_z , - бұл статикалық жүктеме емес, тек қана гармоникалық бөлігі болып табылатын дөңгелекке түсетін динамикалық жүктемесі. Дөңгелекке түсетін жүктеме дөңгелек деформациясының қорытындысы болып табылады.



18.8-сурет Шанақты мінсіз басқару (жетек өз күшінің арқасында қозғалады)

k_1 дөңгелектің қаттылығы. Келесі теңдеу пайда болады

$$\hat{F}_z = k_1(\hat{h} - \hat{z}_1). \quad (18.8)$$

$\hat{z}_1$ үшін осы теңдеудің шешімі келесі болады

$$\hat{z}_1 = \hat{h} - \frac{1}{k_1} \hat{F}_z. \quad (18.9)$$

$\hat{z}_1$ (18.2) теңдеуіне алмастырып қоюдың қорытындысы ($z_1 = -\omega^2 z_1 e^{i\omega t}$ алмастырып қоямыз және $e^{i\omega t} \neq 0$ бөлеміз)

$$-m_1 \omega^2 \hat{z}_1 + k_1 \hat{z}_1 = -\hat{F} + k_1 \hat{h} \quad (18.10)$$

яғни

$$\hat{F} = \hat{F}_z \left(1 - \frac{m_1}{k_1} \omega^2 \right) + m_1 \omega^2 \hat{h}. \quad (18.11)$$

(18.11) теңдеуі F жетегі күшінің, F_2 дөңгелекке түсетік жүктеменің және h тегіс емес жолының кешенді амплитудаларын қамтиды. Жиіліктердің ара қатысын шығарамыз ($\omega_\omega = \sqrt{k_1/m_1}$ - дөңгелектің жеке жиілігі):

Осы ара қатысын (18.11) теңдеуді қайта жазу үшін қолдануға мүмкіндік бар:

$$\hat{F} = \hat{F}_z (1 - \eta_1^2) + k_1 \eta_1^2 \hat{h}. \quad (18.13)$$

Осы теңдеуде үш кешенді амплитудасы арасындағы сатысы тиімді немесе тиімсіз сияқты таңдалу мүмкіндігі байқалады. Біз екі ақырғы жағдайда қарастырамыз.

Бірінші жағдайы $F = 0$. Осы жағдайда жетек дене және дөңгелек арасында динамикалық күші (әріне, статикалық күші шанақ және дөңгелек арасында әрекет етеді) болмайтындай басқарылады. Осы жойылатын күш $F = 0$ дене үдеуінің жойылуына әкеледі және осы жайлылықтың нөлдік мәніне және осылайша қолайлы деңгейге әкеледі. Дөңгелекке түсетін жүктеменің кешенді амплитудасы үшін салдарын біз (18.11) теңдеуден алынатын келесі теңдеуде көре аламыз:

$$\hat{F}_z = -k_1 \frac{\eta_1^2}{1 - \eta_1^2} \hat{h} . \quad (18.14)$$

$1 - \eta_1^2$ бөлгіші нөлге тең болады, егер қоздырудың жиілігі $\omega = \sqrt{k_1/m_1}$ тең болса және осы жүйе дөңгелек айналуының жеке жиілігімен қоздырылатын күйді білдіреді.

Осы нөлге бөлінуге әкеледі, егер демпфирлеуді есепке алатын болсаңыз, осы $\hat{F}$ дөңгелект жүктемесі амплитудасының өте жоғары мәндеріне әкеледі. Оңтайлы жайлылықтың салдары қауіпсіздіктің өте нашар (немесе шексіз нашар) сәндер болып табылады.

Екінші ақырғы жағдай – оңтайлы қауіпсіздік және осы дөңгелекке түсетін динамикалық жүктемелердің жойылуын білдіреді. $F_z = 0$ (18.11) теңдеуден

$$\hat{F} = k_1 \eta_1^2 \hat{h} . \quad (18.15)$$

Егер қоздырудың жиілігі дөңгелек айналуының жеке жиілігіне тең болса ($\eta_1 = 1$), онда тегіс емес жол шанаққа шанақ және дөңгелек арасында тек қана дөңгелектің қаттылығы әрекет ететіндей әсерін тигізеді. Дөңгелектің қаттылығы өте жоғары болғандықтан, осы жағдай жоғары күштерге әкеледі және осылайша жайлылықтың төмен мәндеріне әкеледі. Егер біз h амплитудаларына қарайтын болсақ, біз тегіс емес жолының стохастикалық сипаттауынан спектрлік тығыздық

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} . \quad (18.16)$$

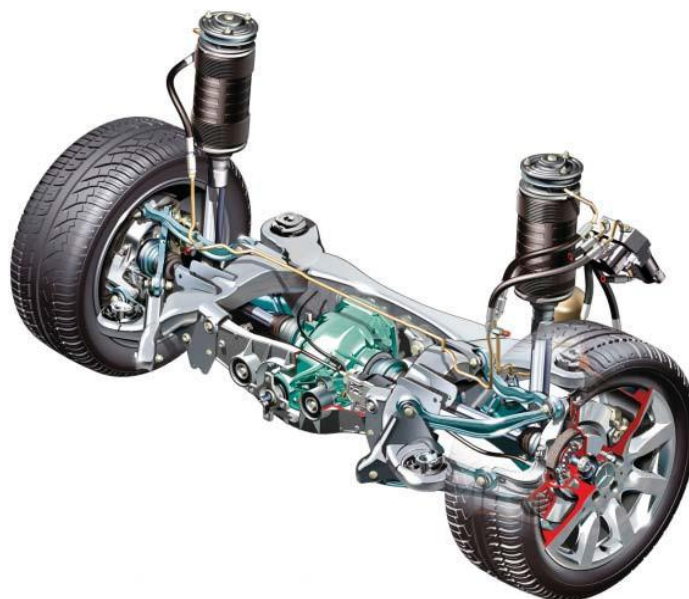
Ω^{-w} төмендетіледі және осы жерде w мәні 2 тең болады. Бұдан $\hat{h}$ амплитудалары $\sqrt{\Omega^{-w}} = \Omega^{-w/2}$ сияқты немесе $\omega = v\Omega$ уақыттың бұрыштық функциялары сияқты әрекет етеді деген қорытындысы шығады, h амплитудалары $\omega^{-w/2}$ ұқсас түрінде төмендетіледі. $\eta^2 = \omega^2 / \omega_w^2$ және $w \approx 2$ болғандықтан, амплитудасы $\omega^{2-w/2}$ бірге сызықтық $\hat{F} = k_1 \eta_1^2 \hat{h}$, түрінде көтеріледі, сондықтан жайлылық мінсіз қауіпсіздік үшін шексіз нашар болып қалады.

Тек қана ымыра болу мүмкін. Үш кешенді амплитуда арасындағы тиісті сатыларды таңдауы келесі теңдеуді алуға мүмкіндік береді:

$$|\hat{F}| + |\hat{F}_z(1 - \eta_1^2)| = |k_1 \eta_1^2 \hat{h}| , \quad (18.17)$$

Жалпы жағдайда келесі теңдеу дұрыс болып:

$$|\hat{F}| + |\hat{F}_z(1 - \eta_1^2)| \geq |k_1 \eta_1^2 \hat{h}| . \quad (18.18)$$



18.9-сурет Mercedes S-Class белсенді тік жүйесі (Daimler AG рұқсатымен көрсетілген)

Осы (18.17) оңтайлы сатылары жағдайда, F және F_z күштерінің таралуы тек қана $|k_1 \eta_1^2 \hat{h}|$ ауқымында таңдалу мүмкін екендігін білдіреді. Жалпы айтқанда, жайлылық және қауіпсіздік арасындағы жанжал тіпті мінсіз белсенді жетегі үшін сақталады.

18.9-сурет Mercedes S-Class үшін белсенді серіппелердің жүйесін көрсетеді. Белсенді элементтер (мысалы, Mercedes шанақты белсенді басқару) гидравликалық жетектерді пайдалана алады, сондай-ақ электр жетектер пайдалану мүмкін. Жетектің осы түрімен (18.17) теңдеудің мінсіз сатыларын аппроксимациялауға мүмкіндік бар.

18.1.1 Skyhook бәсеңдеткіштері

Skyhook бәсеңдеткіштерінің бәсеңдетуші сипаттары тоқтаусыз өзгертілу мүмкін¹. Осы сипаттар гидравликалық басқарылатын шунтты тудыру үшін пропорционалды клапандарды пайдалану арқасында пайда болу мүмкін. Шанақтың және дөңгелектердің үдеуі әр дөңгелек жеке бақарылатындай басқару алгоритміне кіреді. Егер, бұдан басқа, тангаждың және жантаюдың қозғалыстары әрекет ету қажет, дөңгелектердің бөлек бақылағыштары шанақты басқару үшін орталық бақылағышқа қосылу қажет.

Қауіпсіздік және жайлылық арасындағы жанжалындағы маңызды рөлін дөңгелек және шанақ арасындағы бәсеңдеткіш атқарады: бәсеңдетуші күштер жалылыққа, сондай-ақ қауіпсіздікке әсер етеді.

¹ Осы бөлімдегі формулалардың қорытындылары Мичке и Валленовиц, 2004 монографиясына ұқсас.

Осы жанжал қорытындыларының бірі дөңгелекке әсер етпейтін шанақ үшін ароматизатор болады. Бәсеңдеткішті шанаққа және қоршаған ортаның нүктесіне орнату мүмкіндігі болмағандықтан, біз бәсеңдеткіштің бір ұшын корпусқа, ал басқа ұшын – аспандағы жорамал ілмегіне бекіте аламыз деп ойлаймыз (бірақ осыны жасауға мүмкіндік жоқ, бірақ біз жайлылықты жақтарту мүмкіндіктерін қарастыруға тырымасыз). Skyhook бәсеңдеткіштерін жайлылықтың жақсы жағдайларына жету үшін реттеуге мүмкіндік бар және тұрақты бәсеңдетуді таңдау қауіпсіздікке әсер етпейді, себебі бәсеңдетуші күші дөңгелеке әсер етпейді.

Бәсеңдеткіштің осы түрі Skyhook 18.10 (а) суретте көрсетілген. Skyhook бәсеңдеткіші шанақ және аспан арасында орналасқан, бірақ дөңгелек және шанақ арасында бәсеңдеткіш жоқ. Бәсеңдетудің тұрақты шамасын қауіпсіздіктің талаптарына қарамастан таңдауға мүмкіндік бар. Келесі тарауларда біз аспандағы ілмек жүйесі сияқты немесе ұқсас түрде әрекет ететін дөңгелек және шанақ арасында бәсеңдеткішті орналастыру мүмкіндігін қарастырамыз. Осы талап орындалады, егер Skyhook бәсеңдеткішінің күші, F_{dsky} , әдеттегі бәсеңдеткіштің күшіне тең болса, F_d және осы жерде

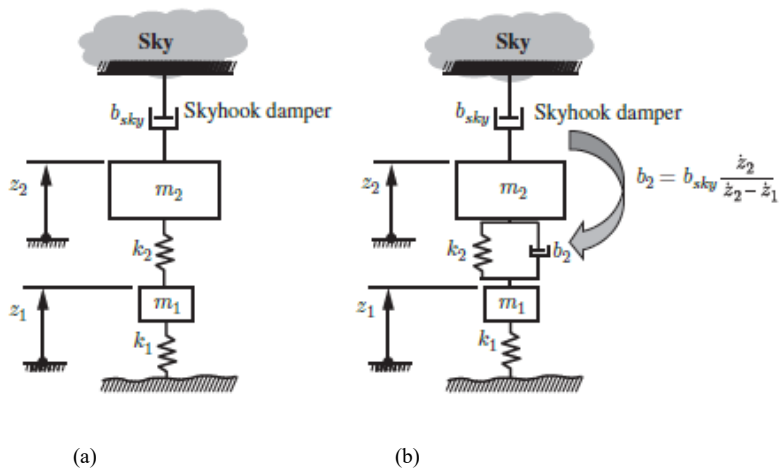
$$F_{dsky} = b_{sky} \dot{z}_2 , \quad (18.19)$$

$$F_d = b_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) . \quad (18.20)$$

$F_{dsky} = F_d$ біз Skyhook бәсеңдеткіші сияқты әрекет ететін әдеттегі бәсеңдеткішті көре аламыз. Аспандағы ілмектің күйіне жету үшін бәсеңдетудің тұрақты шамасы, b_2 , жылдамдықтардан тәуелді болу қажет:

$$b_2 = b_{sky} \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_2 - \dot{z}_1} . \quad (18.21)$$

Бәсеңдеткіштің осы түрі болу мүмкіндігін бағалау үшін, біз бәсеңдеткіштің қуатын қараймыз P_{dsky} (сондай-ақ P_{dsky} қуаты есептеуге мүмкіндігі бар, егер келесіден бастайтын болсақ).



18.10-сурет Skyhook амортизаторы (Мичке және Валленовиц 2004 материалдары бойынша)

$P_{\text{dsky}} = F_d(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)$ и заменяя b_2 by (18.21)):

$$P_{\text{dsky}} = F_{\text{dsky}}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (18.22)$$

$$= b_{\text{sky}} \dot{z}_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1). \quad (18.23)$$

Бәсеңдеткіш пассивті элемент болып табылатындықтан, қуаты оң болу қажет (бәсеңдекіш тек қана механикалық энергияны жылыға түрлендіре алады) және осы $\dot{z}_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) > 0$. (18.24) үшін орындалады

Осы талап жылдамдықтан тәуелденетін бәсеңдетудің тұрақты шамасы, b_2 оң болу қажет (18.21) тедеуді қараңыз) (егер біз (18.21) $(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 \geq 0$ көбейтетін болсамыз, эквиваленттік байқалады, осы жерде нөлге бөлу қарастырылмайды). Пассивті бәсеңдеткіш үшін теріс мәні мүмкін емес. Осы Skyhook бәсеңдеткіші тек қана

$$\dot{z}_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) > 0. \quad (18.25)$$

шартына сәйкес келетін жылдамдықтар үшін болу мүмкіндігін білдіреді.

Возвращаясь к рисунку 18.10 (а) суретке оралып, біз дөңгелек тіпті демпфорлемейді екендігін анық көре аламыз, және осы дөңгелекке түсетін жүктемен тербелістерінің жоғары мәндеріне әкелу мүмкін. Осы тербелістерді алдын алу үшін, қосымша әдеттегі бәсеңдеткіш (b_2 бәсеңдетудің тұрақты шамасы) енгізіледі.

Онда екі бәсеңдеткіштердің бәсеңдетуші күштері келесі болады

$$F_{d \text{ tot}} = b_{\text{sky}} \dot{z}_2 + \tilde{b}_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (18.26)$$

$$= \left(b_{\text{sky}} \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_2 - \dot{z}_1} + \tilde{b}_2 \right) (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \text{ for } \dot{z}_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) > 0$$

$$F_{d \text{ tot}} = \tilde{b}_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \text{ for } \dot{z}_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) < 0. \quad (18.27)$$

Бәсеңдеткіштердің осы қиыстыруы арқасында енді жайлылықтың жақсы мәндері және дөңгелекке түсетін жүктеменің төмен тербелістері болу үшін бәсеңдетуді реттеу мүмкіндігі бар. Skyhook есептелген бәсеңдеткіштің бөлігін басқару үшін дененің $\dot{z}_2$ және дөңгелектің $\dot{z}_1$ жылдамдықтары қажет. Осы бір дөңгелекті басқару үшін екі сезбек автомобильге кіріктірілу қажет екендігін білдіреді.

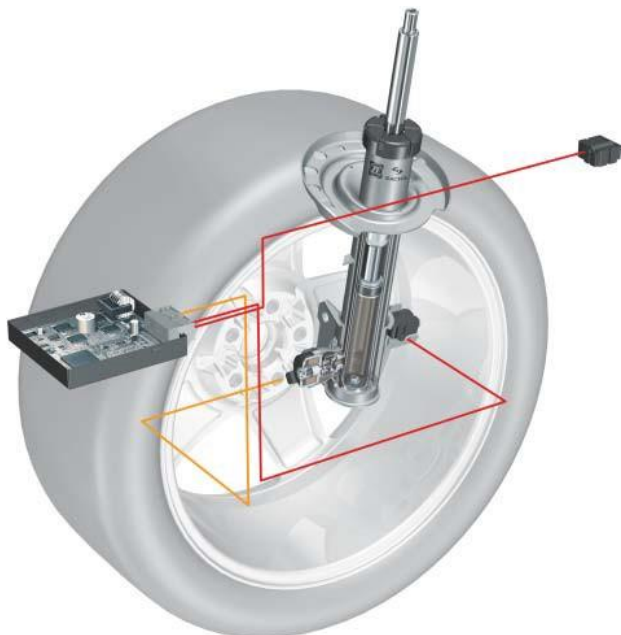
18.11-сурет Skyhook (CDC) бәсеңдетуші жүйесінің аппараттық бөлігін көрсетеді: ол дөңгелек үшін үдеу және шанақ үшін үдеу сезбегін, басқару блогын және пропорционалды клапанды қосады.

18.12-суретте Skyhook бәсеңдеткіші көрсетілген. Бәсеңдетудің сипаттамаларын басқару клапаны сол жақтағы төменгі бөлігінде көрсетілген.

18.2 Аспанның серіппелері

Автомобильдерде дөңгелек тіреуі және шанақ үшін серіппелердің әртүрлі түрлері пайдаланады.

Тасымалдаушылар көлік құралдарында ± 100 мм серіппенің қозғалуы болу мүмкін. Көбінесе бұрама серіппелері пайдаланады (сирек жағдайларда табақты рессорлар пайдаланады), сондай-ақ пневматикалық серіппелерді және торсионды өзектер кездесу мүмкін.



18.11-сурет CDC: бәсеңдетуді тоқтаусыз бақылау (ZF Friedrichshafen AG рұқсатымен көрсетілген). Табақты серіппелер (рессорлар) және торсионды өзектер негізгі рөлін атқарады, себебі сондай-ақ олар аспалы буындары ретінде пайдалану мүмкін. Рессорлы немесе торсионды аспасы үлкен жүк көтергіштігі бар құралдарында, бірақ сирек кезде жаңа жеңіл автомобильдерде кездеседі. Бұрама және пневматикалық серіппелер аспаның буындарын ауыстыру үшін жарамсыз. Сондай-ақ аспасында шуды және тербеліс үшін осы серіппелерге (ауа, табағы, шарғы және торсион) қосымша резеңке төлкелер пайдаланады. Табақты серіппелер (18.13-суреттегі 6 серіппені қараңыз) – бұл үлкен иілген жерлер бар алаңның өте төмен сәті бар иілген арқалықтар. Әртүрлі ұзындығы бар ламинатталған табақты серіппелер немесе айнымалы көлденең қимасы бар (параболалық пішіні) бар табақты серіппелер қысылудың ақырғы нүктелерінде иілу кернеуді төмендетеді.

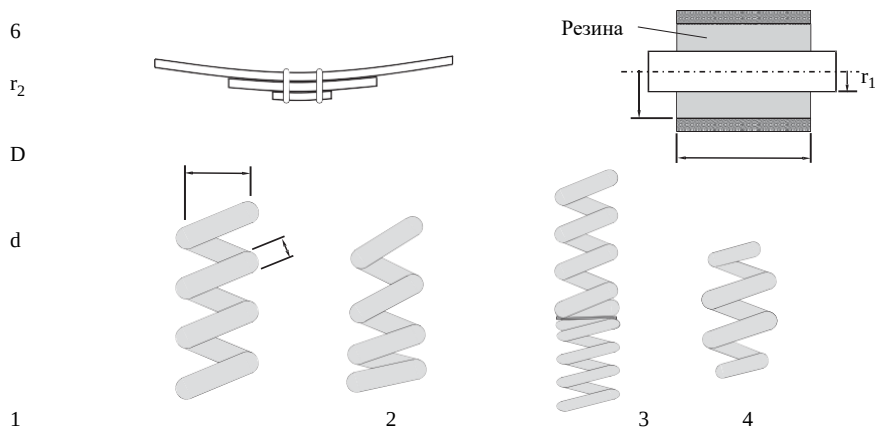
18.13-суретте табақты серіппесі және шиыршық серіппелер көрсетілген.

Шиыршық серіппесі шиыршық торсин болып табылады. 18.13-суретте бірнеше әртүрлі құрылымдар көрсетіледі. Негізгі нысаны – сымның тұрақты диаметрі және серіппенің орташа диаметрі бар цилиндрлік (1). Жұмыс сипаттамасы (яғни иілуге қарсы күші) сызықтық болып табылады.

Сызықтық емес, үдемелі сипаттамасы сымның және шарғының тұрақты диаметрі кезінде, бірақ ауыспалы қадаммен жеткізіледі. Серіппе ауып кету кезінде, белсенді орамдарының саны айнымалы қадам себебінен төмендетіледі және осылайша, үдемелі сипаттамасы пайда болады (18.13-суреттегі 2 серіппені қараңыз). Үдемелі сипаттамалық қисық сызығы сондай-ақ екі әртүрлі серіппелер жүйелі орналасудың қорытындысы болып табылады (3 серіппе). Серіппенің сипаттамасын құру үшін еркін дәрежелерінің ең үлкен саны цилиндрлік серіппесімен қамтамасыз етіледі және осы жерде қадам, сымның диаметрі және серіппенің орташа диаметрі тұрақты емес (4 серіппе).



18.12-сурет CDC амортизаторы (ZF Friedrichshafen AG рұқатымен көрсетілген)



h
5

18.13-сурет Аспаның серіппелері

d сымның тұрақты диаметрі, D серіппесінің орташа диаметрі және белсенді орамдарының n серіппе серпімді элементінің қатаңдығы келесі болады (осы жерде G – қозғалудың модулі)

$$c = \frac{Gd^4}{8nD^3} . \quad (18.28)$$

Резеңке төлкелерді (18.13-суреттегі 5 серіппені қараңыз) автомобильдерде қосымша серпімді компоненттер ретінде табуға болады, мысалы, аспаның иінтіректері және шанақ немесе кергіш арасындағы қосылыстарда, қозғалтқыштың тіреулерінде немесе беріліс қорабында, көлденең тұрақтылық тұрақтандырғышының тіректерінде немесе амортизаторлардың бекіткіштерінде (мысалы, McPherson тіреулері үшін). Резеңке төлкелерінің негізгі қатаңдығы: өстік c_a , радиалды c_r және c_ϕ есу:

$$c_a = \frac{2\pi hG}{\ln(r_2/r_1)} , \quad (18.29)$$

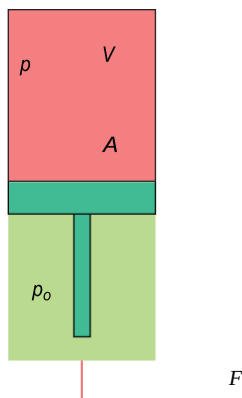
$$c_r = \frac{k7.5\pi hG}{\ln(r_2/r_1)} , \quad (18.30)$$

$$c_\phi = \frac{4\pi hG}{(1/r_1^2 - 1/r_2^2)} . \quad (18.31)$$

k түзету коэффициенті $s = r_2 - r_1$ каучуктың қалыңдығына h биіктіктің ара қатысынан тәуелді. $h/s = 0$ үшін коэффициент 1 тең, және k $h/s = 5$ кезінде 2,1 дейін жүйелі түрде үлкейтіледі. G қозғалудың модулі Шор А бойынша H қатаңдығымен үлкейтіледі (G Н/мм², H Sh A; ср. Баттерманн және Кёлер 1982):

$$G = 0.086 \times 1.045^H . \quad (18.32)$$

Гидропневматикалық және ауа серіппелеріндегі қаттаңдығы газдың тұрақты немесе өзгермелі мөлшерімен анықталады (азот немесе ауа). Газдың мөлшері джонның өзгерілетін қозғалысы кезінде өзгертіледі. Жұмыс үдерісі 18.14-суретте көрсетілген.



18.14-сурет Пневматикалық серіппесінің әрекет қағидаты

Піспекке әсер ететін F күші келесіге тең

$$F = A(p - p_0) . \quad (18.33)$$

Осы жерде p – сильфон ішіндегі қысым, p_0 – сыртқы қысым, ал A – колденең қимасының алаңы. Газды серіппесінің ішіндегі қысым (p) көлемі төмен және төмендетілу кезінде және көлем үлкенірек болатын кезінде үлкейтіледі.

Көлем өзгерудің жылдамдығына байланысты температурасы тұрақты болып қала береді (осы күйдің изотермиялық өзгерісі деп аталады) немесе өзгереді. Изотермиялық күйдің өзгеруін сипаттауға болады

$$pV = \text{const} . \quad (18.34)$$

Егер көлем өте жылдам өзгертілетін болса, қоршаған ортамен жылу алмасуы болмайды. Сондықтан күйдің өзгеруі келесі теңдеумен сипатталатын адиабатикалық деп аталады (ауа үшін $\kappa \approx 1,4$):

$$pV^\kappa = \text{const} . \quad (18.35)$$

Жалпы айтқанда, p қысым және V көлем арасындағы ара қатысы политроптық теңдеумен сипатталады

$$pV^n = \text{const} . \quad (18.36)$$

Осы жерде $n - 1$ (изотермиялық) 1,4 дейін (адиабатикалық) құрайтын политроптың көрсеткіші.

Политроптың көрсеткіші жылдамдықтың өсуімен көтеріледі.

Газды серіппесінің сипаттамасы сызықтық болып табылмайды, бірақ F серіппесі күшінің dF / ds градиенті s кері серпілістің қозғалуына байланысты анықталу мүмкін. C бастап

$$\text{келесі теңдеу пайда болады} \quad F = A \left(\frac{p_0 V_0^n}{(V_0 - As)^n} - p_0 \right) \quad (18.37)$$

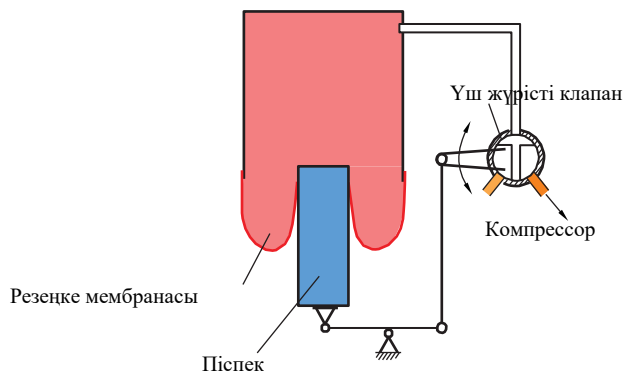
$$\frac{dF}{ds} = A^2 n \frac{p_0 V_0^n}{(V_0 - As)^{n+1}} . \quad (18.38)$$

Сильфондағы газдың диффузиялайтындықтан, тоқтап қалуды бақылаумен бірге пайдалана алатын компрессор міндетті болып табылады. Егер жылдамдық төмен болса, онда осы тоқтап қалудың бақылаушысы кері серпілістегі өзгерістерді өтемдеу мүмкін.

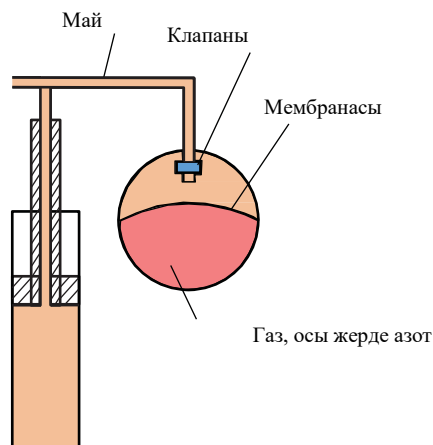
Газ серіппелерінің екі түрі бар. Газдың тұрақты көлемі бар серіппелер және газдың тұрақты массасы бар серіппесі.

Тұрақты көлемі бар газ серіппесінің негізгі компоненттері 18.15-суретте көрсетілген, ал газдың тұрақты массасы бар серіппесінің компоненттері 18.16-суретте көрсетілген.

Тұрақты көлемі бар газ серіппесінің піспегі сильфонға қыстырылады және



18.15-сурет Тұрақты көлемі бар пневматикалық серіппесінің әрекет ету қағидаты



18.16-сурет Газдың тұрақты массасы бар пневматикалық серіппесінің әрекет ету қағидаты (гидропневматикалық серіппесі)

осы сильфонда газ бар. Егер автомобильге жүк салынған болса, кері серпіліс бақылау мәнінен ауытып кетеді және үш жүрісті клапан газ серіппесін компрессормен қосады; соңғысы қысымды кері серпілістің бақылау мәні қалпықа келтірілмегенше көтереді. Автомобильдің жүгін түсіруі пневматикалық серіппесінің босануына әкеледі.

(18.38) градиент үшін теңдеуді қайта жасап, келесі пайда болады ($p_0 V_0^n = p V^n$ және $(V_0 - A s)^{n+1} = V^{n+1}$)

$$\frac{dF}{ds} = A^2 n \frac{p}{V}. \quad (18.39)$$

V көлемі тұрақты болып қалатындықтан, ал статикалық қысым жүктемеге пропорционалды үлкейтілетіндіктен, f_1 бірінші жеке жиілігі автомобильді тиеу немесе түсіру кезінде өзгертілмейді. Бірінші жеке жиілігі - бұл автомобильдің төртінші моделі. Егер салмағы, m төрт дөңгелекке бөлінеді деп болжайтын болсақ, бір газ серіппесіндегі қысым $p = mg / (4A)$ болады. Бір массасы бар (m массасы және c қатаңдылығы) сызықтық осциялаттордың жеке жиілігі

тең болады және сондықтан

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{dF/ds}{m/4}} \quad (18.40)$$

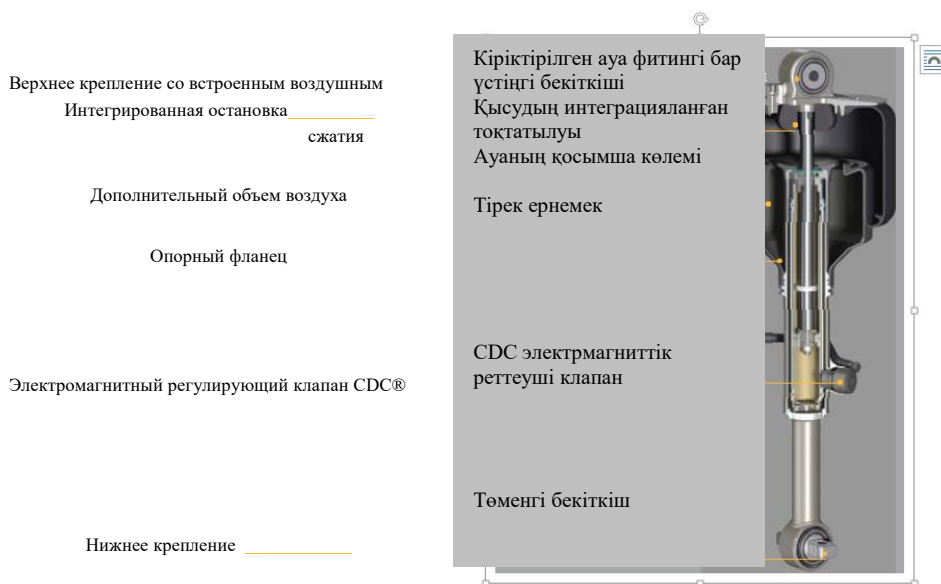
$$= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Ang}{V}}, \quad (18.41)$$

ол массадан және осылайша жүктемеден тәуеленбейді.

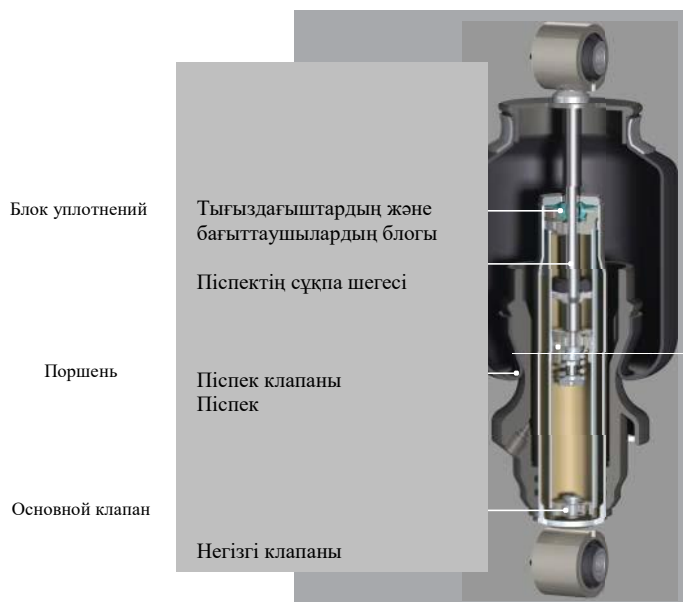
Бөлімнің көлемі (18.41) болғандықтан, тұрақты көлемі бар газ серіппесі бар автомобиль төртінші моделінің бірінші жеке жиілігі жүктемеге тәуелді болмайды, ал осы жеке жиілік тұрақты массасы бар газ серіппесі жағдайында жүктеменің көбеюімен көтеріледі (өйткені көлем азаяды).

Сильфон ішіндегі көлемі кейбір жағдайларда төмен жеке жиілігіне жету үшін өте аз болады (18.41 теңдеуді қараңыз), сондықтан кейбір газ көздерінде қосымша сыртқы көлем негізгі көлемге, қосылады (18.17-суретті қараңыз). Негізгі және сыртқы көлем арасындағы байланыс бейімделгіш клапанның көмегімен қол жеткізіледі. Бұл бейімделуді бәсеңдетудің сипаттамаларын бақылау үшін пайдалану мүмкін. Пневматикалық серіппесінің маңызды аспектісі силфонның пішіні болып табылады, себебі резеңке жоғары жиіліктерде қатты болады. Пневматикалық рессорлардағы максималды қысым 15 бар шегінде болады.

Қосымша көлемі жоқ пневматикалық серіппесі 18.18-суретте көрсетілген. 18.19-суретте жүк көлігінің дөңгелек аспасындағы пневматикалық серіппесі көрсетілген. Жеңіл автомобильдердегі тұрақты көлемі бар пневматикалық серіппелерін жоғары сегменттерінде және



18.17-сурет Қосымша көлемі бар пневматикалық серіппесі (воспроизведено с разрешения ZF Friedrichshafen AG)



18.18-сурет Қосымша көлемі жоқ пневматикалық серіппесі (ZF Friedrichshafen AG рұқсатымен көрсетіледі)



18.19-сурет Жүк автомобильдің аспасындағы пневматикалық рессоры (ZF Friedrichshafen AG рұқсатымен көрсетіледі)

ауыр көлік құралдарында және осы технологиясы шағын автомобильдерінде таралмаған. Газдың ұрақты массасы бар пневматикалық серіппелердің екінші пішіні тұрақты көлемі бар газ серіппесінен гөрі үлкенірек. Газдың осы пішінін әдеттегідей

Гидропневматикалық пневмалық рессоры деп атайды және ол Citroen компаниясымен 1950-ші жылдарында кең өнеркәсіптік стандарты ретінде енгізілген.

Базалық құрылым 18.16-суретте көрсетілген. Газ (әдеттегідей жеңіл автомобильдердегі азот) гидравликалық майдан резеңке мембранасымен бөлінеді. Серіппенің икемділігі газдың қорытындысы болып табылады, ал гидравликалық майы өте қатты болады. Аспа серіппесі осы пішінінде кейбір артықшылықтар бар. Серіппенің сипаттамасы әлсіз теңшелімге бапталу мүмкін және осы жоғары жайлылықты қамтамасыз етеді. Бәсеңдету май үшін арналған клапанмен жүеге асырылған. Клапан ауыспалы болғанда, бәсеңдетудің адаптивті сипаттамасы қол жетімді болады. Гидравликалық бөлігіндегі көлденең қимасының алаңы тұрақты көлемі бар пневматикалық рессорларынан гөрі әдеттегідей төмен болады, гидропневматикалық рессорларындағы газдың қысымы тұрақты көлемі бар пневматикалық рессорларындағы қысымнан гөрі жоғары болады (шамамен 15-20 бар). Гидропневматикалық серіппесінің кейбір жетіспеушіліктері бар. Серіппенің сипаттамалары әлсіз болып табылатындықтан, әдеттегідей осы жүйелер көлік құралын жүктеу кезінде шассидің саңылауын өтемдей үшін гидравликалық сорғышымен толықтырылу қажет. Бірақ оған қосымша күш жұмсалыу қажет, ол тұрақты көлемі бар пневматикалық жүйесімен салыстырылады.

18.3 Тежеуіш жүйелері

Автомобильдегі тежеуіштер автомобилі төмен жүретін кезінде жылдамдықты тоқтату үшін, жүргізушіге автомобильді тоқтату мүмкіндігін беру үшін, жылдамдықты шектеу үшін қажет немесе автомобильді тыныштық күйінде ұстау үшін қажет.

Еуропада келесі көптеген заңды талаптар қолданылады:

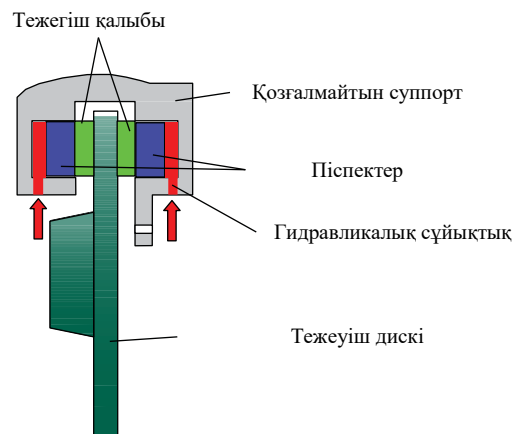
- Автомобильде екі тәуелсіз тежеуіш жүйесі болу қажет және осы екі тежеуіш контурларымен жеткізіледі.
- Бір контурдың тоқтап қалуы жағдайда, басқа контур автомобильдің бір жағында орналастырылмайтын минимум екі дөңгелекті тежеу мүмкіндігі болу қажет.
- Бір жұмыс істейтін тежеуіштің жүйесі және бір тұрақ тежеуіштің жүйесі қажет: соңғысы автомобильді $p = 25\%$ еңіс жолында қозғалмау күйінде ұстау қажет.

Осы тежеуіштерде жылдамдықты түсіру үшін автомобильдің кинетикалық энергиясын тнмендету функциясы бар екендігін білдіреді және сондай-ақ олар автомобильді тоқтату күйінде ұстау қажет.

Энергияны түрлендіру түріне байланысты ерекшеленетін әртүрлі тежеуіш жүйелер бар:

- үйкелісі тежеуіш
- қоғалтқыш тежеуіші немесе пайдалынған газ тежеуіші
- электромагниттік немесе құйын тоқты тежеуіш
- гидродинамикалық тежеуіш немесе Фёттингер қағидаты бойынша гидродинамикалық тоқтатқыш.

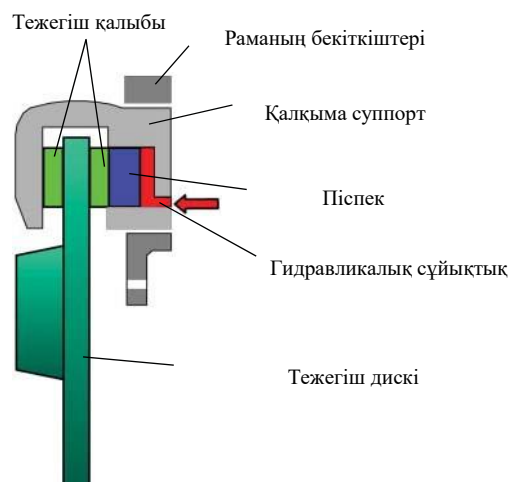
Үйкелісті тежеуіштер көбінесе жеңіл көліктерінде пайдаланады. Осы тежеуіштер замануи автомобильдер үшін стандарттық диск тежеуіштері немесе барабан тежеуіштері ретінде әзірленген 18.20-сурет



18.20-сурет Қозғалмайтын суппорты бар диск тежеушісі

тежеуіштің бекітілген суппорты көрсетілген. Осы тежеуіш дискке перпендикулярды қозғалмайтын суппортпен сипатталады. Дисктің екі жағында піспектер бар. Піспек сыртқы жағынан (яғни диск және дөңгелек арасында) тежеуіш және дөңгелек арасындағы қашықтықты қысқарту мүмкіндігін шектейді.

18.21-суретте тежеуіштің басқа түрі көрсетілген, атап айтқанда қалқыма суппорты бар тежеуіш көрсетілген. Суппорт диск жайында перпендикулярды қозғалу мүмкін, ал диск және дөңгелек арасындағы піспек жоқ болады. Сондықтан бұл тежеуішті дөңгелектің өасында орналастыруға мүмкіндік бар. Осы тежеуіштер арзан болғандықтан және өздігінен реттелетіндіктен және өздігінен центрленетіндіктен, артықшылықты болып табылады.



18.21-сурет Қалқыма суппорты бар диск тежеушісі

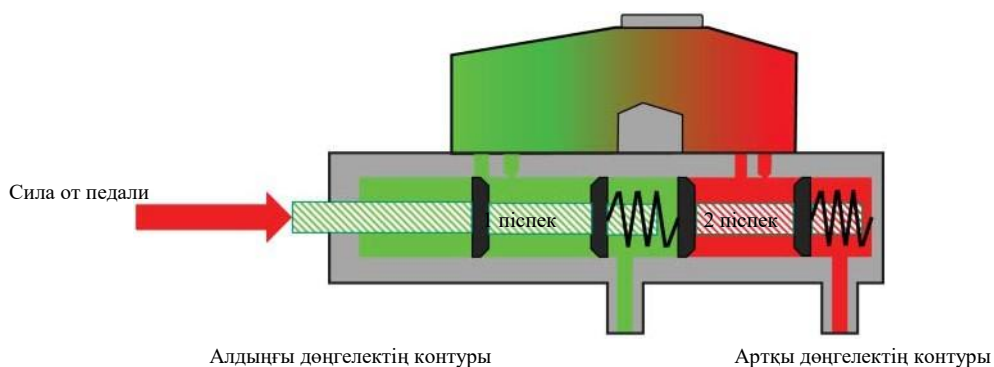
Тежеуіш және дөңгелек арасындағы қашықтық r_0 қоздыру күші иінтірегінің радиусына әсер ететін маңызды геометриялық факторы болып табылады. Қалқыма суппорты бар тежеуіштің әзірлеуі r_0 қоздыру күші иінтірегінің радиусын, сонымен қатар r_k скрабының радиусын нөлге дейін немесе тіпті теріс мәндерге дейін төмендетуге жағдай жасайды. Тазартудың теріс радиусы автомобильдің динамикасына жағымды әсер етеді, бірақ тежеудің бұғатталуға қарсы жүйесі (ABS) бар автомобильдерінде кері серпілістің нөлдік немесе кіші радиусы оңтайлы болып табылады.

Диск тежеуіштердің сипаттамалары:

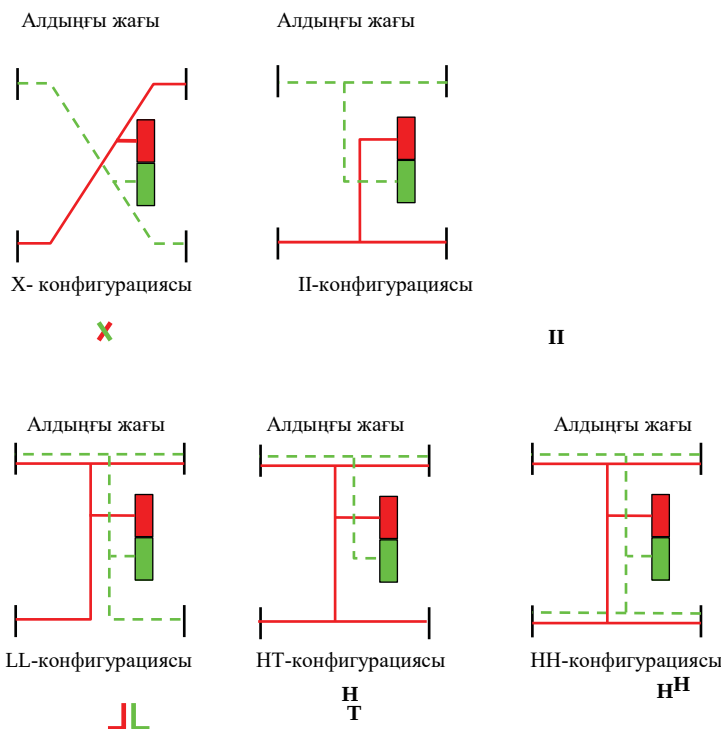
- дисктің жақсы суытуы; сондықтан іркіліс байқалады (іркіліс – дисктің қызуынан пайда болатын тежеудің төмендетілген әсері);
- тұрақты тежеу;
- іздігінен күш жұмсаусыз.

Тежеуіш жүйесі әддетегідей гидравликалық болады және оның орталық элементі тандемдік негізгі цилиндрі болып табылады, 18.22-суретті қараңыз. Тандемдік негізгі цилиндр екі тежеудің қосымша жүйесі үшін екі піспектен тұрады. Тежеуіштің басқышына басуы итергішті бастапқы піспекке қарай жылжытады. Пайдаланудың нормаға сәйкес келетін шарттарында бастапқы және екінші піспек арасындағы сұйықтық және күш салуына кіші үлесі бар серіппесі күшті бастапқы піспектен екінші піспекке береді. Піспектер байпасты жабатын кезде қысым көтеріледі.

Егер бастапқы гидравликалық қосымша жүйесі тоқтап қалатын болса (мысалы, ағылу жағдайда), басқыштан екінші піспекке күші гидравликалық қысымның қандай болса көтерілуісіз бастапқы піспектің алдыңғы бөлігіндегі өзектің көмегімен механикалық түрде беріледі. Егер екінші қосымша гидравликалық жүйесі істемей қалған жағдайда, екінші піспек цилиндрдің ұшына жылжытылады және осы жерде тоқтатылады. Осыдан кейін бастапқы қосымша жүйесіндегі қысым көтерілу мүмкін; осындай жағдайда бастапқы піспек қозғалудың қашықтығы үлкейтіледі. Серіппе піспек арасында және цилиндр арасындағы және екінші піспек арасында басқыштарға күш салуды төмендету үшін төмендетуден кейін кеңейту үшін орналасқан.



18.22-сурет Тежеуіш тізбегінің конфигурациялары



18.23-сурет Тежеуіш тізбегінің конфигурациялары

Қажет болған жағдайда резервуардағы сұйықтықпен жүйені толықтыруға мүмкіндік бар. Камералар және резервуар тоқтатылу кезінде манжетті тығыздамалармен жабылатын екі байпастармен біріктірілген.

Тежеуіш тізбегі конфигурациясының әртүрлі құрылымдары бар, 18.23-суретті қараңыз. Олардың атаулары олардың сыртқы бейнесін сипаттайтын әріптерге сәйкес тандалды: II (немесе TT немесе кара-ақ), X (немесе диагональ), HI (немесе HT), LL және HH. Бүгінгі күні қарапайым және диі қолданылатын конфигурациялар II және X болып табылады. Осы екі құрылымда әр дөңгелек үшін тежеуіште қалқыма контуры жағдайда бір контур үшін піспектердің бір кешені бар. Басқа құрылымдарда (HI, LL және HH) кейбір дөңгелектерде бірден астам піспек жиынтығы бар: HI және LL әр алдыңғы дөңгелектегі піспектің екі жиынтығы бар, ал HH әр дөңгелекте піспектің екі данасы қажет.

Фургон-автомобильдерінде немесе үлкен жүк көтергіштігі бар көлік құралдарында пайдаланған газ құбыры клапанмен ішінара жабылатын, ротор өстерге, статор шассиге бекітілген құйын тоқты тежеуіштер сияқты моторлық тежеуіштер сияқты басқа қосымша тежеуіштер пайдаланады; тоқтатылу сұйықтық ротор және статор арасында тежеуіш сәтін құрайтын емесе гидравликалық тоқтатқыш немесе роторда құйын тоқтарды тудыратын статордың орамдарындағы электр тоғы ротордағы магниттік өрістерді генерациялайтын кезінде.

18.4 Сұрақтар және жаттығулар

Есіңізде сақтаңыз.

1. Амортизаторлардың және аспа серіппелерінің әртүрлі типтерін түсіндіріңіз.
2. Бірінші тік жеке жиілігі жайында газ серіппесінің екі түрі арасындағы айырмашылықты түсіндіріңіз.

Түсіну қажет

1. Бір тежеуіш контурының тежеуіштері автомобильдің бір жағында орналастырудың себебі? Түсіндіріңіз.
2. Екі контурдағы қысым бірдей ма?
3. Алдыңғы және артқы дөңгелектерінде әртүрлі қысыға қалай жетуге болады?

Қолдану

1. Тікелей жүру және бұрылу үшін 18.23-суретте көрсетілген тежеуіш контурының әртүрлі конфигурациялары үшін бір контур токтатылатын кезде кезу сәттерін дамуын түсіндіріңіз. Кері серпіліс радиусының белгісін, сонымен қатар серпімді кинематикалық өсті есепке алу қажет.

Белсенді бойлық және бүйірлік жүйелер

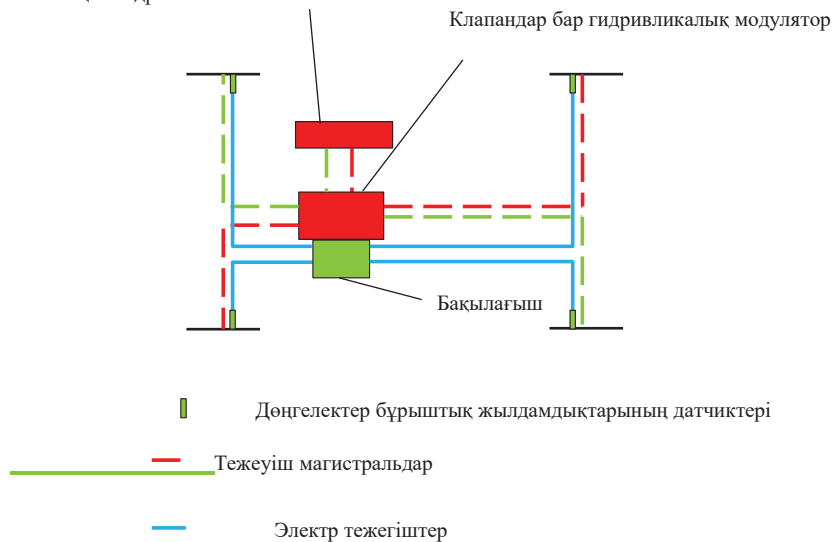
Бұл тарауда көлденең немесе бойлық бағытта автомобильдің динамикалық күйіне әсер ететін белсенді жүйелер қарастырылады. Тежеудің бұғатталуға қарсы жүйесі (ABS), тартуды бақылау (ASR) және тайғанақтауға қарсы жүйесі (ASR) және динамикалық тұрақтылықты басқару (ESP) сияқты жүйесі талқыланады.

19.1 ABS негізгі компоненттері

Жүргізудің критикалық жағдайларында толық тежеу қолданылған кезінде, егер автомобильде тежеудің бұғатталуға қарсы жүйесі (ABS) болмаса, бір немесе бірнеше дөңгелектер бұғытталу мүмкін. Алдыңғы дөңгелектердің бұғатталуы автомобильді басқаруға болмайды екендігін білдіруі мүмкін немесе артқы дөңгелектердің бұғыттауы жүргізу жағдайында тұрақсыздыққа әкелу мүмкін екендігін білдіреді. Осы себепті дөңгелектердің бұғаттауын алдын алу қажет.

ABS негізгі компоненттері 19.1-суретте көрсетілген. Классикалық тежеуіш жүйесі тежеуіштің басқышынан, тежеуіш қондырғысынан, құтысы бар негізгі цилиндрден, тежеуіш магистральдары және тежеуіш құбыршектері және цилиндрлер бар дөңгелектердің тежеуіштерінен тұрады. Қосымша ABS компоненттері - барлық төрт дөңгелектегі дөңгелектерді айналдыру жылдамдығының датчиктері, гидравликалық қондырғы (магниттік клапандары бар гидравликалық модуляторы) және бақылағыш болып табылады. Дөңгелек айналу жылдамдығының датчиктері барлық төрт дөңгелект айналдыру жылдамдығын анықтайды және жеке дөңгелектерді бұғаттау үрдісін анықтау үшін қажет. Дөңгелектардің үдеуі және сырғанауы тежеуіш үрдісінің маңызды параметрлері ретінде қолданылады. Тек қана үш жылдамдықты датчиктермен жұмыс істейтін ABS нұсқалары бар, 19.2-суреттегі алғашқы Bosch ABS көрсетілген және осы ABS артқы қозғалмалы дөңгелектердің айналу жылдамдығы жетек білігіндегі сенсорымен анықталған. Бақылаудың екі мәнін (дөңгелектің үдеуі және тайып кетуі) кейбір маневрлерді осы екі мәннің біреуін қарастыру кезінде критикалық сияқты анықтауға болатындығында негізделген. Осылайша сырғанау тек қана шұғыл тежеу немесе ілінісудің кенеттен өзгеру кезінде сырғанау негізінде бақылаудың көмегімен оңай реттеуге мүмкіндік жоқ.

Негізгі цилиндр



19.1-сурет ABS компоненттері

Дөңгелектің тоқталуын басқаруы жоғары сырғанау мәндерінк дейінгі біркелкі тежеу үшін қанағаттанарлық шешімін бере алмау мүмкін, себебі жоғары сырғанау мәндерін табуға қиын немесе мүмкін емес. Ілінісудің соңғы шегі үдейді шұғыл көбейту кезінде көбейтілмейді, бірақ сенімді анықтау тайып кетудің қосымша көмегімен оңайырақ болады. Мысалы, жетекті емес дөңгелектердің жылдамдығын сырғанауды есептеу жылдамдығын анықтау үшін пайдалануға болады.

Біз таза сырғанап басқарудың шектеулі мүмкіндіктерін келесі мысалда анықта аламыз. Егер төрт дөңгелекте бұғаттау үрдісі бірлей болса, онда сыртқы жылдамдығы v_{ci} , $i = 1, \dots, 4$ тиісті түрде нөлге қарай бағытталады (осы үшін біз төрт дөңгелек бірдей жылдамдықты түсерді деп болжаймыз): $v_{ci} = at$ (осы жерде a – үдеудің мәні, ал t - уақыты), және біз қозғалудың жылдамдығы v_{ci} жылдамдығы $k = 1$ төрт шеңберін орташалау жолымен есептеледі деп болжаймыз. Қорытындысында төрт дөңгелектегі S_i , $i = 1, \dots, 4$ сырғанаудың мәндері үшін

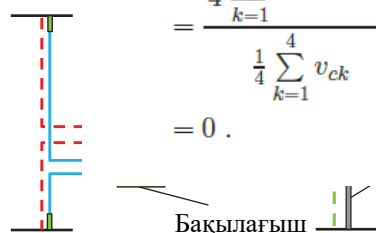
$$v_v = \frac{1}{4} \sum_{k=1}^4 v_{ck}$$

$$S_i = \frac{v_v - v_{ci}}{v_v} \quad (19.1)$$

$$S_i = \frac{\frac{1}{4} \sum_{k=1}^4 v_{ck} - v_{ci}}{\frac{1}{4} \sum_{k=1}^4 v_{ck}} \quad (19.2)$$

$$= 0. \quad (19.3)$$

Негізгі :



Дөңгелектер бұрыштық жылдамдықтарының датчиктері

Тежеуіш магистральдары

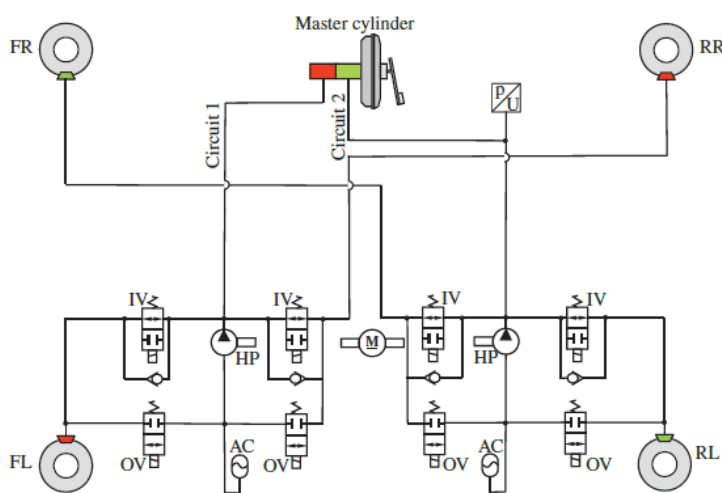
Электр сымдар

19.2-сурет Кардан жылдамдығы үшін жылдамдықтың бір датчигі бар Bosch алғашқы ABS топологиялық қағидаты (1978)

Бұл қадағалау үшін шеткері жылдамдықтары уақытпен біртіндеп төмендеу фактісі маңызды емес. ABS жүйелерінде дөңгелектің жылдамдық индукциялық датчиктері (ескі жүйелерінде), сондай-ақ Hall әсерлерінде негізделген дөңгелек жылдамдығының датчиктері қолданылады. Дөңгелектің индукциялық датчиктерінің күрделілігі, олар белгілі бір жағдайларда дәл өнделмейтін төмен жылдамдықта аз өлшенген сигнал беретіндігінен тұрады. Холл датчиктері жылдамдыққа туелсіз болатын бірдей сапасы бар өлшеуші сигналын қамтамасыз етеді.

Гидравликалық блогы төрт дөңгелек тежеуіш цилиндрдегі қысымды бақылайды. Осы жерде тежеуіш тізбегіндегі қысым дөңгелектің тежеуіш цилиндріне тікелей берілмеу және әр дөңгелектің тежегішінде екі 2/2 электрмагниттік клапан қарастырылу қажет (19.3-суретті қараңыз). Осы электрмагниттік клапандардың бірі, кіріс клапаны (IV) деп аталады, басты цилиндр және тежеуіш цилиндр арасындағы байланыс болып табылады, екіншісі, шығатын клапан (OV) деп аталады, кері байланыс тізбегіне қосылыс болып табылады. Төмен қысым жинақтаушысы тежеуіш сұйықтығын тежеуіштің декомпрессиясынан алады; қайтару сорғысы тежеуіш сұйықтықтың қайтарылуын қолдайды.

Дөңгелектердің тежеуіш цилиндрлерінде IV жабық және OV жабық болған жағдайда тұрақты қысым сақталады. Бұл басқару құрылғысының тежеуіш қысымына әсер етудің бір әдісі. Егер IV жабылып, OV одан әрі ашылса, тежеуіш қысымы және осылайша дөңгелектегі тежеу сәті азаяды. Осы басқару құралы тежеу сәтіне әсер етудің екінші әдісі. Осылайша тежеуіш қысымы төмендетілгеннен кейін, ол OV қайта жабылуы, IV қайта ашылуы жолымен қайтадан көбейтілу мүмкін. Қысқа мерзімді IV ашылуы қысымның біртіндеп арттыруына мүмкіндік береді. Осылайша, сондай-ақ қысым IV жабылуы және OV қысқа уақытқа ашылуы кезінде төмендетілу мүмкін.



19.3-сурет ABS үшін гидравликалық қосылыстар (ср. Роберт Bosch 2007)

19.3 суретте ABS жүйесінің толық гидравликалық схемасы көрсетілген. ABS құрылғысына қойылатын талаптар өте көп және келесі:

- Жолдың әр түрлі жағдайларында (құрғақ, дымқыл, мұзды жол төсемдері) қозғалысының тұрақтылығына және жұмыс істеуіне кепілдік берілу қажет.
- Қозғалыс коэффициенті әрқашан мүмкіндігінше көп жолдарда толығымен қолданылу қажет.
- Тез өзгертін жол жағдайында ABS араласуы тежеу жолы қажетсіз көбейтілмеу қажет. Осындай өзгертін жол жағдайларында ABS құрғақ, мұзды емес жолда жақсы тарту коэффициенттері қолданылмайтынын білдіреді, бұл тежеу жолының қажетсіз көбейтілуіне әкеледі.
- Егер сол және оң жақ дөңгелектердің жол төсемі әртүрлі болса (бұл μ жолы деп аталады), сол және оң жақтардағы әртүрлі тежеуіш күштерінің әсерінен болатын бұрылыс сәті, сондықтан әдеттегідей тәжірибелі жүргізуші төтеп бере алады арттырылу қажет.
- Тік бұрылу кезінде ABS тежеу жолын қамтамасыз ету қажет, себебі бұрылу кезінде жоғары жылдамдық маңызды рөлін атқарады. Бұл жағдайда шиналар арқылы берілетін күштердің шектелу қажет (Камм шеңбері).
- Тегіс емес жолдар дөңгелектер жүктемесінің ауытқуын тудырады. Сонымен қатар ABS осы өзгертін жағдайларды бақылау қажет.
- Сонымен қатар ABS акважоспарлануды бақылау қажет (судың бетінде сырғанау).

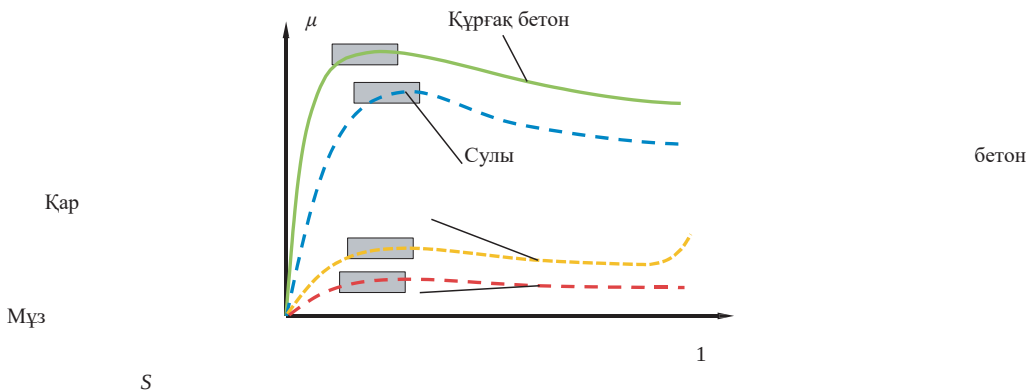
19.2 ABS жұмысы

Бойлық күш қисық сызықтарындағы облыстар - ABS қатысатын сырғанаудың қисық сызығы (μ -S қисық сызығы) көбінесе тікедей жолында қозғалу үшін иілінудің шегін анықтайды. 19.4-суреттегі диаграммасында әртүрлі жол төсемдерінің қисық сызықтары көрсетілген. Бойлық күштің коэффициенті, μ , бұл F_x тангенциалды бойлық күштің және F_z дөңгетектің жүктемесінің қатынасы болып табылады:

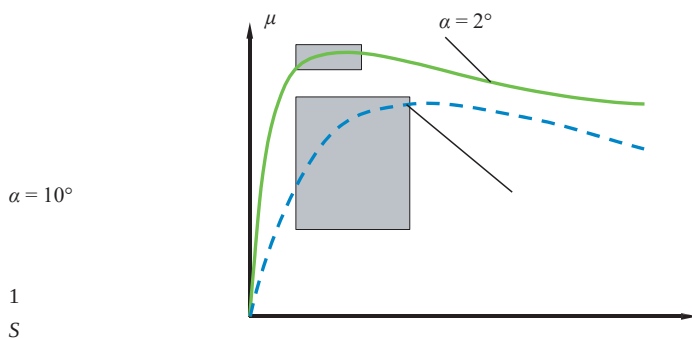
$$\mu = \frac{F_x}{F_z} . \quad (19.4)$$

Осылайша, F_y бұрудың күші үшін $\mu_s = F_y / F_z$ бұрылу күшінің коэффициентін анықтауға болады. Бұрылудың күші α сырғанайтын бұрышынан тәуелденеді; кіші сырғанау бұрыштары үшін бұл тәуелділікті сызықты түрде бөлуге болады: $F_y = c_a \alpha$. Екі күш, F_x және F_y түйісілетін жерінде әрекет етеді және бір-біріне әсер етеді. Осы себеп бойынша бойлық күштің коэффициенті μ және бұрылу күшінің коэффициенті μ_s α сырғанау бұрышынан тәуелденеді (19.5-суретті қараңыз).

ABS әрекет ететін облыстар μ_a ілінісу күшінің коэффициенті қасындағы қисық сызықтарының максимумында орналасады. Сонымен қатар максимум минималды тежеу жолы үшін оңтайлы ауқымға сәйкес келеді. Бір ерекшелігі қар үшін қисық сызығы болып табылады. Себебі, күпсек қар тоқтату дөңгелегі алдында сынаны қалыптастырады (бұл қисық сызығының көлбеуі өте үлкен сырғанау мәндерінде белгіленген және осылайша тежеу әсері арттырайды).



19.4-сурет ABS жұмыс аймақтары (Robert Bosch 2007 материалдары бойынша)



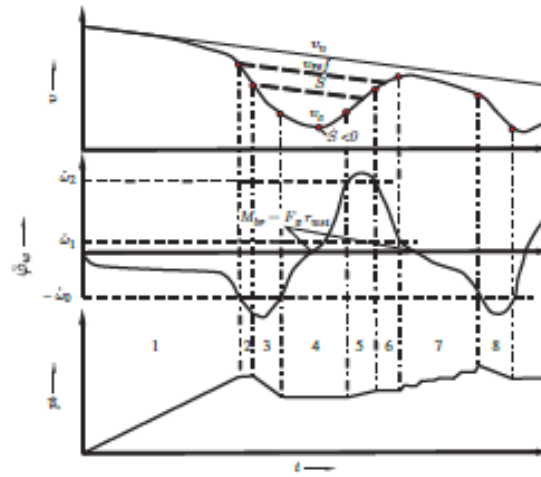
19.5-сурет Сырғанау бұрышы бар ABS жұмыс аймақтары (Robert Bosch 2007 материалдары бойынша)

Осындай күйі қиыршық таста тежеу кезінде пайда болады. Бұл автомобильдер үшін ерекше жағдайлар болғандықтан, олардың әсері үлкен емес, бірақ ABS көмегімен бұл жолдарда тежеу жолының ұзартылуына әкеледі. Егер жүргізуші осындай жағдайларда жүрсе, онда ABS ажыратуы тежеу жолын азайтады. Алайда, бұл жол талғамайтын көліктерде жиі кездесетінін белгілеу қажет. Бұл жағдайлар (қар, қиыршық тастар) ABS кедергісінен сына түзілмегендіктен тежеу жолының едәуір артуына әкелу мүмкін; белгілі жағдайларда автомобилді көлбеу жолда тоқтатуға мүмкіндігі жоқ. Сондықтан, коммерциялық көліктерде, жүргізу шарттары сипатталған шарттарға сәйкес болғанда, ABS ажырату қажет.

19.5 суретте бұрыштарда жүргізу шарттары көрсетілген. Тікелей қозғалыспен салыстырғанда бұрылыстарды өтудің басты айырмашылығы - дөңгелектер тек қана бойлық емес, сонымен қатар бүйірлік күштерді беру қажет. Осы дөңгелектер ABS қатысты бұрылу кезінде түзу тікелей жолмен жүру кезінен гөрі басқаша басқарылу қажет екендігін білдіреді. Бұрылудың кіші бұрыштары кезінде (19.5 суретте көрсетілгендей, $\alpha = 2^\circ$), ABS жұмыс аймағы тікелей жолмен жүру аймағына ұқсайды. Алайда, бүйір сырғанаудың үлкен бұрыштар үшін ($\alpha = 10^\circ$) ABS жүйесі ең алдымен S сырғанаудың өте кіші мәндерімен және μ кіші бойлық күштің коэффициентімен жұмыс істейді. Тежеу жылдамдықты төмендетеді, сондықтан бүйірлік күштер тез төмендейді. Бұл жерде центрифугалық күштердің квадраттық тәуелділігі маңызды рөлін атқарады $F_c = \frac{mv^2}{\rho_{cc}}$

Тежеуді жалғастыру кезінде бүйірлік күштердің квадраттық төмендеуіне байланысты ABS тежелуі сырғанаудың жоғары мәндерінің бағытында белсенді болу мүмкін және осылайша, жоғары бойлық күшінің коэффициенті кезінде, μ белсенді болады. Сондықтан ол жоғары тежеу күштерінде жұмыс істей алады.

ABS үшін пайдаланылатын басқару айнымалы мәндері дөңгелектің шеңберлік жылдамдығы v_c (және ол перифериялық үдеуді есептеу үшін қолданылады), дөңгелектердің сырғанауы, бақылау жылдамдығы және көлік құралының тоқтатылуы болып табылады. Осы мәндер дөңгелектің жылдамдық датчигінің сигналдары бойынша есептеледі немесе бағаланады. Автомобильдің жылдамдығын есептеудің бір әдісі қарама-қарсы дөңгелектердің диагоналіндегі орташа жылдамдықты есептеу болып табылады. Автомобильдің жылдамдығын есептеу мүмкіндігі ABS шұғыл тежеуі қосылған болса қол жетімсіз болады. Тек қана осы жағдайда жылдамдықты есептеуге бағалауға болады. Дөңгелектердің айналу жылдамдығы, v_c (немесе үдеуі) жетектегі дөңгелектер және жетекші дөңгелектер үшін әр түрлі бағалану қажет. Жетекші емес дөңгелектер үшін инерциялық қасиеттері белгілі; сондықтан дөңгелектің шеңберлік тежелуін арттырылуы апаттық тоқтату кезінде салыстырмалы түрде оңай бағалауға болады. Жетектегі дөңгелектер үшін дөңгелектің шеңберлік тежелуін арттырылуы қосылған муфтасы кезінде ол тоқтатылатындығына байланысты азаяды. Егер ілінісу бірінші немесе екінші беріліс қосылғанда, дөңгелек және трансмиссия инерциясы, трансмиссияны және қозғалтқышты өаса алғанда және қозғалтқыштың айналу сәті жұмыс істемейтін күйінен гөрі жоғары. Сондықтан апаттық тежелу кезіндегі әртүрлі масса сәттері (немесе әртүрлі түзету масса факторлары) қорытындыларының бірі дөңгелектің шеңберлік үдеуінің баяулауы болып табылады, бұл дөңгелектің бұғаттауын анықтауды қиындатады.



19.6-сурет ABS басқару циклі (Robert Bosch 2007 материалдары бойынша; үзіктер клапандар ауыстырылып қосылатын нүктелерінде $\ddot{\phi}_w$ уақыт бойынша туындысына қосылады, себебі тежеу қысымның уақыты бойынша туындысындағы үзік $\ddot{\phi}_w : J_w \ddot{\phi}_w = M_{br} - F_x r_{wst}$ үзілуіне әкеледі. $\dot{v}_c = 0$ нүктелерінде сырғанаудың жылдамдығы нөлден төмен, $S' = \dot{v}_v v_c / v_v^2 < 0$, сырғанау μ^{-1} (μ_h) үлкенірек; $\ddot{\phi}_w = 0$ нүктелерінде тежеу сәті $|M_{br}|$ және $|F_x r_{wst}|$ күшінің жанамаcынан сәті келесі мәндерге тең: $M_{br} - F_x r_{wst} = 0$)

Бұдан әрі құрғақ жол төсемінде тежеу кезінде басқару циклі түсіндіріледі. Негізгі айнымалы шамалар уақыттың функциясы (тежеу қысымы, дөңгелектің шеңберлік үдеуі және автомобильдің жылдамдығы және дөңгелектің шеңберлік жылдамдығы) сияқты 19.6-суретте көрсетілген. Бүкіл басқару циклі 2-7 сатыларды қамтиды: 8 саты жаңа жұмыс циклінің басталуын білдіреді.

Біріншіден, 1 сатында тежеуіш жүйесінің қысымы көтеріледі. Осы автомобильдің жүру жылдамдығын, v_v және дөңгелектің шеңберлік жылдамдығын, v_c төмендетеді. Екі жылдамдықтың салыстыруы v_c дөңгелектің жылдамдығы v_v автомобильдің жылдамдығынан көбірек екендігін көрсетеді. Осылайша, сырғанау көбейтіледі және μ_a бойлық күшінің коэффициенті μ_a иілісу коэффициентіне жақындатылады. Иілісу коэффициентінің үлкейтілуі дөңгелек стационарлық емес облысына кіретініне әкеледі және осының арқасында ол үдейтіледі. Осы жоғары үдеу ABS блогымен анықталады. Как показано на рисунке 19.6-суретте көрсетілгендей, дөңгелектің еңберлік үдеуі осылайша $-\omega_0$ (бұл ABS бекітілген параметрі) теріс мәнінен асады және ABS басқару блогы араласпайды. Осы енгізу клапанының жабылуын қосады және осының арқасында 2 сатысында қысым тұрақты деңгейде сақталады. 2 сатысының басындағы жылдамдық белгілі бір мақсатқа жеткеннен кейін азайтуды жалғастыратын тірек жылдамдығы деп аталатын (мысалы, тежеу басында баяулаудың экстраполяциясы) болып табылады. Экстраполяция алдында тұратын болжам бойлық күшінің коэффициент $\mu \approx \mu_a$ болып тұрғанында қамтылады және сондықтан біз автомобильдің баяулауы тұрақты болып табылады деп ойлаймыз.

Бұл төмендетілген бастапқы жылдамдық сырғанаудың шегіне қарай төмендетіледі (19.6-суреті үстіңгі бөлігінің жылдамдықтың диаграммасында S белгіленген).

Егер дөңгелектің шеңберлік жылдамдығы осы шегінен төмен болса, ОV ашылуы кезінде тежеу қысымы төмендетілетін үшінші сатысы басталады. Тежеу қысымы дөңгелек шеңберлік үдеудің абсолютті мәні $-\omega^0$ критикалық мәнінен төмен түсетін кезінде төмендетіледі; содан кейін тұрақты қысым кезінде (енгізу және шығару клапандары жабық болу кезінде) 4 сатысы басталады. Осы саты шеңберлік дөңгелектің жылдамдығы ω^2 оң мәнінен асатын кезінде тоқтатылады. Осы нүкте дөңгелектің үдеуін және v^c шеңберлік жылдамдықтың v_v автомобильдің жылдамдығына жақындатуды білдіреді. Егер дөңгелектің шеңберлік үдеуі 2 шектік мәнінен асатын болса, тежеу қысымы енгізу клапанын 2 шектік мәні екінші рет, бірақ осы жағдайда шеңберлік үдеуді азайту үшін ашылуы арқылы үлкейтіледі. Осы сәтте енгізу клапаны жабылады 6 саты) және қысым шеңберлік үдеу ω_1 шектік мәнінен төмен болмағанша тұрақты болып қала береді. Осыдан кейін тежеу қысымы 7 сатысында $-\omega^0$ теріс сатысынан төмен болмағанша үлкейтіледі.

Осыдан кейін екінші цикл тежеу қысымы тез төмендетілетін 8 сатысынан басталады; 2 сатысымен салыстыруға мүмкіндігі бар тұрақты қысымы бар сатысы тежеудің екінші циклінде бола алмайды.

Иілінудің кіші коэффициенттері бар жол беттерінде ABS тежеуді бақылау циклдері иілінудің үлкен коэффициенттері бар циклдерінен ерекшеленеді. Иілінудің кіші коэффициенттері бар шектері үшін 1 және 3 сатылар екі жол шарттары үшін бірдей болады, 4 сатысында қысымның төмендетілуі қажет, кері жағдайда дөңгелекті үдеу үшін уақыт қайтадан өте үлкен болып қалады, бақылау, циклдер өте ұзақ болып қалады және ABS араласудың қысқа уақыты талабына сәйкес келмейтін болады.

19.3 Бұрылу сәтiсi үдеуiнiң iркiлiсi

Егер сол жақтағы дөңгелектер үшін сипаттамалар оң жақтағы дөңгелек үшін сипаттааларынан ерекшеленетін болса (иілінудің әртүрлі шегі, μ_{high} және μ_{low}), автомобильдің балауы әртүрлі тежеу күштерінен бұрылу сәтiсiн тудырады. Кезудің осы сәтiнде автомобильдің класына байланысты әртүрлі әсерлер бар және жүргізушіден басқа тәртіпті талап етеді. Айналу сәтiнiң үдеуi тек қана иілінудің шарттарынан тәуеленбейді, сондай-ақ автомобильдің жолынан тәуелденеді. Ұзақ жолы үшін иінтірекке күштің туындысы қысқа жолы бар автомобильден гөрі көбірек. Егер s – жолы болса, онда максималды сәтi M_{max} (автомобиль массаларының ортасы жайында) тең (G – автомобильдің салмағы)

$$M_{\text{max}} = \frac{s}{2}(\mu_{\text{high}} - \mu_{\text{low}})\frac{G}{2}. \quad (19.5)$$

Осы кездің әсері дөңгелек базасына f (алдыңғы осьтен бастап артқы осьге дейінгі қашықтық) және автокөлік салмағының тік осьдің айналасында айналуға арналған инерция кезіне байланысты өзгереді. Біріншіден, M кезі = $M(t)$ бұрыштық кезге әкеледі $L = J_z$ (J_z - тік осьдің айналасында айналуға арналған инерция кезі, ψ - жорту жылдамдығы). Бұрыштық кез интегралы бойынша есептелуі мүмкін

$$L = \int_0^{\Delta t} M(t) dt. \quad (19.6)$$

Бұл Δt уақытынан кейінгі жорту жылдамдығына әкеледі:

$$\dot{\psi} = \frac{1}{J_z} \int_0^{\Delta t} M(t) dt. \quad (19.7)$$

Бұрылу кезі бұрылыстармен өтелуі тиіс, ал бұл дегеніміз жүргізуші көліктің ауып кетуіне қарсы әрекет жасауы тиіс (13.3-суретті қараңыз). Салмақ ортасына қатысты алғандағы кері бұрылу кезі тең болады (салмақ ортасы төрт байланысу учаскенің геометриялық орталығында орналасқан жағдайда; $c_{\alpha 1}$ – алдыңғы осьтегі бір дөңгелектің бұрылыстағы қаттылығы және $c_{\alpha 2} = c_{\alpha 1}$ артқы осьтегі және δ_{counter} - алдыңғы дөңгелектердің бұрылу бұрышы)¹

$$M_{\text{counter}} = 2c_{\alpha 1}\delta_{\text{counter}}\frac{\ell}{2}. \quad (19.8)$$

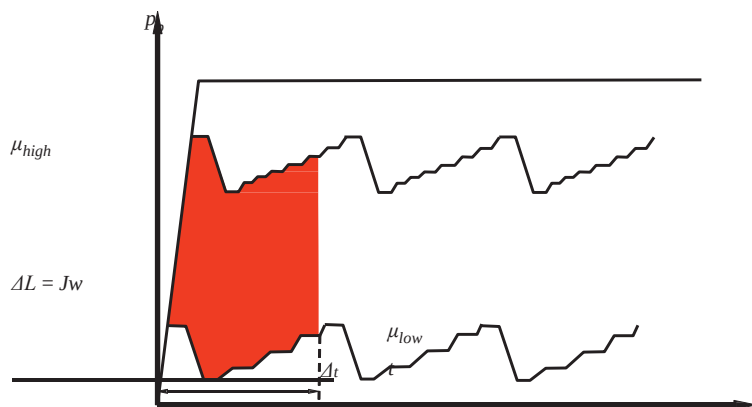
Дөңгелектердің үлкен базасына арналған қажетті өтеу күштері дөңгелектердің кіші базасына арналған қажетті өтеу күштерімен салыстырғанда төменірек болады. Үлкен ауыр автокөліктерде салмақ инерциясының кезі J_z үлкен болады, сондықтан жорту кезі тек бүкіл автокөлік жорту

жылдамдығының баяу артуына ғана әкеледі. Кішкентай автокөлікпен салыстырғанда үлкен автокөлікте баяу артумен және дөңгелектердің үлкен базасымен бұрылу жеңілірек. Меңгерікпен басқарудың реттеуі қос автокөлік үшін қажетті, және бұны жеңілірек жасау үшін, қысым артуындағы іркіліс кіші жақтағы ABS. Кішкентай автокөлікпен салыстырғанда үлкен автокөлік үшін іркіліс кішірек болады.

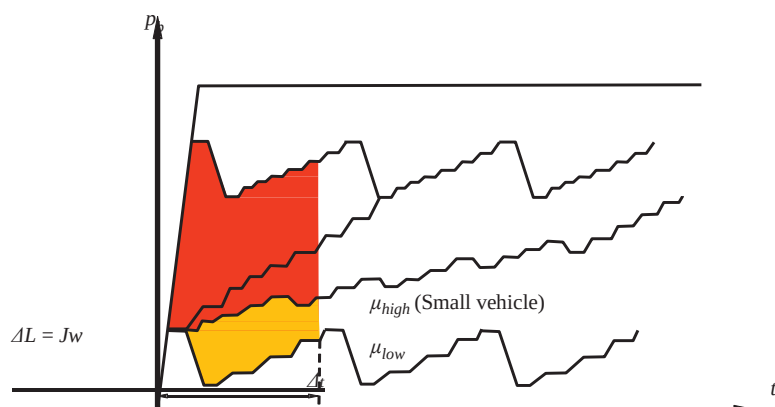
19.7-суретте бас цилиндрдегі қысым, сондай-ақ, μ_{high} және μ_{low} жағынан қысым үлгілері келтірілген. ABS циклі қос жағынан бір уақытта дерлік басталады. Белгіленген аймақ екі қысым қисық сызығының айырмашылығынан туындайтын интегралды білдіреді, ал бұл интеграл бұрылыс кезінің өзгеруін білдіреді, себебі қысым тежеу күшіне пропорционалды келеді және, солай болған соң, қысымның өзгеруі тежеу күштерінің айырмашылығына пропорционалды келеді; тежеу күштеріндегі бұл айырмашылықпен жорту кезін есептеп анықтауға болады.

19.8-сурет кіші автокөлік үшін қысымның іркілісін көрсетеді, сол екі арада 19.9-сурет үлкен автокөлік үшін қысымның іркілісін көрсетеді. Кіші автокөлік үшін аз жағындағы қысым өте баяу артатындығы анық, бұл өз кезегінде кішігірім интегралға және, солай болған соң, бұрыштық кездің кішігірім өзгеруіне әкеледі, ал анағұрлым ірі автокөліктің қысым атруының іркілісі кішірек, ал интеграл және импульс кезінің өгеруі үлкенірек болады.

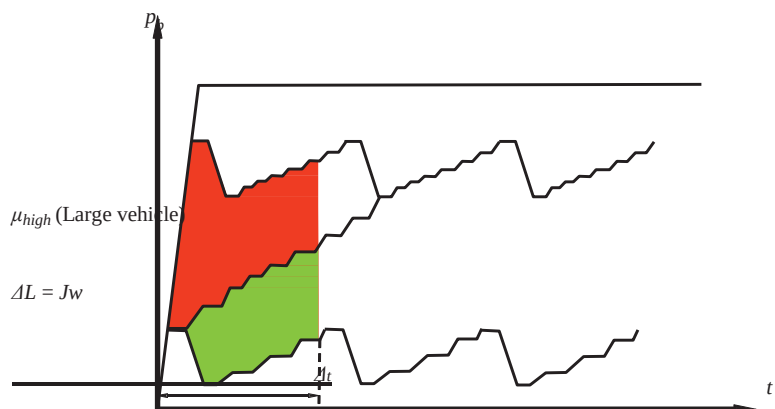
¹ Бүйірлік желдің әсерін қараумен барабар, автокөліктің бүйірлік сырғанау бұрышы $\beta \neq 0$ және сырғанау бұрыштары $\alpha_1 \neq 0$ және $\alpha_2 \neq 0$ бір жолды модельдің алдыңғы және артқы дөңгелегінде кездеседі. Сипатталған жағдайда автокөлікке тек бір ғана кез әсер етеді, бүйірлік күштер туындамайды. Бұл дегеніміз алдыңғы және артқы осьтегі бүйірлік күштердің белгілері қарама-қайшы келеді және абсолютті мәндері бірдей болады: $\alpha_2 = \delta_{\text{counter}}/2$ және $\alpha_1 = -\delta_{\text{counter}}/2$ немесе керісінше; $|\beta| = \delta_{\text{counter}}/2$. Сонымен қатар біз $\beta \neq 0$ геометриялық қарсы сызықтықтарды елемейміз.



19.7-сурет қысымның кейінге қалдырылған жоғарылауынсыз μ -жолы үшін қысымның артуы



19.8-сурет Кішігірім автокөлік үшін қысым артуының іркілісі



19.9-сурет Үлкен автокөлік үшін қысым артуының іркілісі

Жорту іркілісі бұрылыстарда маңызды рөл атқарады. Бұрылу кезінде тежеу орын алатын кезде алдыңғы осьдегі дөңгелекке түсетін жүктеменің артуы және артқы осьдегі дөңгелекке түсетін жүктеменің кемуі орын алады. Дөңгелектерге түсетін ауыр жүктемелерге байланысты алдыңғы осьдегі бүйірлік күштер артады, ал артқы осьдегі бүйірлік күштер азаяды. Бұл автокөлікті қысықтың ішіне қарай бұратын айналу кезіне әкеледі. Егер біз дөңгелекке түсетін жүктемені қарастырсақ, онда дөңгелекке түсетін жүктемелер ортадан тепкіш күш кезінің салдарынан өзгеретіндігі анық: ішкі дөңгелектердегі жүктемелермен салыстырғанда сыртқы дөңгелектердегі жүктемелер үлкенірек болады. Егер бұл жағдайда ABS туындайтын қысым артуының іркілісі күшіне енсе, онда тежеу күшінде сыртқы дөңгелектердегі қысым артуының іркілісі бар болады. Алайда, бұл жағымсыз жағдай, себебі сыртқы дөңгелектерде бойлық тежеу күштерінің жылдам жинақталуы жүктеменің ауытқуынан алғанда ішке қарай бұрылудың бұрылыс кезіне қарама-қайшы әрекет етеді. Сондықтан, айналдыру кезі артуының іркілісі бұрылу кезінде белсенді болмауы тиіс, себебі бұл μ -тежеуі үшін қажет (оң және сол жақ дөңгелектер үшін алуан түрлі ілінісумен).

19.4 Тайғанақтауына қарсы жүйе

Кейбір жағдайларда дөңгелектер жолдың қолайсыз жағдайларында үдеген кезде айналуы

мүмкін. Айналатын дөңгелектермен байланысты бір мәселе - ілінісуден тайғанақтауға өту салдарынан бойлық күштер тек азайып қана қоймайды, сондай-ақ, бұрылу күштері берілмей қалады. Бұған жол бермеу үшін тайғанақтауды болдырмайтын жүйелер (ASR) қолданылады. Іс жүзінде қатты тайғанақтаудың екі себебі бар. Себептердің бірі – қозғалатын осьдің қос дөңгелегі үшін ілінісудің төмен коэффициенті. Бұл жағдайда қос дөңгелек айналады, бұл өз кезегінде бүйірлік күштердің бұзылуына және, солай болған соң, бүйірлік тұрақтылықтың төмендеуіне әкеледі. Артқы жетекті автокөліктерде бүйірлік күшті жоғалту өте маңызды болып табылады, себебі артқы бөліктің сырғу қаупін төндіруі мүмкін. Тағы бір себебі – бұл жол жамылғысының μ -бөлінуі. Автокөліктегі осьдің дөңгелектері өзара дифференциалды беріліспен байланысқан. Бұл дифференциалды беріліс қажет, себебі ол автокөлікті қисық сызық бойымен жүргізуге көмектеседі, себебі бұрылу кезінде дөңгелектердің бір-біріне қатысты алғанда айналу мүмкіндігі бар болуы тиіс (радиустері немесе сыртқы және ішкі дөңгелектер өзгешеленеді). Алайда, ось дифференциалының кемшілігі жолдың ілінісу коэффициенті анағұрлым төмен μ_{low} бөлігімен айналып келе жатқан жалпы берілетін айналдыру кезі дөңгелекпен анықталатындығына негізделген. Егер ілінісу коэффициенті өте төмен болса, онда төмен айналдыру кезі жолдың ілінісу коэффициенті жоғары μ_{high} бөлігімен айналып келе жатқан дөңгелекке де берілетін болады. Конустық тісті дөңгелектің әдеттегі дифференциалдары жетектің айналдыру кезін сол және оң жақ дөңгелектер арасында тең бөліктерде үлестіреді. Автокөлік жолдың бөлінген бетінде орнынан, дөңгелек μ_{low} айналатындай, қозғалса, дөңгелек арқылы μ_{low} жолға берілетін дәл сол айналдыру кезі μ_{high} дөңгелекке де берілетін болады.

Бұл ASR қосылатын нүкте болып табылады. ASR екі тапсырмасы бар: біріншіден, ол қозғалтқыштың жалпы айналдыру кезіне әсер етеді, ал екіншіден, ол айналдыру кезінің сол және оң жақ дөңгелектер арасында таралуын бақылайды. Егер біз дөңгелектегі жиынтық айналдыру кезін M_{tot} қарастырсақ, онда оның кардан білігі айналдыру кезінің жартысын ғана құрайтындығын көреміз, $M_{car} / 2$, тежеу кезі, M_b , және жол төсемімен анықталатын мән-жайларға байланысты,

теңселуге қарсыласу нәтижесінде тежеу кезі, M_{road} :

$$M_{tot} = M_{car}/2 + M_b + M_{road}$$

Бұл формулада тежеу кезі M_b және жол кезі M_{road} теріс ретінде алдынды. M_{tot} кезіне $M_{car}/2$ және M_b әсер етуі мүмкін. Кардан білігінен келетін айналдыру кезін $M_{car}/2$ қозғалтқыштың (электр, ДЖҚ немесе гибридітік) параметрлерін өзгертіп, реттеуге болады, ал кезді M_b тежегіштердегі дербес тежеу кезінің көмегімен реттеуге болады.

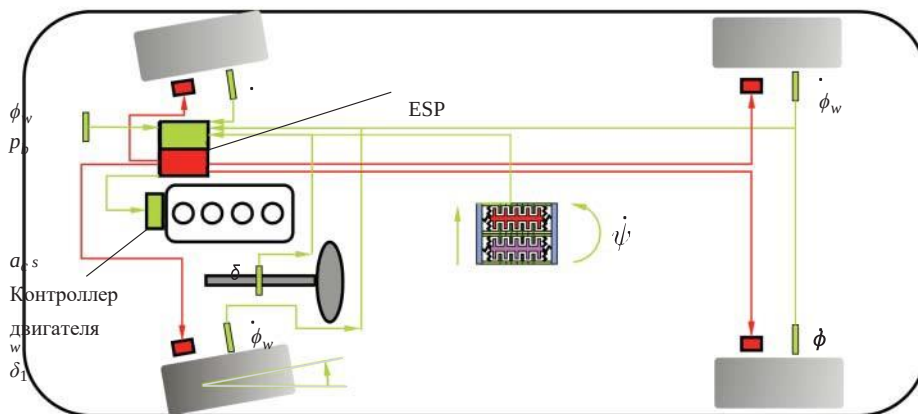
Бұл екінші нұсқа, сол және оң жақ дөңгелектер үшін тежеудің бөлек кездеріне негізделіп, айналдыру кезін басқару арқылы ASR іске қосылуында негізделген. Автокөліктің үдеуі кезінде сол және оң жақ дөңгелектерді тежеу үшін, әдеттегі ABS жүйесіне қосымша түрде тежегіш жүйесінде тежегіш тепкішін баспай қысым арттыруды қамтамасыз ету мүмкіндігі бар болуы тиіс. Осы себептен қысымның жоғарылауын тудыру үшін ASR жүйесіндегі қайтару сорғысы өздігінен сорғыш болуы тиіс. Алайда, осы өздігінен сорғыш сорғы арқылы тежеу цилиндрлерінен қысым келмейді, кері сорғы және ABS сәйкесінше шығарушы клапандары арасында арнайы кері клапанды қосымша түрде көздеу қажет.

ASR екі басқару элементін қамтиды: біріншісі – кардан білігіндегі айналдыру кезін реттейтін кардан бақылаушысы, және екіншісі – дөңгелектер арасындағы айналдыру кезінің айырмашылығын бақылайтын дифференциал бұғаттауын. Жылдамдықтың кардан реттегіші кардан білігі жылдамдығының жылдам артуына жауап қайтарады, бұл өз кезегінде қозғалатын осьдің сәйкесінше екі дөңгелегінің айналуын болдырмайды. Дифференциал бұғаттау бақылаушысы дөңгелектер арасындағы жылдамдықтардың айырмашылығына жауап қайтарады және тежеу кезін қолданып, жылдам айналатын дөңгелекті тежейді. Бұл тежеу кезі бірінші кезекте сәйкесінше дөңгелектегі айналдыру кезінің жалпы тепе-теңдігіне әсер етеді. Дегенмен, одан үлкен айналдыру кезі кіші жағындағы айналмайтын дөңгелекке айналатын дөңгелектегі арттырылған айналдыру кезі арқылы берілуі мүмкін.

19.5 Бүйірлік тұрақтылық жүйелері

ESP (тұрақтылықтың электрондық бағдарламасы)² жүргізушіге бүйірлік динамикамен байланысты сыни жол сценарийлерінде көмектеседі. ESP сырғу салдарынан орын алуы ықтимал жазатайым жағдайларды болдырмайды және жүргізуші үшін меңгерікпен басқарудың күшін азайтады. ESP белгілі бір жол жағдайлары нашарлаған кезде жұмыс істеуге арналған. Қазіргі заманғы жүйелерде ESP жиі негізде ABS және ASR қатысты алғанда екінші реттік болып табылады. ABS салыстырғанда, ESP бүйірлік сырғанау бұрышы, β және жорту жылдамдығы, $\dot{\psi}$ секілді

басқарушы айнымалы шамаларға негізделеді. ESP жүйесі үшін пайдаланылатын датчиктер барлық төрт дөңгелектегі бұрыштық жылдамдық датчиктері болып табылады. ABS қосымша ретінде меңгерік дөңгелегін бұрау бұрышының датчигі, δ_s , жорту жылдамдығының датчигі, $\dot{\psi}$, көлденең үдеу үшін үдеу датчигі, ас және бас цилиндрдегі қысымды анықтауға арналған қысым датчигі p_b (19.10-суретті қараңыз) қолданылады. ESP жүйелерінің идеясы автокөлікті тұрақтандыру үшін бөлек дөңгелектерді тежеу арқылы автокөлікке z-осының айналасында айналдыру кезін түзетуді қолдануға негізделген.



19.10-сурет ESP жүйесінің компоненттері (Robert Bosch 2007 алынған)

Бөлек дөңгелектерді тежеу көмегімен қол жеткізілетін әсер, - бұл тежеудің бойлық күштерінің және бұрау күштерін азайту әсерінен, әсіресе Камм шеңберінің шектеулері аймағында туындайтын бұраудың қосымша кезі.

Автокөліктің көлденең үдеу, айнымалы тоқ, меңгерік дөңгелегін бұрау бұрышы, δ_s , жорту жылдамдығы, $\dot{\psi}$, дөңгелектердің бұрыштық жылдамдықтары $\dot{\phi}_{wi}$, ($i = 1, \dots, 4$), сондай-ақ, бойлық жылдамдықтың есептелген мәні v_x секілді өлшенген айнымалы шамаларды қолданып, төрт дөңгелектегі тежеу күштері F_{xi} , бүйірлік сырғанау бұрышы, β , төрт дөңгелектегі сырғанау бұрыштары, α_i , бүйірлік жылдамдық, v_y , сондай-ақ, дөңгелектердегі бұрылыс күштері, F_{yi} , дөңгелекке түсетін жүктемелер, F_{zi} , және байланыс нүктелерінде туындайтын күштер, F_{pi} ($i = 1, \dots, 4$) секілді басқа шамаларды бағалауға болады.

Автокөліктің сырғанау бұрышын бағалау үшін, біз төмендегі теңдеуді негізге аламыз

$$\dot{\beta} = -\dot{\psi} + \frac{1}{v_x} (a_c \cos \beta - a_x \sin \beta) . \quad (19.10)$$

ортаға тартқыш үдеу (нақты айтқанда, толық жылдамдық теңдеуге енгізілуі тиіс, бірақ автокөліктің бүйірлік сырғанау бұрышы әдетте кіші болады, ал одан кейін $v \approx v_x$) және бұрыштық жылдамдықтар β және ψ арасындағы қатынастан, біз

$$\frac{v_x^2}{\rho_{cc}} = v_x (\dot{\beta} + \dot{\psi}) . \quad (19.11)$$

аламыз

Бұл жерде біз дөңгелек жолдағы R радиусі нүктенің v жылдамдығын бұрыштық жылдамдық $\omega = v / R$ анықтайды деген жайтты қолданамыз. Алмастырып қою $R = \rho_{cc}$, $v = v_x$ және $\omega = \dot{\beta} + \dot{\psi}$ теңдеуді береді (19.11).

Егер біз кішігірім бойлық үдеулерді қабылдасақ, a_x және автокөліктің кіші сырғанау бұрыштары, β , теңдеу (19.10)

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{v_x} - \dot{\psi} . \quad (19.12)$$

дейін жеңілдетіледі

² Осындай жүйелер үшін басқа атаулар қолданылады: DSC (динамикалық тұрақтылықты бақылау), VSC (автокөліктің тұрақтылығын бақылау), сондай-ақ, көптеген басқа атаулар және қысқартулар.

Теңдеуді біріктіріп (19.12), біз уақыт функциясы ретінде автокөліктің бүйірлік сырғанау бұрышын β есептеу үшін төмендегі формуланы аламыз:

$$\beta(t) = \beta_0 + \int_{t_0}^t \left(\frac{a_y}{v_x} - \dot{\psi} \right) dt . \quad (19.13)$$

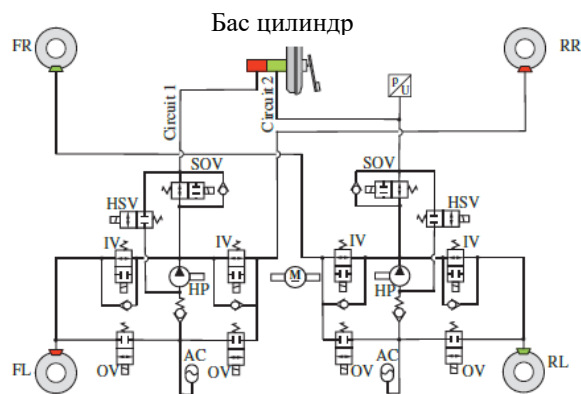
Өлшенген мәндердегі қателер салдарынан Калман сүзгісі дифференциалдық теңдеулер негізінде автокөліктің бойлық жылдамдығын есептеу мақсатында екі қатарлы модель үшін қолданылуы мүмкін.

Автокөліктің бүйірлік сырғанау бұрышының β және жорту жылдамдығының $\dot{\psi}$ мақсатты мәндері бүйірлік үдеудің, айнымалы тоқ, δ_s менгерік дөңгелектерінің бұрышы, бас тежегіш цилиндрдегі тежегіш қысымының p_b және қозғалтқыштың талап етілетін айналдыру кезінің өлшенген шамаларынан анықталады. Олар автокөліктің бағалау мәндерімен салыстырылады; егер айырмашылық тым үлкен болса, бөлек дөңгелектерді тежеу арқылы алынатын түзетуші кез есептеледі.

19.6 ABS және ESP арналған гидравликалық тораптар

19.3-суретте X-brake конструкциясына арналған ABS төрт арналы гидравликалық блогының қағидалық гидравликалық сұлбасы келтірілген. X-жобалауында әр диагональ бойынша қарама-қарсы дөңгелек екі тежеу тізбегі арқылы тежеледі. Диаграмма көрсететіндей дөңгелектің әрбір тежегіш цилиндріне арналған IV және OV бар. Сонымен қатар, әрбір тежегіш тізбекте жоғары қысымды гидравликалық сорғы бар. Сорғы қысымды азайту мақсатында OV ашқан кезде тежегіш сұйықтықты тасымалдау үшін қолданылады. OV іске қосылу уақыты тым аз болғандықтан, тежегіш сұйықтықтың мөлшерін осы өте қысқа мерзімді жинақтауын қабылдап алу үшін қайтару тізбегінде су қоймасы ретінде төмен қысым аккумуляторы AC қосымша түрде көзделген. Бірінші және екінші буын ABS құрылғыларында 3/3-жүрісті электромагнитті клапандар пайдаланылды, оларда қысымды арттыру, қысымды төмендету және қысымды ұстап тұру секілді функциялар тек бір ғана клапанмен орындалатын. Осы клапандар электрлік жандандыру тұрғысынан алғанда өте қымбат және механика тұрғысынан алғанда күрделі болғандықтан, оларды екі 2/2-электромагнитті клапанмен алмастырды. Гидравликалық сұлбаның схемасында барлық дөңгелектерді жеке-жеке басқаруға болады. Артқы осьдің дөңгелектері жалпы бақыланатын басқа да құрылғылар бар. Бұл жүйелерде төмен деңгей тандау қағидасы қолданылады, бұл дегеніміз ілінісу коэффициенті төмен μ_{low} жолдың бойымен жүріп келе жатқан дөңгелектердің тайғанақтауы екі артқы дөңгелек үшін ABS араласуын анықтайды.

Егер автокөлік сондай-ақ жүйесімен ASR жабдықталған болса, қайтару сорғысы қысымды өз бетінше құруға қабілетті болуы тиіс. Сондықтан, бұл жағдайда өздігінен сорғыш сорғы қолданылады. Сонымен қатар, X-Brake құрастыруының әрбір тізбегі үшін қосымша екі клапан қамтамасыз етілуі тиіс, осыған қоса ASR жүйесі жалпы алғанда он екі клапанмен жабдықталған. 19.11-суретте ESP гидравликалық блогының гидравликалық сұлбасы көрсетілген (сондай-ақ X-тежегіші бар сұлбаға арналған). Бұл сұлбада әрбір тежегіш тізбегінде екі қосымша клапан көрсетілген. ASR жүйесімен салыстырғанда жүргізушімен ESP жүйесінде тежегіш тізбегінде қолданылатын тежеу қысымын арттыру қажет болуы мүмкін.



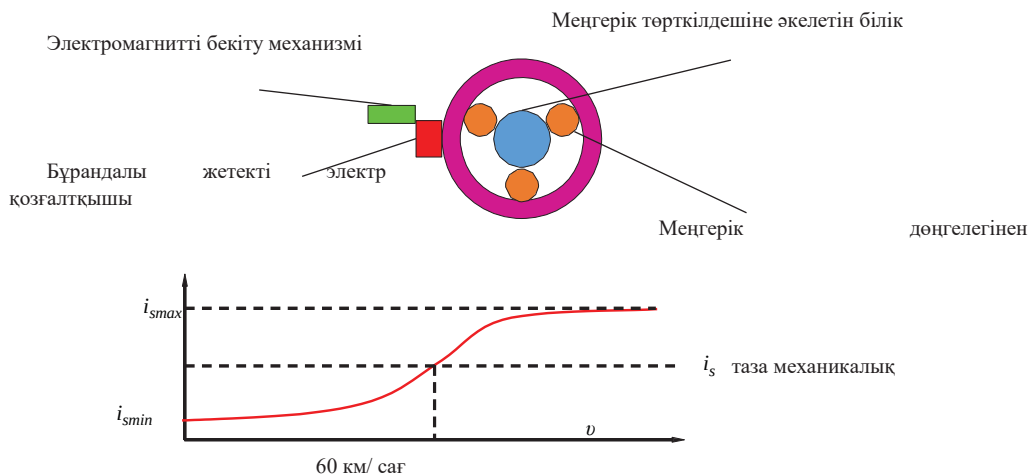
19.11-сурет ESP толық гидравликасы (ср. Robert Bosch 2007 немесе Баузер және Гавлик 2013)

Осы себептен ESP жүйесінде HSV (жоғары қысымды таңдау клапаны) қысымның анағұрлым ауытқуларына ауыса алатындай етіп жобаланған. Тежеуге белсенді араласу кезінде ASR және ESP жүйелері үшін HSV ашық, ал SOV (ауыстырып қосушы клапан) жабық болады. Бұл HP сорғысына сәйкесінше тежегіш тізбегінде қысымды арттыруға мүмкіндік береді, сонымен бірге тежегіш сұйықтығы су қоймасынан сәйкесінше тізбекке беріледі. Сондықтан, өзін-өзі астарлайтын сорғы тежегіш сұйықтығын тежегіш цилиндрлерден байқаусызда алмайды, және әрбір сорғы үшін кері клапан көзделген.

19.7 Белсенді меңгерікпен басқару жүйесі

Меңгерікпен басқару жүйелері саласында белсенді меңгерікпен басқару жүйелері жоғарғы, ортаңғы және шағын сыныптарда барған сайын жиі қолданылады (алдыңғы белсенді меңгерікпен басқару, AFS). Бұл технология таза басқарылатын жүйелерге негізделмейді, бірақ аталмыш меңгерікпен басқарудың үстірт жүйелерін жиі қолданылады. Меңгерік дөңгелегінен тіреуге механикалық беру әрдайым бар және планетарлы беріліс қорабы (19.12-суретті қараңыз) көмегімен жүзеге асырылады. Меңгерік дөңгелегі меңгерік бағанасымен планетарлы беріліспен жалғанған, ал күн тәріздес тегершік тіреумен қосылысты қалыптастырады. Белсенді элемент ретінде тісті тәжге әсер ететін бұрандалы жетекті электр қозғалтқышы қолданылады. Электр қозғалтқышы немесе басқарушы электроника істен шыққан жағдайда электромагниттік бұғаттау шығыршықты тісті дөңгелектің бұғаттауын қамтамасыз етеді және, осылайша, механикалық ағу да тіреудегі меңгерік дөңгелегімен қамтамасыз етіледі.

Белсенді меңгерікпен басқару жүйесі (үстірті меңгерікпен басқару) алуан түрлі тапсырмаларды орындай алады. Біріншіден, меңгерікпен басқару коэффициентінің автокөліктің жылдамдығына қатысты тәуелділігіне қол жеткізуге болады. Бұл мысал 19.12-суретінің төменгі жағында көрсетілген. Төмен жылдамдықтар үшін меңгерікпен басқару коэффициенті кіші болып табылады,



19.12-сурет Планетарлы беріліспен белсенді менгерікпен басқарудың қағидалық сұлбасы; менгерікпен басқарудың айнымалы қатынасы тік болып табылады, және менгерікпен басқару дөңгелегінің кіші бұру бұрыштары менгерікпен басқару дөңгелегінің кең қозғалыстарына әкеледі. Алайда жоғары жылдамдықтарда беріліс саны зор, менгерікпен басқару тік емес, ал менгеріктің кішігірім қозғалыстары алдыңғы дөңгелектерге қатысты кішігірім әсерге әкеледі. Осындай жосық төмен жылдамдықтарда пайдалы, себебі ол автокөліктің маневр жасауын жеңілдетеді. Жоғары жылдамдықтарда жүйе жақсартылған басқару қабілетінің арқасында автокөлік жайлылығының артуын қамтамасыз етеді.

Бұған қосымша менгерікпен басқарудың айнымалы коэффициентіне жүйе ESP секілді бағдарға түзетулерді енгізу үшін жүргізу барысында белсенді түрде араласа алады. ESP салыстырғанда белсенді менгерікпен басқару жүйесінің көмегімен менгерікпен басқаруға араласу жылдамырақ орындалады, тежеу кезіндегі ESP араласуымен салыстырғанда азырақ байқалады, бірақ белсенді менгерікпен басқарудың тұрақтандырушы әсері ESP әсерімен бірдей зор емес. Менгерікпен басқарудың ықтимал араласуы μ -тежеу үшін пайдалы болуы мүмкін.

19.8 Сұрақтар және жаттығулар

Есте сақтау қажет

1. ABS қандай компоненттерден құралған?
2. ABS салыстырғанда ASR үшін қандай қосымша гидравликалық компоненттер қажет етіледі?

Түсіну қажет

1. Гидравликалық ABS қалай жұмыс істейтіндігін түсіндіріп беріңіз.
2. ABS тежегіш қысымға араласу стратегиясын түсіндіріңіз.
3. ABS қатысты қойылатын талаптарды түсіндіріңіз.
4. Кіші және үлкен көлік құралдарына арналған ABS арасындағы μ -тежеуіне қатысты алғандағы айырмашылықтарды түсіндіріңіз және сәйкесінше түзету шараларын түсіндіріңіз.
5. Неліктен қисық сызықтарда тежеу кезіндегі айналдыру кездерінің артуындағы кідіріс, әдетте, жағымсыз болатындығын түсіндіріңіз.
6. μ -жол төсемдерінде орнынан қозғалған кезде ASR қалай жұмыс істейтіндігін түсіндіріңіз.
7. Кардан білігінің жылдамдығы және жетекші дөңгелектер арасындағы жылдамдық айырмасы үшін ASR екі кіріктірілген басқару элементінің жұмысын түсіндіріңіз.

Көптеген денелер жүйесі

Жаңа автомобильдерді виртуалды дамыту процесінде динамикалық тәртіп көп модульді жүйелер (MBS) деп аталатын жүйелердің көмегімен есептеледі. Алдыңғы тарауларда сипатталған қарапайым модельдер тәртіп туралы толық ақпарат алу үшін жеткіліксіз және оның орнына геометриялық бейсызықтарды тіркейтін немесе шинаның тәртібін дәл көрсететін модельдер сияқты дәлірек модельдерді пайдалану қажет. Сондықтан осы тарауда біз MBS1-ге қысқаша кіріспе ұсынамыз. Дегенмен, алдыңғы тараулардың негіздері MBS модельдерінің көмегімен есептелген нәтижелерді түсіну және түсіндіру үшін пайдалы болуы мүмкін.

MBS негізгі компоненттері-қосылыстар және/немесе серіппелер сияқты күшті элементтермен байланысты қатты денелер болып табылады.

Дене сипаттамаларының бірі олар қатты, бірақ MBS үшін заманауи бағдарламалық жасақтама, сондай-ақ икемді денелерді де ескеруі мүмкін.

Кейбір қолдану мысалдарынан бастайық.

20.1- мысал Бір кең қолдану аясы- автомобильдер мен пойыздар, бірақ роботтар да MBS-ты қолдану арқылы зерттеледі. 20.13-суретте MBS алдыңғы осінің моделі көрсетілген. Әдетте, бұл модельдер орындықтар және басқа да ішкі жабдық сияқты функциялар үшін қосымша салмағы бар, автомобиль шанағы болып табылатын бір орталық қатты денеден тұрады. Басқа қатты денелер шассидің кергіші, аспалар (бойлық иінтіректер, көлденең иінтіректер және т.б.), доңғалақ тіректері мен доңғалақтар, сондай-ақ трансмиссияның әртүрлі бөліктері, мысалы, козғалтқыш, ілінісу, трансмиссия, кардан білігі, дифференциал және кардан біліктері болып табылады. MBS-да дене қатты деп әдеттегідей болғанымен, олардың кейбіреулері олардың сәйкестігін анықтау үшін икемді алгоритмдер арқылы аппроксималанады.

20.2-мысал Автомобиль өнеркәсібінде автокөліктің қауіпсіздігін зерттеу үшін краш-тесттерде манекендер қолданылады. Бұл манекендердің тәртібін MBS арқылы модельдеуге болады. Мысалы, аяқ-қол бірнеше қатты денелер ретінде көрсетіледі, олар мысалы, айналмалы буындар (шынтақ буыны) немесе сфералық буындар (жамбас буыны) арқылы байланысқан.

¹ Қосымша материалдарды Бланделла мен Хартиден, 2004 немесе Робертсон мен Швертассектен, 1988 табуға болады.

Адам денесінің басқа бөліктері, мысалы, іш қуысы немесе кеуде қуысы сияқты мүшелерге икемділік маңызды болғандықтан, бұл бөліктер серіппелермен және амортизаторлармен қосылған бірнеше қатты денелермен аппроксимацияланады.

MBS зерттеу мақсаттары жолаушылар үшін жарақат қаупін азайту болып табылады. Мұндай мақсатқа қауіпсіздік белдіктері немесе жастықтары сияқты жолаушылардың қауіпсіздік жүйелерін оңтайландыру жолымен қол жеткізілуі мүмкін.

20.3-мысал MBS басқа үлгілік мысалдары ретінде әртүрлі қолдар қатты денелер болып табылатын, роботтар бола алады. Бұл қолдар буындармен байланысқан. Роботтар мен манекендердің осы мысалдары арасындағы айырмашылық әрбір роботта белсенді элементтер (электр қозғалтқыштар) қарастырылуы тиіс.

20.1 Қатты денелердің кинематикасы

Әдетте қатты дененің үш өлшемді кеңістікте алты еркіндік дәрежесі бар. Осы алты еркіндік дәрежесі үшін, бір жағынан, қатты дененің жағдайын және оның бағытын сипаттау үшін екінші жағынан, алты айнымалы қажет.

Үш өлшемді кеңістіктегі P нүктесінің орнын анықтау үшін үш координат қажет. Егер біз инерциалды есептеу жүйесінен бастасақ $(O, \vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz})$, (20.1-суретті қараңыз), O жүйесінің координаттарының басынан нүктеге дейінгі векторды x, y, z үш координаттың көмегімен сипаттауға болады (декарттық немесе тікбұрышты координаттар): $P, \overrightarrow{OP} = \vec{r}_p$

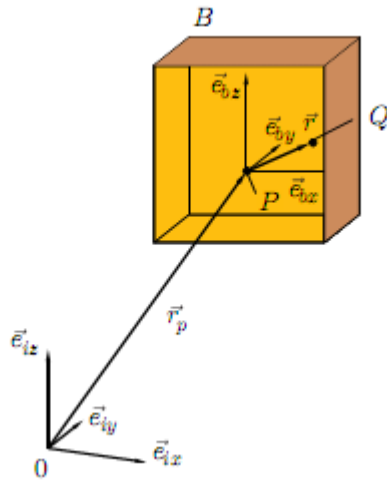
$$\vec{r}_p = x\vec{e}_{ix} + y\vec{e}_{iy} + z\vec{e}_{iz}. \quad (20.1)$$

Біз көрнектер мен скалярлық туындыларды пайдалана отырып, белгілегенді жөн көреміз:

$$\begin{aligned} \vec{r}_p &= x \vec{e}_{ix} + y \vec{e}_{iy} + z \vec{e}_{iz} \\ &= \underbrace{(x, y, z)}_{=\vec{r}_p^T} \underbrace{\begin{pmatrix} \vec{e}_{ix} \\ \vec{e}_{iy} \\ \vec{e}_{iz} \end{pmatrix}}_{=\vec{e}_i} \end{aligned} \quad (20.2)$$

$$= \vec{r}_p^T \vec{e}_i. \quad (20.3)$$

Егер қатты дененің бір нүктесі қозғалмайтын болса, дене осы нүктенің айналасында айналуы мүмкін; демек, дененің бағдары бекітілмеген. Біз алты еркіндік дәрежесі үшін тек алты айнымалы қажет болғандықтан, трансляциялық деп аталатын x, y, z айнымалылардан басқа (үш үдемелі еркіндік дәрежелеріне сәйкес келетін) үш қосымша айнымалы бар. Эйлер теоремасынан (Робертсон и Швертассек, 1988) қатты дененің қозғалысын жылжыту мен айналуға бөлуге болады, ал айналуды үш параметрмен сипаттауға болады. Осы үш параметрлерді пайдаланудың бірнеше жолы бар.



20.1-сурет Координаттар жүйесі мен қаңқасы

Бір қарапайым әдіс – бұл шанақтың қаңқасын немесе денемен байланысты координаттар жүйесін енгізу деп аталады $(P, \vec{e}_{bx}, \vec{e}_{by}, \vec{e}_{bz})$ (20.1-суретті қараңыз). Шанақтың бағдарлауы инерциялық осьтер жүйесіне қатысты осьтің жүйесін бағдарлаумен сипатталуы мүмкін. $(\vec{e}_{bx}, \vec{e}_{by}, \vec{e}_{bz})$ $(\vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz})$ Екі жүйе оң және ортонормаланған жүйелер болғандықтан (оң қолдың ережесіне сәйкес: бас бармақ = $\vec{e}_x$, сұқ саусақ = $\vec{e}_y$, ортан қол = $\vec{e}_z$), шанақ жүйесіне инерциалдық ось жүйесін бейнелейтін, R айналу матрицасы бар екені белгілі (математикадан):

$$\underline{\vec{e}}_b = \underline{R} \underline{\vec{e}}_i . \quad (20.4)$$

Біз матрица қасиеттеріне кейінірек ораламыз. Қазіргі мезетте бізге қарапайым аударылған, тек қана R инверсиясы қажет:

$$\underline{R}^{-1} = \underline{R}^T . \quad (20.5)$$

Енді ауыстырылған және бұрылған B денесін қарастырайық (20.1-суретті қараңыз) және біз осы денедегі бір Q нүктесін сипаттағымыз келеді. P -дан Q -ға r векторын координаттар жүйесімен байланысты дененің көмегімен жазуға болады:

$$\vec{r} = \overrightarrow{PQ} = (r, s, t) \underline{\vec{e}}_b . \quad (20.6)$$

Осылайша, біз жалпы алғанда, $\overrightarrow{OP}$ және $\overrightarrow{PQ}$ қоса отырып, $\vec{r}_Q = \overrightarrow{OQ}$ векторын аламыз:

$$\vec{r}_Q = \vec{r}_P + \vec{r} . \quad (20.7)$$

Енді біз Q жылдамдығын шығарғымыз келеді (B дененің кинетикалық энергиясын алу үшін). Демек, біз rQ векторын уақыт бойынша дифференциалдауымыз керек. Бұл дифференциалдау үшін P координаттары (x, y, z) уақытқа тәуелді екенін атап өту қажет, сол уақытта координаттар (s, r, t) уақытқа тәуелді емес, себебі

т Q нүктесі В дененің ішінде тіркелген. Мынаны аламыз

Алдымен $\underline{\underline{\Omega}} = \underline{\underline{\dot{R}}} \underline{\underline{R}}^T$ матрицасын қарастырайық. Бұл матрицаның қасиеттерін производную алу

$$\begin{aligned}\dot{\vec{r}}_Q &= \dot{\vec{r}}_P + \frac{d}{dt}(\vec{r}) \\ &= \dot{\vec{r}}_P + \frac{d}{dt}((r, s, t) \underline{\underline{R}} \underline{\underline{e}}_i) \\ &= \dot{\vec{r}}_P + (r, s, t) \underline{\underline{\dot{R}}} \underline{\underline{e}}_i \quad \text{substitute} \quad \underline{\underline{e}}_i = \underline{\underline{R}}^T \underline{\underline{e}}_b \\ &= \dot{\vec{r}}_P + (r, s, t) \underbrace{\underline{\underline{\dot{R}}} \underline{\underline{R}}^T}_{=\underline{\underline{\Omega}}} \underline{\underline{e}}_b \\ &= (\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}) \underline{\underline{e}}_i + (r, s, t) \underline{\underline{\Omega}} \underline{\underline{e}}_b.\end{aligned}\quad (20.8)$$

үшін, бірлік матрицаның туындысын есептейміз,

$$\underline{\underline{I}} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.\quad (20.9)$$

себебі

$$\underline{\underline{I}} = \underline{\underline{R}} \underline{\underline{R}}^T\quad (20.10)$$

$\underline{\underline{I}} = \underline{\underline{I}}$

уақыт бойынша туынды уақытқа тәуелсіз,

$$\begin{aligned}\underline{\underline{0}} &= \underline{\underline{\dot{R}}} \underline{\underline{R}}^T + \underline{\underline{R}} \underline{\underline{\dot{R}}}^T \\ &= \underbrace{\underline{\underline{\dot{R}}} \underline{\underline{R}}^T}_{\underline{\underline{\Omega}}} + \underbrace{(\underline{\underline{\dot{R}}} \underline{\underline{R}}^T)^T}_{\underline{\underline{\Omega}}^T}.\end{aligned}\quad (20.11)$$

осылайша,

$$\underline{\underline{\Omega}} = -\underline{\underline{\Omega}}^T,\quad (20.12)$$

бұл дегеніміз, $\underline{\underline{\Omega}}$ бұрыштық жылдамдықтардың антисимметриялық матрицасы (немесе антисимметриялық тензоры) болып табылатынын білдіреді. Диагональды $\underline{\underline{\Omega}}$ компоненттері нөлге тең, ал диагональды емес компоненттер үшін бізде тек үш тәуелсіз айнымалы бар:

$$\underline{\underline{\Omega}} = \begin{pmatrix} 0 & \omega_3 & -\omega_2 \\ -\omega_3 & 0 & \omega_1 \\ \omega_2 & -\omega_1 & 0 \end{pmatrix}.\quad (20.13)$$

Кейде орнатылған корпусты осьтер жүйесі өзгертілуі тиіс; сонда біз қозғалмайтын осьтердің бір жүйесінен екіншісіне ауысатын $\underline{\underline{\Omega}}$ бұрыштық жылдамдықтарының жаңа тензорын аламыз ($\underline{\underline{R}}^\wedge$ - айналу матрицасы):

$$\underline{\underline{\tilde{\Omega}}} = \underline{\underline{\hat{R}}} \underline{\underline{\Omega}} \underline{\underline{\hat{R}}}^T.\quad (20.14)$$

Айналу нәтижесінде пайда болатын Q нүктесі жылдамдығының бір бөлігі векторлық туындының немесе қиылысу туындысының көмегімен есептелуі мүмкін:

$$(r, s, t) \underline{\underline{\Omega}} = (\omega_1, \omega_2, \omega_3) \times (r, s, t). \quad (20.15)$$

20.1 Қатты денелердің кинетикалық энергиясы

Қатты B денесіндегі Q нүктесінің жылдамдығы үшін теңдеу арқылы біз енді бүкіл қатты дененің кинетикалық энергиясын есептей аламыз. Бұл кинетикалық энергия, мысалы, Лангранж немесе Гамильтон теңдеулерімен қозғалыс теңдеулерін шығару үшін пайдаланылуы мүмкін. Бұл ретте, белгіленген есептеу жүйесінің P нүктесі дене салмағының орталығы болып табылады деп есептейміз. Егер біз B -нің ішіндегі Q нүктелерінің координаттарын (r, s, t) ретінде белгілесек, онда (мұнда P -массаның орталығы) аламыз, мұндағы V - үш өлшемді кеңістіктегі B аясы және ρ – массаның тығыздығы.

$$\begin{aligned} 0 &= \int_V r \rho \, dV, \\ 0 &= \int_V s \rho \, dV, \\ 0 &= \int_V t \rho \, dV, \end{aligned} \quad (20.16)$$

T кинетикалық энергия мынаған тең,

$$T = \frac{1}{2} \int_V \rho |\dot{\vec{r}}_Q|^2 \, dV, \quad (20.17)$$

мұндағы жылдамдық квадраты келесідей есептелуі мүмкін:

$$\begin{aligned} |\dot{\vec{r}}_Q|^2 &= (\dot{x}, \dot{y}, \dot{z})(\dot{x}, \dot{y}, \dot{z})^T \\ &+ 2(\dot{x}, \dot{y}, \dot{z})((r, s, t) \underline{\underline{\Omega}} \underline{\underline{R}})^T \\ &+ (r, s, t) \underline{\underline{\Omega}} \underline{\underline{\Omega}}^T (r, s, t)^T. \end{aligned} \quad (20.18)$$

Екінші қосынды интегралдаудан кейін жоғалады, себебі массаның бірінші сәттері (20.16) нөлге тең (себебі P координаттар жүйесінің денесімен байланысты басы масса орталығы болып табылады).

Біз тағы да екі басқа терминді бөлек қарастырамыз. Бірінші қосынды – бұл кинетикалық энергияның үдемелі бөлігі (M - B дененің салмағы):

$$\frac{1}{2} \int_V \rho (\dot{x}, \dot{y}, \dot{z})(\dot{x}, \dot{y}, \dot{z})^T \, dV = \frac{1}{2} M |\dot{\vec{r}}_P|^2. \quad (20.19)$$

Екінші мүшені қарастыру үшін, біз теңдеудің орнын өзгертеміз

$$(r, s, t) \underline{\underline{\Omega}} \underline{\underline{\Omega}}^T (r, s, t)^T$$

$$\begin{aligned}
&= (r, s, t) \begin{pmatrix} \omega_2^2 + \omega_3^2 & -\omega_1\omega_2 & -\omega_1\omega_3 \\ -\omega_1\omega_2 & \omega_1^2 + \omega_3^2 & -\omega_2\omega_3 \\ -\omega_1\omega_3 & -\omega_2\omega_3 & \omega_1^2 + \omega_2^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} r \\ s \\ t \end{pmatrix} \\
&= \omega_1^2(s^2 + t^2) + \omega_2^2(r^2 + t^2) + \omega_3^2(r^2 + s^2) \\
&\quad - 2\omega_1\omega_2rs - 2\omega_1\omega_3rt - 2\omega_2\omega_3st \quad (20.20)
\end{aligned}$$

ал, J_{jh} қысқартулармен, соңғы мүшесі кинетикалық энергияның айналмалы бөлігі болып табылатын, толық кинетикалық энергияны аламыз.

J_{jh} терминдері екінші массалық сәт болып табылады. Міне, олар мұндай:

$$\begin{aligned}
J_{11} &= \int_V \rho(\bar{s}^2 + \bar{t}^2) dV, & J_{22} &= \int_V \rho(\bar{r}^2 + \bar{t}^2) dV, \\
J_{33} &= \int_V \rho(\bar{r}^2 + \bar{s}^2) dV, & J_{12} &= \int_V \rho \bar{r} \bar{s} dV, \\
J_{13} &= \int_V \rho \bar{r} \bar{t} dV, & J_{23} &= \int_V \rho \bar{s} \bar{t} dV.
\end{aligned} \quad (20.21)$$

Енді жалпы кинетикалық энергия осылайша жазылуы мүмкін

$$\begin{aligned}
T &= \frac{1}{2} M |\dot{\vec{r}}_P|^2 \\
&\quad + \frac{1}{2} (J_{11}\omega_1^2 + J_{22}\omega_2^2 + J_{33}\omega_3^2 - 2J_{12}\omega_1\omega_2 - 2J_{13}\omega_1\omega_3 - 2J_{23}\omega_2\omega_3). \quad (20.22)
\end{aligned}$$

The tensor $\underline{\underline{J}}$

$$\underline{\underline{J}} = \begin{pmatrix} J_{11} & -J_{12} & -J_{13} \\ -J_{21} & J_{22} & -J_{23} \\ -J_{31} & -J_{32} & J_{33} \end{pmatrix}, \quad (20.23)$$

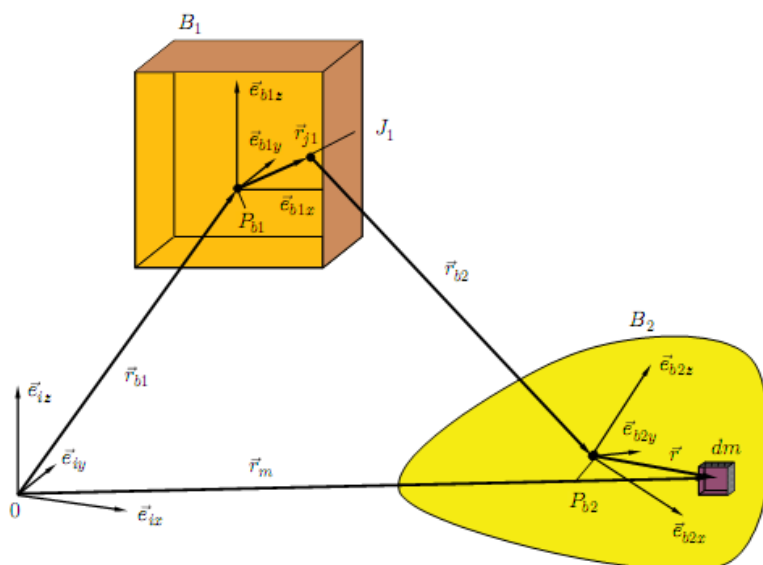
мұндағы, $J_{12} = J_{21}$, $J_{13} = J_{31}$, $J_{23} = J_{32}$, ал тензор Ω қозғалмайтын еб осьтер жүйесіне қатысты қалыптастырылған.

Егер қозғалмайтын денесі бар ось жүйесі өзгерсе, массаның J сәтінің жаңа тензорын есептеуге болады:

$$\underline{\underline{\tilde{J}}} = \underline{\underline{\hat{R}}} \underline{\underline{J}} \underline{\underline{\hat{R}}}^T. \quad (20.24)$$

Кинетикалық энергия қозғалыс теңдеулерін алу үшін қолданылуы мүмкін, мысалы, Лагранж немесе Гамильтон теңдеулерін пайдалану.

Қазіргі уақытта бізде бір қатты дененің кинетикалық энергиясы бар. MBS-де әдетте бірден артық дене болады, сол уақытта енді біз 20.2- суретте көрсетілгендей, екі дененің жағдайын қарастыруымыз керек. Екі дене бір-бірімен байланысты болуы мүмкін. Екі дененің біріншісі, B1, алдыңғы пайымдаулардан B денесі ретінде, инерциялық есептеу жүйесінің басынан бастап вектор түрінде және координаттар жүйесінің денесімен байланысты сипатталады. B1 және B2 денелерінің арасындағы байланыс B1 денесінде J1-де орналасқан. Мұнда әдетте, қосылыспен байланысты координаттар жүйесі енгізіледі. Дегенмен, кинетикалық энергияны алу үшін,



20.2-сурет Екі қатты дене

біз координаттар жүйесінің қосылысымен байланысты енгізілімді өткізе аламыз. Белгіленген $b1$ осі бар осьтер жүйесі алынуы мүмкін

$$(\vec{e}_{b1x}, \vec{e}_{b1y}, \vec{e}_{b1z})^T = \underline{\underline{R}}_1 (\vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz})^T . \quad (20.25)$$

мұндағы, $R1$ - айналу тензоры.

$B1$ денесінен $J1$ қосылысына P_{b1} массасының ортасынан вектор r_{j1} болады.

$J1$ қосылысынан P_{b2} массасының ортасына дейінгі $B2$ векторы r_{b2} -ге тең.

$B2$ денесінде енді dm массасының шексіз кіші элементін қарастырайық. dm -ге инерциалды есептеу жүйесінің O координат басының векторы тең

$$\vec{r}_m = \vec{r}_{b1} + \vec{r}_{j1} + \vec{r}_{b2} + \vec{r} \quad (20.26)$$

$$= \underline{r}_{b1}^T \begin{pmatrix} \vec{e}_{ix} \\ \vec{e}_{iy} \\ \vec{e}_{iz} \end{pmatrix} + \underline{r}_{j1}^T \begin{pmatrix} \vec{e}_{b1x} \\ \vec{e}_{b1y} \\ \vec{e}_{b1z} \end{pmatrix} + \underline{r}_{b2}^T \begin{pmatrix} \vec{e}_{b1x} \\ \vec{e}_{b1y} \\ \vec{e}_{b1z} \end{pmatrix} + \underline{r}^T \begin{pmatrix} \vec{e}_{b2x} \\ \vec{e}_{b2y} \\ \vec{e}_{b2z} \end{pmatrix} .$$

$J1$ қосылысы $B1$ -де белгіленеді, ал dm масса элементі $B2$ -де белгіленеді, сондықтан r және r_{j1} векторларының r және r_{j1} кортеждері, егер біз денемен байланыссыз осьтер жүйесін пайдалансақ, уақытқа тәуелді болмайды:

$$\vec{r}_{j1} = \underline{r}_{j1}^T (\vec{e}_{b1x}, \vec{e}_{b1y}, \vec{e}_{b1z})^T , \quad (20.27)$$

$$\vec{r} = \underline{r}^T (\vec{e}_{b2x}, \vec{e}_{b2y}, \vec{e}_{b2z})^T . \quad (20.28)$$

Бұл кезеңде біз қосылыстардың әртүрлі түрлерін ажыратуымыз керек; екі мысал келтірейік:

1. Егер J_1 - айналмалы қосылыс болса, B_2 денесі қосылу осінің айналасында айналады.

Егер r_{b2} векторын B_2 денесінің қозғалмайтын осі бар дене осьтері жүйесіне қатысты қалыптастырса, r_{b2} координаттар уақытқа тәуелді болмайды.

2. Егер J_1 призмалық қосылыс болса, қосылысқа байланысты жоғарыда аталған координаттар жүйесін енгізген жөн. Қосылыспен байланысты осы координат $(J_1, \vec{e}_{jx}, \vec{e}_{jy}, \vec{e}_{jz})$ не,

J_1 қосылысына бекітіледі. Осьтер $(\vec{e}_{jx}, \vec{e}_{jy}, \vec{e}_{jz})$ жүйесі бір ось (мысалы, e_{jx} осі) бұрылыс қосылыстың осі болып табылады, бұл салыстырмалы қозғалыс осі қосылу осьтерінің осы осьімен сәйкес келетінін білдіреді.

Бұл жағдайда, J_1 -ден B_{b2} -ге дейінгі вектордың координаттары қосылыспен байланысты осы есептеу жүйесіне қатысты көрсетілуі мүмкін. Егер e_{jx} бірінші осі призмалық байланыс қозғалысының бағыты болса, онда тек бірінші координатасы уақытқа тәуелді болады.

Тек инерциалды есептеу жүйесі осьтерінің жүйесі уақытқа тәуелді емес; денемен байланысты осьтердің басқа жүйелері уақытқа тәуелді. Енді біз R_1 және R_2 айналу матрицаларын уақытпен тәуелсіз енгізу арқылы инерциялық осьтер жүйесіне координаттар жүйесін ауыстырамыз:

$$(\vec{e}_{b1x}, \vec{e}_{b1y}, \vec{e}_{b1z})^T = \underline{\underline{R}}_1 (\vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz})^T, \quad (20.29)$$

$$(\vec{e}_{b2x}, \vec{e}_{b2y}, \vec{e}_{b2z})^T = \underline{\underline{R}}_2 (\vec{e}_{b1x}, \vec{e}_{b1y}, \vec{e}_{b1z})^T. \quad (20.30)$$

Сонда біз уақыт бойынша саралау арқылы жылдамдықты аламыз:

$$\begin{aligned} \dot{\vec{r}}_m = & \left(\dot{\underline{\underline{r}}}_{b1}^T + \underline{\underline{r}}_{j1}^T \underline{\underline{\dot{R}}}_1 + \dot{\underline{\underline{r}}}_{b2}^T \underline{\underline{R}}_1 + \underline{\underline{r}}_{b2}^T \underline{\underline{\dot{R}}}_1 \right. \\ & \left. + \underline{\underline{r}}^T \left(\underline{\underline{\dot{R}}}_2 \underline{\underline{R}}_1 + \underline{\underline{R}}_2 \underline{\underline{\dot{R}}}_1 \right) \right) \begin{pmatrix} \vec{e}_{ix} \\ \vec{e}_{iy} \\ \vec{e}_{iz} \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (20.31)$$

Алғашқы төрт мүше үдемелі қозғалыс энергиясын береді, ал бесінші мүше айналу энергиясын береді, бұл ретте энергияның екі мәні интегралданғаннан кейін алынады. Векторлар дәйекті айналу матрицаларынан тұрғандықтан, кинетикалық энергияны алу оңай:

$$\begin{aligned} \underline{\underline{\dot{R}}}_2 \underline{\underline{R}}_1 + \underline{\underline{R}}_2 \underline{\underline{\dot{R}}}_1 &= \underbrace{\underline{\underline{\dot{R}}}_2 \underline{\underline{R}}_2^T \underline{\underline{R}}_2 \underline{\underline{R}}_1}_{\underline{\underline{E}}} + \underline{\underline{R}}_2 \underbrace{\underline{\underline{\dot{R}}}_1 \underline{\underline{R}}_1^T \underline{\underline{R}}_1}_{\underline{\underline{E}}} \\ &= \underbrace{\underline{\underline{\dot{R}}}_2 \underline{\underline{R}}_2^T \underline{\underline{R}}_2 \underline{\underline{R}}_1}_{\underline{\underline{\Omega}}_2} + \underline{\underline{R}}_2 \underbrace{\underline{\underline{\dot{R}}}_1 \underline{\underline{R}}_1^T \underline{\underline{R}}_1}_{\underline{\underline{\Omega}}_1} \\ &= \underline{\underline{\Omega}}_2 \underline{\underline{R}}_2 \underline{\underline{R}}_1 + \underline{\underline{R}}_2 \underbrace{\underline{\underline{\Omega}}_1 \underline{\underline{R}}_2^T \underline{\underline{R}}_2 \underline{\underline{R}}_1}_{\underline{\underline{E}}} \end{aligned}$$

$$\underline{\hat{\Omega}}_1 = \underline{R}_2 \underline{\Omega}_1 \underline{R}_2^T \quad (20.33)$$

мұндағы,

$$= (\underline{\Omega}_2 + \underline{\hat{\Omega}}_1) \underline{R}_2 \underline{R}_1, \quad (20.32)$$

B2 осінің денесімен байланысты жүйеге қатысты бұрыштық жылдамдық тензоры. Жылдамдықтың соңғы өрнегіне қарап:

$$\begin{aligned} \underline{r}^T (\underline{\dot{R}}_2 \underline{R}_1 + \underline{R}_2 \underline{\dot{R}}_1) \begin{pmatrix} \vec{e}_{ix} \\ \vec{e}_{iy} \\ \vec{e}_{iz} \end{pmatrix} &= \underline{r}^T (\underline{\Omega}_2 + \underline{\hat{\Omega}}_1) \underline{R}_2 \underline{R}_1 \begin{pmatrix} \vec{e}_{ix} \\ \vec{e}_{iy} \\ \vec{e}_{iz} \end{pmatrix} \\ &= \underline{r}^T (\underline{\Omega}_2 + \underline{\hat{\Omega}}_1) \begin{pmatrix} \vec{e}_{b2x} \\ \vec{e}_{b2y} \\ \vec{e}_{b2z} \end{pmatrix}, \quad (20.34) \end{aligned}$$

Кинетикалық энергия айналу тензорлары мен олардың туындыларын уақыт бойынша біртіндеп көбейту жолымен есептелуі мүмкін екені айқын. Денелердің көлемі бойынша интегралданғаннан кейін кинетикалық энергияны аламыз; біз өрнекте энергияның үдемелі бөлігін түсірдік. Аралас мүшелер массаның жоғалуына алғашқы жоғалу сәттеріне байланысты жоғалады.

20.2 Көп денелі жүйенің компоненттері

Басқа компоненттер қатты денелерге қосымша түрінде анықталуы мүмкін. Біз бұдан әрі қатты денелерді қоса алғанда, барлық компоненттерді сипаттаймыз:

Қатты денелер: Инерция қасиеттері (масса, массаның бірінші және екінші сәттері) қатты денелерді анықтау үшін қажет. Әдетте қатты дененің орналасуы массаның ортасымен анықталады және бұл массаның сәттерін анықтау үшін есептеу нүктесі болып табылады (бірінші және екінші); демек массаның бірінші сәттері нөлге тең және кейбір бағдарламаларда денемен байланысты ось жүйесі үшін қатты дененің еркін нүктесін, сондай-ақ бірінші нүктеге қатысты массаның қосымша орталығын анықтау мүмкін емес. Инерция қасиеттерін анықтаудың басқа тәсілі дененің бетін және массаның тығыздығын анықтау болып табылады. Кейбір MBS бағдарламалары сандық интегралдау арқылы инерция қасиеттерін есептеуге қабілетті. Бұл жағдайда дененің еркін нүктесін, бетін (мысалы, FE торы түрінде) және массаның тығыздығын (кеңістіктік айнымалыға қатысты тұрақты немесе тұрақсыз функция ретінде) анықтау тиімді. Әдетте денемен байланысты жүйені анықтайды; осы жүйенің көмегімен массаның екінші сәттерінің тензорын және қажет болған жағдайда, бетін анықтау оңай.

Қосылыстар: MBS-да бірнеше қатты денелер бір-бірімен өзара әрекеттеседі. Өзара іс-қимыл мүмкіндіктерінің бірі-шектеулер болып табылатын қосылыстар арқылы, себебі олар жұпта салыстырмалы қозғалысты шектейді. Анықтауды жеңілдету үшін қосымша нүктелер қатты денелердің қосылу нүктелерінде орналасқан. Қосылыстарға байланысты осьтердің бұл жүйелері, мысалы, айналмалы топсалардың айналу осін анықтайды.

20.3-20.8-суретте қосылыстар мысалы көрсетілген. Кейбір денелер инерциалды есептеу жүйесіне қатысты қозғалыста шектелуі мүмкін; себебі бұл ерекше шектеулер, себебі олар екі дененің арасындағы шектеулер емес, кейбір MBS бағдарламалары оларды анықтаудың арнайы тәсілдері бар.

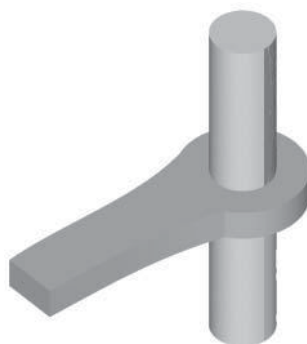
Күштер: Күштерді әртүрлі жіктеуге болады. Оларды белсенді және пассивті күштерге бөлуге болады. Пассивті күштер тек қозғалысқа тәуелді



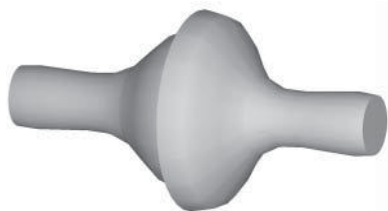
20.3-сурет Айналмалы топса



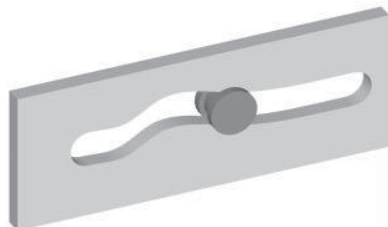
20.4-сурет Үдемелі қосылыс немесе призмалық қосылыс



20.5-сурет Цилиндрлік қосылыс



20.6-сурет Сфералық қосылыс



20.7-сурет Сызықты емес қозғалысты бір қадамдық қосылыс



20.8-сурет Денелердің кардан қосылысы

(салыстырмалы орын ауыстыру және жылдамдық) Жетектерден келіп түсетін белсенді күштер қуатқа мұқтаж. Белсенді және пассивті күштердің бұл топтары қосымша күш болып табылады; басқа топ қосылыстардың шектеу күші немесе реакция күші ретінде белгілі.

Беттердің геометриясы: Барлық MBS бағдарламаларында қатты денелердің бетіне кіру мүмкін емес. Егер бұл мүмкін болса, беттерді инерция қасиеттерін ішкі есептеу үшін (жалпы массаны, инерцияның бірінші және екінші сәтін) немесе екі дене байланысса, байланыстың күшін есептеу үшін пайдалануға болады. Бірінші мүмкіндік бағдарламаларда оңай іске асырылады. Екіншісі күрделірек, себебі байланыс жағдайында қосымша шектеу күштер пайда болады

және бүкіл жүйе үшін еркіндік дәрежесі азаяды. Қосымша шектеу күші байланыс нүктесіндегі жағдайына байланысты: сырғу жағдайында байланыс нүктесіндегі екі дененің де жанасу жазықтығына перпендикуляр қалыпты шектеу күші және сырғу жылдамдығына және қалыпты күшке тәуелді тангенциалды күш бар. Илектену жағдайында екі жанасатын денелер арасындағы реакцияның барлық күштері шектеу күші болып табылады.

20.3 Қатты денелерді бағдарлау

Бір P нүктесіне қосымша (мысалы, массалар ортасына) үш өлшемді кеңістікте денені сипаттау үшін денені бағдарлау қажет. P нүктесі, сондай-ақ бағдарлау, әдетте салыстырмалы сипаттамалармен беріледі, бұл P орналасқан жері координаттық есептеу жүйесінің басына қатысты беріледі, ал бағдарлау санақ жүйесінің координаталары жүйесіне қатысты денемен байланысты осьтер жүйесінің бағдарымен (немесе денемен байланысты осьтер жүйесіне қатысты) белгіленетінін білдіреді.

Осы тараудың басында сипатталғандай, салыстырмалы ығысу үш (декарттық) координатпен беріледі. Бағдарлау R айналу матрицасының көмегімен сипатталуы мүмкін. Матрицаның үш бос параметрі бар және MBS бағдарламаларында матрицаны бағдарламаға енгізудің бірнеше жолы бар.

Сандық мәндер бойынша айналу матрицасы: Бір мүмкіндік-барлық тоғыз компонентті енгізуден құралады.

Сандық мәндермен анықталатын айналу матрицалары сәйкес келмейді. Мысалы,

$$\underline{R} = \begin{pmatrix} \frac{\sqrt{6}}{4} & \frac{\sqrt{2}}{4} & \frac{\sqrt{2}}{2} \\ -\frac{\sqrt{6}}{4} & -\frac{\sqrt{2}}{4} & -\frac{\sqrt{2}}{2} \\ \frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} & 0 \end{pmatrix}, \quad (20.35)$$

үш айналым тізбегінің нәтижесі (30° , 90° және 45°) болып табылатын матрицаны қарастырайық. Әлбетте, көптеген шаршы түбірлер бар және осы түбірлер (мысалы, 2 немесе 3) тек сандық мәндермен аппроксимациялануы мүмкін. Бұл қажетті шартты бұзуға әкелуі мүмкін, мысалы, $\det(R) = 1$.

Әйлер бұрыштары: Әрбір айналу матрицасы үш қарапайым айналымның кезектілігімен ұсынылуы мүмкін. Жиі Әйлерлік ережесі қарапайым айналым үшін қолданылады. Әйлер ережесін қолдана отырып, бірінші айналу e_3 осінің айналасында, содан кейін - e жаңа осінің айналасында, ал соңғы айналым - e^* осінің айналасында жүреді. Бұрылыстар алдыңғы бұрылыстың нәтижесінде пайда болған жаңа осьтермен байланысты екені маңызды сәт болып табылады. Әрбір бұрылыс үшін бір бұрылыс бұрышы болады, бұл үш бұрыштың және, демек, үш параметрдің болуын білдіреді. Бірінші және соңғы айналу осі бір - біріне байланысты, өйткені соңғы айналу осі-екінші айналу операциясының нәтижесінде айналатын бірінші айналу осі маңызды сәт болып табылады. Жоғары келтірілген айналым ретін сипаттау үшін біз 3-1-3 жаза аламыз. Әрине, 3-2-3, 1-3-1, 1-2-1, 2-1-2, 2-3-2 секілді басқа да мүмкіндіктерді пайдалануға болады. Барлық осы тізбектер үшін ортақ бір ерекшелік, соңғы айналу осі бірінші операция үшін бірдей айналу осі болып табылады, бірақ екінші айналу операциясымен айналады. Барлық бұрылысты үш бұрышпен сипаттауға болады, мысалы, ϕ , ϑ , ψ . Әдеттегі кейбір келісімдер өзгертілген бұрыштарды пайдаланады.

Бұл өрнекте айналу матрицасының тиесілігі бар. $\vartheta = \pi = 180^\circ$ немесе $\vartheta = 0$ екінші бұрышы бар бұрыштардың тізбегін қарастырайық. $\phi - \psi$ немесе $\phi + \psi$ бірдей мәнді бірінші және үшінші айналым үшін әрбір бұрыш жұбын, тиісінше, ϕ және ψ жекелеген мәндер үшін тәуелсіз сол бір айналу матрицасы да береді. Осындай тәртіптің себебі бірінші және соңғы айналу осьтері сәйкес келеді (математикадағы себеп жалпы айналу матрицасында тек қана $\phi - \psi$ немесе $\phi + \psi$ арналған дәлелімен тригонометриялық функциялар бар).

Әйлер бұрыштары үшін айналу матрицасының мысалы мынада келтірілген:

$$\begin{pmatrix} \cos \psi \cos \varphi - \cos \vartheta \sin \varphi \sin \psi & \cos \psi \sin \varphi + \cos \vartheta \cos \varphi \sin \psi \\ -\sin \psi \cos \varphi - \cos \vartheta \sin \varphi \cos \psi & -\sin \psi \sin \varphi + \cos \vartheta \cos \varphi \cos \psi \\ \sin \vartheta \sin \varphi & -\sin \vartheta \cos \varphi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sin \psi \sin \vartheta \\ \cos \psi \sin \vartheta \\ \cos \vartheta \end{pmatrix}$$

Тейт-Брайан бұрыштары: Эйлер бұрыштарының негізгі қасиеті-бірінші және үшінші айналу шамамен бір жергілікті осьте болады. Тейт-Брайан бұрыштарын анықтауда барлық осьтер әртүрлі, мысалы, E_1 осінің айналасындағы бірінші айналу (α бұрышы), e (β бұрышы) осінің айналасындағы екінші айналу және e^* айналасындағы үшінші айналу (γ бұрышы). α , β және γ бұрыштары Тейт-Брайан бұрыштары деп аталады. Кейде, әсіресе неміс әдебиетінде оларды кардан бұрыштары деп атайды, ал бағдарламаларда оларды кейде Эйлердің 1-2-3 бұрышы деп атайды. Эйлер бұрышы туралы ережесіне ұқсас, егер екінші бұрыш $\beta = \pi / 2$ немесе $\beta = 3\pi / 2$ тең болса, мұнда ерекшелік бар.

Эйлер бұрышы: әрбір айналу матрицасының бір өзіндік 1-мәні бар. Осы меншікті мәннің меншікті векторын айналу осі ретінде түсіндіруге болады; тиісті бұрыш α -ға тең, оны R айналу матрицасының трассасы бойынша есептеуге болады:

$$\text{tr}(R) = 1 + 2\cos \alpha. \quad (20.36)$$

Кватерниондар: Кватерниондар кешенді сандардың жалғасы болып табылады. Нақты сандарды кешенді сандарға дейін кеңейту үшін кешенді сандарға J ($j^2 = -1$; кейде оны i деп атайды) жалған бірлік енгізіледі. Қосу операцияларымен және коммутациялық емес көбейту операцияларымен бірге

көптеген кватерниондар коммутациялық емес алгебра деп аталады. Әрбір кватернион (кешенді сандарға ұқсас) сипатталуы мүмкін

$$\alpha_1 + \alpha_2 i + \alpha_3 j + \alpha_4 k, \quad (20.37)$$

мұндағы i, j, k кешенді сандарға дейін нақты сандарды кеңейтудегі j эквиваленттері ретінде енгізіледі. Қосымша енгізілген i, j, k элементтері келесі көбейту ережелеріне сәйкес келеді (бұл тізім толық емес):

$$ijk = i^2 = j^2 = k^2 = -1; \quad (20.38)$$

$$ij = k. \quad (20.39)$$

1 абсолюттік мәні бар барлық кватерниондар бұрылыстар жиынтығына баламалы, мысалы, Эйлер бұрыштары кватерниондармен салыстырылуы мүмкін.

Кватерниондарды қолдану салалары компьютерлік графика мен роботтарды бағдарламалауды қамтиды.

Кэли – Клейн параметрлері: Айналу көрінісі басқа құралы күрделі матрицаларды пайдалануды қамтиды

$$\underline{Q} = \begin{pmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{pmatrix}. \quad (20.40)$$

Егер компоненттер келесі теңдеулерді қанағаттандырса (баған-кешенді жұптастыру)

$$\alpha = \bar{\delta}, \quad (20.41)$$

$$\gamma = \bar{\beta}, \quad (20.42)$$

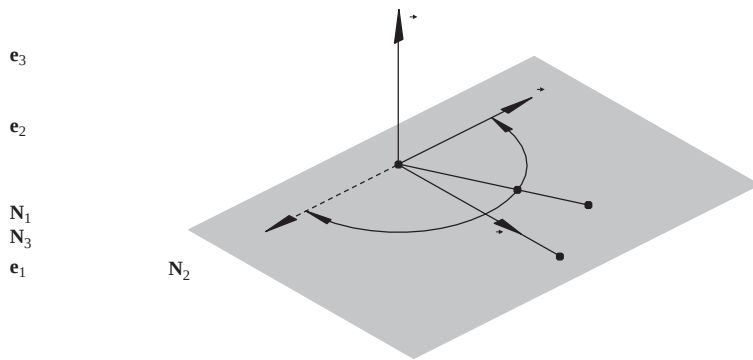
матрицалар жоғарыда аталған кватерниондардың көрінісі болып табылады. Қосымша шартпен $\alpha\delta - \beta\gamma = 1$, (20.43)

матрицалар 1 абсолюттік мәні бар кватерниондарды білдіреді және, демек, айналууды ұсынады. α, β, γ және δ параметрлері әдетте, Кэли-Клейн параметрлері деп аталады.

Осьтер жүйесі (координаттар): бұл айналуларды анықтау мүмкіндігі өте қарапайым және пайдаланушылар үшін оңай.

Идея үш нүкте бойынша координаттар жүйесін анықтаудан құралған: бірінші нүкте, N_1 , координаттар жүйесінің басы болып табылады, ал екінші нүкте, N_2 , E_1 векторының бағытын анықтайды (20.9-суретті қараңыз). Үшінші нүкте, N_3 , N_1 және N_2 жазықтықты анықтайды. Бұл жазықтықта e_1 -ге перпендикуляр екі вектор бар. e_2 векторы N_3 нүктесі E_1 және e_2 бірінші екі векторларымен анықталатын квадрант элементі болып табылатындай таңдалады (суреттегі нүктелік вектор осы шартты қанағаттандырмайды, бірақ тұтас вектор орындайды).

Үшінші вектор $E_3 = e_1 \times e_2$ туындысы ретінде анықталады.



20.9-сурет Осьтік жүйелер бойынша айналу матрицаларын анықтау

20.4 Қорытынды және теңдеулерді шығару

Бұл бөлімде бірінші кіші бөлімдегі қозғалыс теңдеулерін алудың негізгі әдістері сипатталады, ал екінші кіші бөлімде осы теңдеулерді шешу үшін сандық алгоритмдер сипатталады.

20.4.1 Теңдеулердің қорытындысы

Қозғалыс теңдеуін автоматты түрде шығару үшін компьютер MBS түрлі бөліктері бір-бірімен қалай қосылатынын немесе байланыстырылатынын жүйелі түрде сипаттауды талап етеді. Өзара байланысты сипаттау үшін кестелерді пайдалануды қамтитын, бір мысал арқылы осыған қол жеткізудің түрлі мүмкіндіктері бар.

Граф-бұл $V = \{v_j, j = 1, \dots, N\}$ көптеген шыңдар, мұндағы әр шыңы жүйенің қатты денесін және шыңдарды қосатын B тармақтарын білдіреді. Тармақ-екі шыңның жұбы. Бұл жұп (v_j, v_k) екі v_j және v_k денелері арасындағы өзара әрекеттесуді білдіреді. Бұл өзара әрекеттесу қуат элементі емес, қосылымның нәтижесі болуы мүмкін.

Графтың маңызды қасиеті-сұлбаның болуы немесе болмауы. Сұлба-бұл $v_{i1} = v_{ik}$ -мен $\{v_{i1}, v_{i2}\}, \{v_{i2}, v_{i3}\}, \dots, \{v_{ik-1}, v_{ik}\}$ тармақтардың тізбегі... бұл тармақтар тұйықталған циклді құрайтынын білдіреді. Қозғалыс теңдеулерінің сандық шешімдері үшін алгоритмдер сұлбалардың бар немесе жоқ болуына байланысты ерекшеленеді. MBS тізбексіз қарапайым дифференциалдық теңдеулер жинағымен сипатталуы мүмкін, MBS тізбекті дифференциалдық алгебралық теңдеулер (DAE) деп аталатын жүйемен сипатталуы тиіс. DAE шешімі үшін сандық алгоритмдер дифференциалдық теңдеулер жүйесін шешуге қарағанда әлдеқайда күрделі.

Қозғалыс теңдеулерін орнатудың екі негізгі тәсілі бар. Біріншісі Эйлер әдісі деп аталады. Бұл әдіс N қатты денелердің әрқайсысына Эйлер мен Ньютон қозғалысының теңдеулерінен басталады. Егер Эйлер мен Ньютон қозғалысының теңдеулері бірінші ретті дифференциалдық теңдеулер түрінде жазылса, әрбір дене үшін 12 теңдеулері бар, бұл барлық жүйе үшін $12N$ теңдеулерді білдіреді. Белгісіз шамалардың бір жиынтығы - бұл ығысу (мысалы, ауырлық орталықтары) және айналу бұрыштары (мысалы, Эйлер бұрыштары) және олардың уақыт бойынша алғашқы туындылары, сондықтан әрбір қатты дене үшін 12 белгісіз бар. Сонымен қатар, белгісіз күштер мен шектеу сәттері бар, және, жалпы алғанда, теңдеулерге қарағанда белгісіздіктер көбірек. Қосымша ақпарат шектеу теңдеулерінен және динамиканың кейбір қағидаттарынан (Робертсон және Швертассек 1988) келіп түседі. Қозғалыс теңдеулерін шығарудың бір рәсімінде $12N$ айнымалы азайтылуы тиіс, ал шектеу күші жойылуы тиіс. Бұл ерекшелік әдісі деп аталады. Басқа мүмкін рәсім - белгісіз күштер мен шектеу сәттері үшін Лагранж көбейткіштері деп аталатын қосымша айнымалыларды енгізу. Бұл рәсімде белгісіз адамдар санының өсуіне қарай бұл әдіс қосымша әдісі деп аталады. Қозғалыс теңдеулерін алудың басқа тәсілдері Лагранж немесе Гамильтон теңдеулерін қолдануды қамтиды.

Барлық әдістерде бір қиындық тұйықталған кинематикалық тізбектерде болады, өйткені денелердің қозғалысын сипаттайтын айнымалылар бір-біріне тәуелді және кинематикалық үйлесімділіктің жағдайын қанағаттандыруы тиіс.

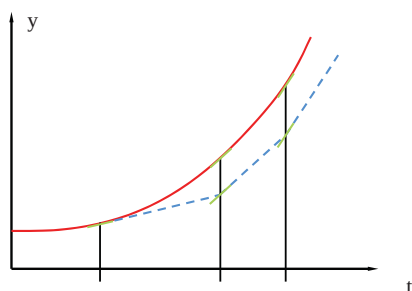
20.4.2 Теңдеулерді шешу

Қозғалыс теңдеулері MBS ағаш тәрізді конфигурация жағдайында қарапайым дифференциалдық теңдеулер және тұйықталған кинематикалық тізбектері бар MBS жағдайда, дифференциалдық алгебралық теңдеулер болып табылады. Шешім алгоритмі теңдеулердің екі түрі үшін ерекшеленеді.

Біз қарапайым дифференциалдық теңдеулерді алгебралық бөліктерсіз қарапайым тәсілмен қарастырамыз. Теңдеулерді қарапайым түрде жазуға болады

$$\dot{\underline{y}} = \underline{f}(t, \underline{y}) \text{ where } \underline{y}(t_0) = \underline{y}_0. \quad (20.44)$$

Ү кортежі шектеудің күші мен сәттерін (жою әдісі) жойғаннан кейін өзгермелі күйді қамтиды немесе бұл кортеж барлық денелердің барлық 12 N айнымалы күйін және сонымен қатар, шектеудің күші мен күйі үшін Лагранж көбейткіштерін қамтиды. Ең қарапайым және ең иллюстрациялық әдістердің бірі 20.10- суретте көрсетілген, бірінші ретті Эйлердің айқын әдісі болып табылады. Бұл әдісте полигон қадаммен өлшенеді, мұндағы қадам өлшемі h айнымалы болуы мүмкін. Жергілікті жинақтылық коэффициенті шаршы болып табылады.



20.10-сурет. Айқын Эйлер әдісі

20.13-суретте McPherson алдыңғы аспасының үлгілік аспалары көрсетілген. Қатты денелер, мысалы, дөңгелек тіреуіш, дөңгелек немесе А-тәрізді иінтірек. Макферсон кергіштерінің төменгі бөліктері қосымша жеке корпус емес, себебі олар дөңгелек тірекпен тығыз байланысты. Қосымша қатты дене-бұл кергіш. А-тәрізді иінтіректер резеңке төлкелердің көмегімен кергішпен жалғанған, ал кергіштің өзі де шассиге резеңке төлкелердің көмегімен жалғанған. Сонымен қатар, меңгерікпен басқару да жетекші біліктер секілді суретте көрсетілген. Күштік қондырғы, әрине, MBS-тың бөлігі болып табылады, бірақ 20.13-суретте көрсетілмеген, алайда күштік қондырғы және қисаю шектегіші үшін екі бекіткіш көрсетілген. Негізгі қатты дене толық бейнеленбеген, тек инерция қасиеттері мен массалар орталығын білдіретін шағын сфера түрінде бейнеленген. Көрінбейді, бірақ қосылыс моделіне қосылған, мысалы, А-тәрізді иінтірек пен дөңгелек ұстағышы арасында.

Жалпы алғанда, шешу рәсімдері бір жағынан айқын және әдістер ретінде және екінші жағынан, бір кадамды және көп кадамды әдістер ретінде жіктелуі мүмкін. Бастапқы нүкте- $t = t_0$ уақыты үшін Y_0 бастапқы мәні болып табылады. Осы жерден итерациялық процесс Y_n функциясының $t = t_n$ уақыттың әр түрлі сәттерінде жақындауын береді. Жалпы сыныптарды бір формуламен сипаттауға болады:

$$Y_{n+1} = \psi(Y_n) \text{ айқын бір кадамды әдіс,} \quad (20.45)$$

$$Y_{n+1} = \psi(Y_{n+1}, Y_n) \text{ айқын емес бір кадамды әдіс,} \quad (20.46)$$

$$Y_{n+1} = \psi(Y_n, \dots, Y_{n-(k-1)}) \text{ k-кадам айқын әдісі,} \quad (20.47)$$

$$Y_{n+1} = \psi(Y_{n+1}, \dots, Y_{n-(k-1)}) \text{ айқын емес k-кадам әдісі.} \quad (20.48)$$

Барлық осы рәсімдерде $h_n = t_n - t_{n-1}$ қашықтығы итерация формулаларына кіреді. Егер біз $h_0 = h_1 = h_2 = \dots$ кадамдардың тұрақты өлшемдерін қабылдасақ ... егер біз осы кадам өлшемін белгілеу үшін h -ты пайдаланатын болсақ, онда біз рәсімдерді ықшамдау жергілікті және жаһандық қателерін қарастыра аламыз.

$Y_n = y(t_n)$ дәл шешім болып табылады, жергілікті ықшамдау қателігінде p тәртібі бар деп болжасақ, егер

$$|Y_{n+1} - y(t_{n+1})| \leq M h^{p+1} \text{ для } p \geq 1. \quad (20.49)$$

Жалпы алып тастау қатесі Y_n үшін p тәртібі бар, мұндағы $Y_0 = y(t_0)$, егер

$$|Y_n - y(t_n)| \leq \tilde{M} h^p \text{ для } p \geq 1. \quad (20.50)$$

Белгілі бір жағдайларда жергілікті қатесінен p тәртіптен алып тастау жалпы алып тастау қатесін шығаруға мүмкін болады.

20.6 MBS қолдану

Автомобиль динамикасының аймағында MBS үшін бірнеше қолданбалар бар.

Бұл қосымшалардың бір бөлігі қозғалтқышқа және трансмиссияға қатысты. 20.11-суретте ішкі жану қозғалтқышына арналған күйенте клапанының жетегінің мысалы келтірілген. Бұл қолдануда, мысалы, жұдырық пен итергіш арасындағы күштер MBS пайдалану арқылы есептелуі мүмкін. Басқа мысал 20.12-суретте көрсетілгендей, трансмиссияның динамикалық тәртібін есептеуді қамтиды. Айналу сәттері осы қосымшада, әсіресе динамикалық маневрлер үшін маңызды рөл атқарады. Егер үлгіге сәйкестік енгізілсе, онда бұралма тербелістерді де зерттеуге болады.

Автомобиль динамикасы бүкіл автомобильдің бірнеше аспектілерін зерттейді, мысалы,

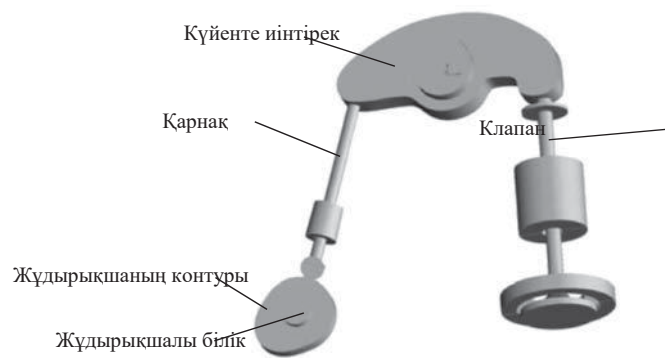
* жеткіліксіз/артық бұрылымдылық;

* бұрылыстарды өту кезінде қозғалтқыштың айналу сәтінің өзгеруінің әсері;

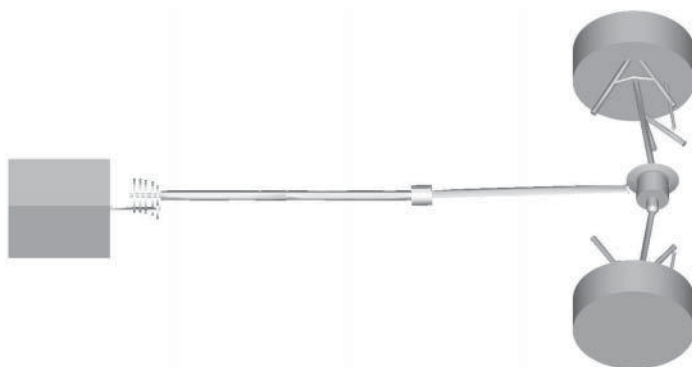
* бұрылыстарды өту кезінде тежеу әсері;

* динамикалық жүктемелер мен компоненттердің салыстырмалы орын ауыстыруларын ескере отырып, жобалық кеңістікті зерттеу;

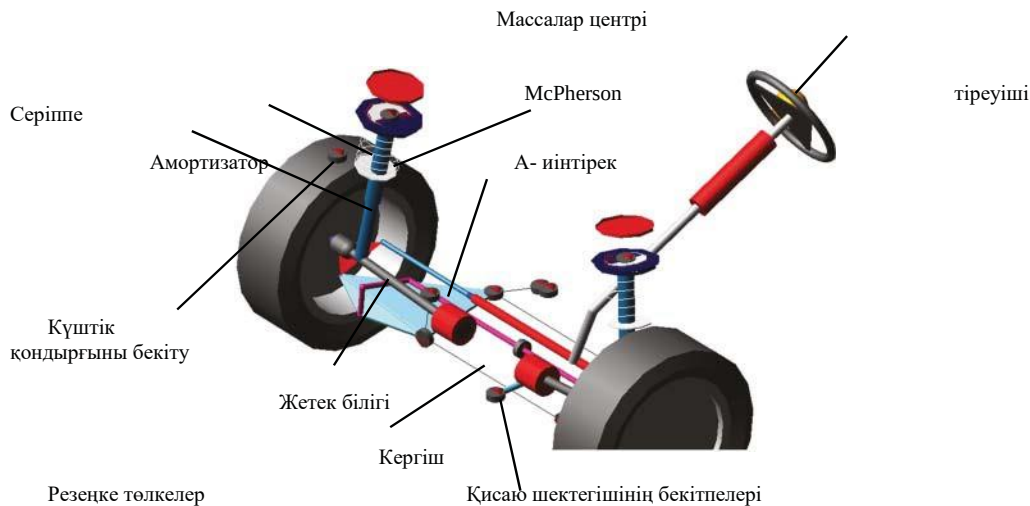
* кинематика және аспалардың сәйкестігі



20.11-сурет Күйенте иіңтірегінің клапан жетегі (MBSADAMS бағдарламалық жасақтамадан мысал)



20.12-сурет Артқы жетекті күштік агрегат (MBSADAMS бағдарламалық жасақтамадан мысал)



20.13-сурет MBS моделіндегі McPherson алдыңғы белдігі

Жоғарыда сипатталғандай, көптеген қатты денелер бір-бірімен мінсіз қатты қосылыстармен емес, серпімді тығындармен байланысады.

Кейбір элементтер (мысалы, серіппелер, амортизаторлар, төлкелер, бекіткіштер) физикалық модельмен емес, қисықтардың сипаттамаларымен сипатталады. Серіппе үшін күш-ығысу қисығы немесе амортизатор үшін күш-жылдамдық қисығы қарапайым мысал болып табылады. Қисықтар немесе карталар күштік қондырғы мен шанақты жалғауға арналған гидротірек сияқты көп осьтік жүктелген бекіткіштер үшін анағұрлым күрделі болады.

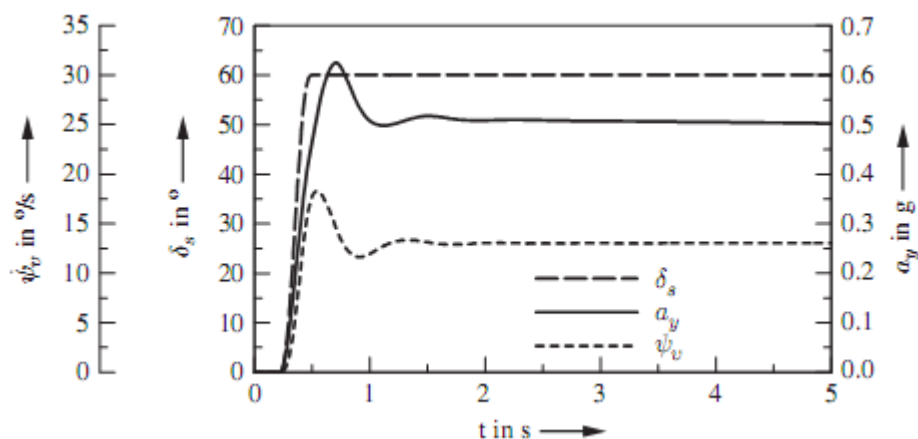
Шиналар көптеген модельдер қол жетімді барлық көлік құралына қатысты автомобильді қолдануға арналған MBS-да негізгі рөл атқарады. Модельдер амплитудасы мен жиілігі, күрделілігі немесе базалық математикалық сипаттамасы сияқты әртүрлі сипаттамаларды пайдалана отырып, жіктелуі мүмкін.

Көптеген зерттеулер осы үлгілердің көмегімен жүргізілді. Мысалдардың бірі шеңбер бойынша бұрылыстардың стационарлық өтуі немесе бұрылысты маневр болып табылады. Соңғының нәтижесі 20.14-суретте көрсетілген.

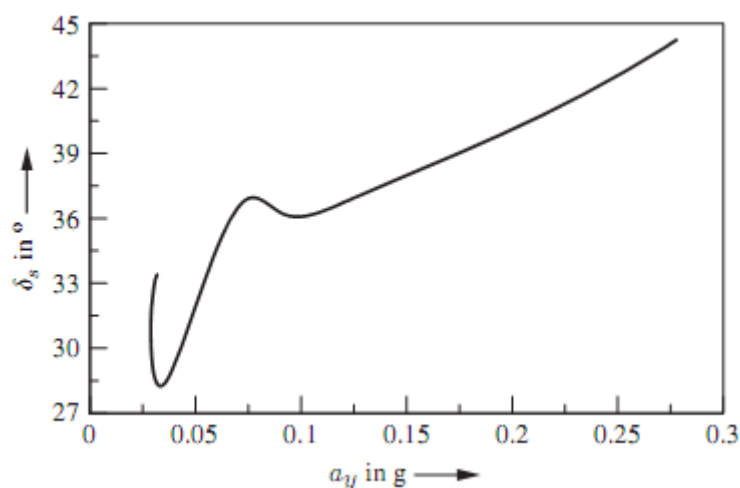
Бұл суреттерде көлік құралының маңызды динамикалық шамалары көрсетілген, мысалы, іздеу жылдамдығы, меңгеріктің бұрылу бұрышы және көлденең үдеу (солдан оңға қарай тік осьтер). Екінші мысал 20.15-суретте көрсетілген, онда рөл дөңгелегінің бұрылу бұрышы көлденең үдеу функциясы ретінде көрсетілген.

Тек қатты денелер бар деген болжам, әрине, жеңілдету болып табылады. Шын мәнінде, дене ешқашан қатты болмайды. Қаттылық туралы болжамнан қате елеусіз болуы мүмкін, бірақ кейбір жағдайда деформацияны елемеуге болмайды немесе кейбір жағдайларда қатты денелердің деформациясын есептеу керек.

Мысалы, кейбір жағдайларда біз шассидегі кернеуді білгіміз келеді,



20.14-сурет Результат дачи руля

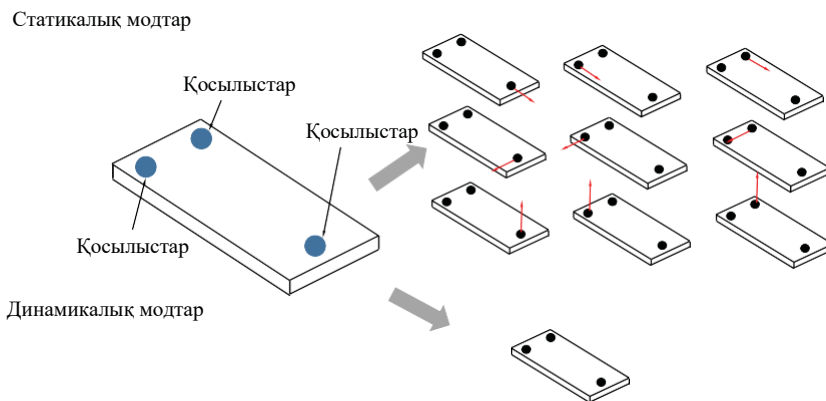


20.15-сурет Квазистационарлық бұрылыс (кейбір бастапқы ауытқулары бар шағын бүйірлік үдеу үшін) сенімділік немесе берік бағалау үшін. Басқа жағдайларда деформация нәтижелерге әсер етуі мүмкін; мысалы, раманың деформациясы кинематикаға және аспаның сәйкестігіне әсер етуі мүмкін.

Кернеулер мен деформациялар тозуды болжау үшін қажет болғандықтан, мұндай зерттеулер шассидің деформациясын ескере отырып ғана жүргізілуі мүмкін.

Икемді денелерді сипаттаудың бірнеше әдістері бар. Мұнда біз жалпы алғанда, Крейг-Бэмптон әдісіне ұқсас (немесе бекітілген интерфейс әдісі) 2 әдісті суреттейміз. Біз 20.16-суретте көрсетілген мысал арқылы еркін интерфейс әдісін қысқаша сипаттаймыз, ол көршілес қатты денелермен сфералық қосылыстардың үш нүктесінде біріктірілген денені (тікбұрышты пластина) көрсетеді. Сфералық қосылыстар айналу еркіндігінің үш дәрежесі бар, бұл пластина мен денелер арасындағы салыстырмалы қозғалыстар мүмкін емес. MBS-да пластинаның икемділігін сипаттау алдымен соңғы элементтермен (қатты немесе қабық элементтерді пайдалана отырып) бағдарламада пластинаны үлгілеуді қамтиды. Әрбір тіркелген еркіндік дәрежесі үшін

² мұнда сипатталған әдіс еркін интерфейс әдісі ретінде белгіленген және 1971 Макнилдің алғашқы жарияланымдарының бірінде сипатталған; бұл Крейг-Бэмптон әдісін жалпылау. Крейг және Бэмптон 1968.



20.16-сурет Еркін қосылу интерфейсі

әдісі үшін мод бұл еркіндік дәрежесі бұғатталады және жеке күш-жігер енгізіледі (үдемелі еркіндік дәрежесі үшін). Егер айналу еркіндігінің дәрежесі бұғатталмаса, FE моделіне бірлік сәт енгізіледі. Осы бірлік шамалармен (күшпен немесе сәттермен) статикалық деформациялар (немесе статикалық сәндер) FE бағдарламасында есептеледі. Бейнеленген мысалда тоғыз статикалық режим бар.

Статикалық мод анықтаудың осы кезеңінен кейін барлық қосылыстар жойылады және пластина үшін өзіндік мод зерттеу жүргізіледі. Бұл бірқатар меншікті мәндер мен өз модына (немесе табиғи мод) әкеледі, оны біз динамикалық модтар деп атаймыз. Статикалық және динамикалық модтар енді қозғалыс теңдеуін белгілеу үшін қолданылады. Біз $u_{si} = u_{si}(x, y, z)$ статикалық мод деп атаймыз, ал $u_{di} = u_{di}(x, y, z)$ динамикалық мод деп атаймыз. Содан кейін біз осы функцияларды пайдалана отырып, u пластина деформациясын жақындай аламыз:

$$\underline{u} = \sum_{i=1}^{N_s} \alpha_{si} \underline{u}_{si} + \sum_{i=1}^{N_d} \alpha_{di} \underline{u}_{di} . \quad (20.51)$$

Бұл формула бізге икемді дененің көлемі бойынша интегралдау жолымен кинетикалық және әлеуетті энергия үшін өрнек орнатуға мүмкіндік береді. Бізде әр тұрақты еркіндік дәрежесі үшін статикалық деформацияның бір моды бар болғандықтан, көрші дененің әрбір конфигурациясы статикалық модтармен дәл сипатталуы мүмкін. Динамикалық модтар динамикалық тәртіпті сипаттайды. Меншікті мәндерді талдау кезінде, әдетте, меншікті мәндердің санына шектеу жоқ (меншікті мәндерді талдау кезінде, FE шегі барлық тораптардың еркіндік дәрежесімен беріледі). Демек, динамикалық модтар саны әдетте жиіліктік шекарамен шектеледі.

Энергияның кинетикалық және әлеуетті мүшелері уақыттың тәуелділігіне байланысты α_{si} және α_{di} коэффициенттерін қамтиды, олар енді жүйе еркіндігінің қосымша дәрежелері болып табылады. Кинетикалық және әлеуетті энергияны бүкіл жүйе үшін қозғалыс теңдеулерін орнату үшін, мысалы, Лагранж формализмін пайдалану үшін пайдалануға болады.

20.6 Сұрақтар мен жаттығулар

Есте сақтау

1. MBS-да қандай компоненттер анықталуы мүмкін?
2. Айнаруды сипаттау үшін қанша параметрлер қажет?
3. Көшіруді сипаттау үшін қанша параметрлер қажет?
4. Қарапайым дифференциалдық теңдеулерді шешудің қандай алгоритмдерін білесіз?

Түсіну

1. Эйлер мен Тейт – Брайанның бұрыштарын түсіндіріңіз.
2. МБС-да икемді денелерді қарастыру әдісін түсіндіріңіз.
3. Айналмалы (үдемелі, цилиндрлік, сфералық, карданды) қосындылармен қосылған екі дененің жүйесін қарастырайық: бұл жүйенің қанша еркіндік дәрежесі бар?
4. Бір айналмалы (үдемелі, цилиндрлік, сферикалық, карданды) қосылыстар үшін еркін интерфейс әдісімен қанша статикалық модтарды есептеуіңіз керек?
5. Бір айналмалы (үдемелі, цилиндрлік, сфералық, карданды) қосылыстар үшін еркін интерфейс әдісімен қандай статикалық модтарды есептеу қажет?

Глоссарий

Үдеуге қарсыласу Басқа кедергі Даламбердің инерциялық күшімен байланысты. Бұл инерция күштері (үдемелі және айналмалы қозғалыстардан) біріктіріледі және F_i кедергісінің үдеуі (немесе инерциясы) деп аталады. Үдеудің кедергісі үдемелі үдеумен байланысты күштерді ескерумен қатар, 30 айналмалы массалардың бұрыштық үдеуінен туындайтын бойлық бағыттағы күштерді ескереді

Аккерманның бұрылу бұрышы автомобильдің бүйірлік сырғу бұрышы және рөл дөңгелегінің бұрылу бұрышы үшін сипатталғандай, жылдамдықты азайту үшін δ_{10} алдыңғы доңғалақтың бұрышын енгіземіз:

$$\delta_{10} = \lim_{v \rightarrow 0} \delta_1 = \frac{\ell}{\rho_{cc}} .$$

Біз осы δ_{10} бұрышты Аккерманның бұрышы деп атаймыз, 198

Кедергінің аэродинамикалық күші A фронталды ауданы проекцияланған автомобильде бойлық бағыттағы vv жылдамдығымен қозғалған кезде кедергінің аэродинамикалық күші деп аталатын, F_a бойлық күші келесідей әрекет етеді (желдің жылдамдығы $v_a = 0$):

Мұндағы cd -аэродинамикалық кедергі коэффициенті. Қазіргі заманғы жеңіл автомобильдердің cd коэффициенті шамамен 0,2-ден 0,3-ке дейін. A ауданы үшін үлгілік өлшем 2 м^2 құрайды, 29

Құлау Бұл $_{ewx}$ - $_{ewz}$ дөңгелек жазықтығының және $_{eiz}$ тік осьтің арасындағы бұрыш. Дөңгелек көлік құралының сыртқы жағына қарай қисайғанда, γ құлаудың γ конструктивті бұрышы оң мәнді және егер ол ішіне қарай қисық болса, онда теріс, 229

Шүберіннің бойлық қисаюы F_y күшін қолдану нүктесі шинаның симметрия жазықтығында жатпайды, ал ntc -ға қатысты xw бағытында ығысады. Біз NTC -ны шүберіннің бойлық көлбеу шинасы деп атаймыз 11.7-суретті (b) қараңыз, 177

Қисықтық шеңбері Қисықтық шеңбері бір нүктеде жергілікті траекторияны аппроксимациялайтын, таза геометриялық объект болып табылады. Яғни, тіпті траекторияда қозғалып жатқан автокөлік болмаса да, қисықтық шеңбері бар болады; бұл траекторияның сипаттамасы, 170

Түйіспе дағы-шина мен жол түйіспеде болатын аймақ. Түйіспе дағының өлшемі геометрияға және шинаның конструкциясына, ішкі қысымға және доңғалаққа түскен жүктемеге байланысты. Жеңіл автокөлік шинасы үшін шаманың тәртібі ашықхат пішіміне ие. (Дөңгелек жолтабанының түйіспе алаңы бас бармақтың тырнағындай болады), 11

Бұрылыстағы қаттылық Шағын сырғу бұрыштары үшін (шамамен $A < 4^\circ$) F_y бүйірлік күші сызықтандырылған заң бойынша аппроксимациялануы мүмкін

$$F_y = c_a \alpha .$$

c_a коэффициенті бүйірлік күш коэффициенті немесе бұрылыстағы қаттылық деп аталады, 180

Қаңқалар жүйесі Төрттік (A , $_{ex}$, $_{ey}$, $_{ez}$) - бұл афиналық кеңістіктің фреймдері жүйесі. Мұндағы A -нүкте (координаттардың басы), ал $_{ex}$, $_{ey}$, $_{ez}$ - декарттық штатив (координаттар жүйесі). P нүктесінің A -ға қатысты орналасуын сипаттау үшін үш координат x , y , z жеткілікті:

$$A \vec{P} = x_{ex} + y_{ey} + z_{ez} .$$

A нүктесі кеңістікте тіркелген (немесе инерциялық есептеу жүйесінде) анықталуы мүмкін. Бұл инерциялық координаттар жүйесі деп аталады (кейде жер немесе әлемдік координаттар жүйесі деп аталады). Егер A нүктесі және штатив $_{ex}$, $_{ey}$, $_{ez}$ денеге бекітілген болса және денемен сенімді жалғасуын жалғастырса, онда нәтиже стационарлық координат жүйесі деп аталады, 6

Автомобильдиниясы, First Edition. Martin Meywerk.

Автомобильдің төртінші моделі автомобильдің төртінші моделі (екі массаны ауыстыру жүйесі, 10.1-сурет) тік динамика тұрғысынан автомобильдің маңызды сипаттамаларын көрсететін, ең қарапайым ауыстыру жүйесі болып табылады. Алмастыру жүйесі екі массадан тұрады: m_b (бұл жағдайда m_b - дене салмағының бір ширегі) және m_w (бұл доңғалақ массасы). Корпус серіппелері мен амортизаторлар массалар арасында орналасқан. (Серіппенің қаттылығы k_b , бәсеңдету тұрақтысы b_b). Серіппелі-бәсеңдету жүйе (k_w қаттылығы, BW бәсеңдету тұрақтысы) сонымен қатар доңғалақ массасы, m_w және кедір-бұдыр жол жамылғысы арасында әрекет етеді. Доңғалақтың доңғалақ массасы, m_w , доңғалақ қаттылығы, k_w мен доңғалақты бәсеңдету, b_w құрауыштарына бөлінуі доңғалақ қасиеттерінің жақсы жаңғыртылуын қамтамасыз ететін, жеңілдетілген үлгісі болып табылады, 155

Қозғалыс сипаттамасының диаграммалары Жүргізу сипаттамаларының диаграммасы мыналардан құралған

1. қозғалыс жылдамдығына байланысты дөңгелектердегі және сол диаграммадағы күштер мен қуатқа түрлендірілген қозғалтқыш сипаттамаларының (нақты) карталары

2. талап етілетін тарту күші (қозғалыс кедергісі) немесе күшке арналған жігер күші.

Осы диаграммалардың көмегімен, мысалы, ығысусыз максималды жылдамдықты, кез келген берілісте көтерілуді жеңу қабілетін және үдеу қабілетін анықтауға болады, 57 **Сатылы кедергі** F_g қисаюға қарсыласу (немесе көтерілуге қарсыласу) -бұл жолда параллель әрекет ететін көлік құралының салмағы, 29:

$$F_g = m_{tot}g \sin \alpha$$

Лездік айналу орталығы Лездік айналу орталығы-бұл елестеу нүктесі. Автомобиль белгілі бір сәтте осы нүктенің айналасында айналады. Егер автомобильге бекітілген және жолға параллель болатын шексіз өте үлкен қатты пластинаны елестетсеңіз, лездік орталық немесе айналу-бұл қозғалмайтын нүкте, яғни бұл нүктенің жылдамдығы жоғалады. Мсг лездік айналу орталығы-бұл автомобильдің әр түрлі екі нүктесінде жылдамдықтың екі туынды векторларының екі нормальдарының қиылысуы, 174

Прогрессия коэффициенті α_{gz} өсу коэффициенті екі көрші тісті дөңгелектердің беріліс қатынастарының (жеке) қатынасын білдіреді, 48

$$\alpha_{gz} = \frac{i_{z-1}}{i_z} \quad z = 1, \dots, N_{z \max}$$

Теңселу кедергісінің коэффициенті f_r теңселу кедергісінің коэффициенті түйіспе дағындағы F_z нәтижелі қалыпты күшке F_r теңселу кедергісінің қатынасын білдіреді, 16

$$f_r = \frac{F_r}{F_z}$$

Теңселу кедергісі Егер доңғалақ жол бойымен домалап жүрсе, кернеудің асимметриялық қалыпты бөлінуі түйіспе дағында жол мен доңғалақтың арасында орын алады (2.2-сурет). Кернеуді асимметриялық қалыпты тарату F_z нәтижелік күшінің әрекет сызығы доңғалақтың ортасымен қиылыспайды, бірақ илемдеу бағытында жылжиды. Доңғалақ ортасы мен F_z әрекет сызығы арасындағы қашықтық e_w эксцентриситеті болып табылады. Бұл $M_w = e_w F_z$ сәтіне әкеледі. Осы сәтті еңсеру үшін жетектегі доңғалақ жағдайындағы тартқыш айналу сәті немесе сүйретілетін доңғалақ жағдайында F_r тарту күші қажет. Бұл F_r күші теңселу кедергісі деп аталады. Бұл $0 = r_{wst}F_r - e_w F_z$ for F_r сәттерінің сомасын шешу арқылы алынуы мүмкін:

$$F_r = \frac{e_w}{r_{wst}} F_z .$$

Жетектегі доңғалақ жағдайында теңселу кедергісін мынаны құрайды, 15

$$F_r = \frac{M_w}{r_{wst}}$$

Өзін-өзі басқару коэффициенті Келесі коэффициент:

$$\frac{1}{i_s \ell} \frac{\partial(\delta_s - \delta_{s0})}{\partial(v^2/\rho_{cc})}$$

автомобильдің өзін-өзі басқару коэффициенті деп аталады. Сол сияқты мүше де жалпы болады,

$$\partial(\delta_1 - \delta_{10})/(\partial(v^2/\rho))$$

меңгерікпен басқарудың қаттылығын ескерусіз өзін-өзі басқару коэффициенті болып табылады, 202

Бір жолды модель Бір жолды модель параметрлердің маңызды тәуелділігін ескеруге және бүйірлік динамикада қорытынды жасауға мүмкіндік беретін, автомобильдің бүйірлік динамикасындағы негізгі модель болып табылады. Бір тректі модель жиі ESP қарапайым жүйелерінің негізін құрайды. Бір жолды қозғалысы бар модель үшін маңызды жол көлік массасының орталығы жолда тұратындығы болып табылады, бұл масса ортасынан жол жазықтығына дейінгі қашықтық нөлге тең екенін білдіреді: $h_{cm} = 0$. Бұл оңайлатудан бір жолды модель нәтижелерін қолдануға шектеу алынады, 170

Сырғу Жетектегі доңғалақ үшін сырғу v_c шеңберлі жылдамдығы $= R\omega_0$ мен v_c шеңберлі жылдамдығына бөлінген, v_v қозғалыс жылдамдығы арасындағы айырмашылық ретінде анықталады

$$S = \frac{v_c - v_v}{v_c}.$$

Тежегіш доңғалақтың сырғуы былайша анықталады

$$S = \frac{v_v - v_c}{v_v}.$$

Сырғу жиі пайызбен беріледі, 21

Шинаның сырғу бұрышы x_w бағыты (яғни, шинаның координат жүйесіндегі бойлық бағыт) қозғалыс бағытымен (11.7 (b)-суреттегі $_{vw}$ бағыты) сәйкес келмеген жағдайда, шинада бүйірлік сырғу орын алады. Біреуі бұл бұрышты x_w бағыты мен α сырғу бұрышының $_{vw}$ бағыты арасындағы бұрыш, 177

Түйісу Түйісу бұрышы $_{ewz}$ осінің айналасында дөңгелектің статикалық айналуын сипаттайды. Біз дөңгелектер ішке қарай бұрылған кездегі түйісу (15.1 (a)-суретті қараңыз) мен доңғалақтар сыртқа бұрылған кездегі алшақтық (15.1 (b)-сурет) турал айтып тұрмыз. δ_{10} бұрышы құлау үшін теріс және түйісу үшін оң, 229

Беріліс саны i_z беріліс саны- n_{iz} кіріс сигналының жылдамдығы мен n_{oz} трансмиссияның немесе берілістің шығу жылдамдығы арасындағы қатынас (жеке) :

z индексі N_z max беріліс сатысын көрсетеді. Беріліс саны жылдамдыққа байланысты емес, 48

Шиналардың бойлық күшінің коэффициенті F_x жанама күші F_z қалыпты күшіне және сырғуға байланысты жетектегі немесе тежегіш дөңгелекте пайда болады:

$$F_x = \mu(S)F_z.$$

μ мәні шинаның бойлық күші коэффициенті деп аталады. Бұл S сырғу функциясы. Функциялары $\mu_b(S)$ тежеу үшін және $\mu_d(S)$ қозғалыс үшін шамамен тең: $\mu(S) \approx \mu_b(S) \approx \mu_d(S)$, 21

Артық бұрылымдылық Егер $v^2 < 0$ болса, бұл v автомобиль жылдамдығының артуы (радиусымен шеңбер бойынша ρ_{cc}) рөл дөңгелегінің бұрылу бұрышын азайтуды талап ететінін білдіреді. Біз осы тәртіпті артық бұрылымдылық деп атаймыз, 201

Жеткіліксіз бұрылымдылық Егер $v^2 < 0$ болса, бұл v автомобиль жылдамдығының артуы (радиусымен шеңбер бойынша ρ_{cc}) рөл дөңгелегінің бұрылу бұрышын ұлғайтуды талап ететінін білдіреді. Біз осы тәртіпті жеткіліксіз бұрылымдылық деп атаймыз, 201

Автомобильдің сырғу бұрышы Автомобильдің масса орталығының қозғалыс бағыты мен автомобильдің бойлық осі арасындағы бұрыш автомобильдің β бүйірлік сырғанау бұрышы деп аталады. Бұрылу бұрышының және автомобильдің бүйір сырғу бұрышының қосындысы бағыт бұрышы болып табылады, 170

Литература

- Abramowitz, M and Stegun A (eds.): Pocketbook of Mathematical Functions, (abridged edition of Handbook of Mathematical Functions; material selected by M. Danos and J. Rafelski), Harri Deutsch, Thun, Frankfurt/Main, 1984.
- MacADAM, C C: Static Turning Analysis of Vehicles Subject to Externally Applied Forces – A Moment Arm Ratio Formulation, Vehicle Syst. Dynam., Vol. 18, pp. 345–357, 1989.
- Battermann, W and Koehler, R: Elastomere Federung- Elastische Lagerung, W. Ernst u. Sohn, Berlin (in German).
- Bauser D and Gawlik R: Method for controlling e.g. rear left wheel of motor car, involves determining drop in default braking pressure, and cancelling superimposed controlling of braking pressures based on drop in default braking pressure, patent DE102012008508 A1, 2013.
- Blundell, M and Harty, D: The Multibody Systems Approach to Автомобиль динамикасы, Elsevier, 2004. Braess, H.-H. and Seiffert U. (Eds.): Vieweg-Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 2. Aufl., Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg. 2001. (engl., Handbook of Automotive Engineering SAE International, 2005).
- Braess, H-H: Vom 02er zum E46 – Meilensteine der Marke BMW, in: J. Goroncy (Hrsgb.): Der neue 3er, Sonderausgabe als Beilage von ATZ 5/1998 und MTZ 5/1998, pp. 10–14, 1998.
- Craig R, Bampton M: Coupling of substructures for dynamic analysis, Amer. Inst. Aero. Astro. J., 6(7), pp. 1313–1319, 1968.
- Cucuz, S: Oscillation of passengers in cars: Impact of stochastic uneven roads and single obstacles of real road, PhD-Thesis, TU Braunschweig, 1993 (in German). Schwingungen von Pkw-Insassen: Auswirkungen von stochastischen Unebenheiten und Einzelhindernissen der realen Fahrbahn, Diss., TU Braunschweig, 1993.
- Denman, H H: Tautochronic bifilar pendulum torsion absorbers for reciprocating engines, J. Sound Vibr., Volume 159, Issue 2, pp. 251–277, 1992.
- Dresig, H and Holzweißig, F: Dynamics of Machinery, Springer, Berlin, 2010.
- Dukipatti, R, Pang, J, Qazu, M, Sheng, G and Zuo, S: Road Автомобиль динамикасы, SAE International, 2008. Gillespie, T D: Fundamentals of Автомобиль динамикасы, SAE International, 1992.
- Harrer M, Goerich H-J, Reuter, U, and Wahl, G: 50 Jahre Porsche 911 – Die Perfektionierung des Fahrwerks (in German), Springer fuer Professionals, http://www.springerprofessional.de/50-jahre-porsche-911-die-perfektionierung-des-fahrwerks_teil-1/4710496.html, 2013. Heissing, B, and Ersoy, M.: Chassis Handbook, Vieweg + Teubner, 2011.
- ISO 8855: International Standard Road vehicles – Автомобиль динамикасы and road-holding ability – Vocabulary, 2nd edn., reference number ISO 8855:2011(E), 2011.
- Jazar, N J: Автомобиль динамикасы, Springer New York, 2nd ed., 2014.

Автомобиль динамикасы, First Edition. Martin Meywerk.

© 2015 John Wiley & Sons, Ltd. Published 2015 by John Wiley & Sons, Ltd. Companion Website: www.wiley.com/go/meywerk/vehicle

- Mitschke, M and Wallentowitz, H: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Springer, Berlin, 4th edn., 2004. Naunheimer H, Bertsche B, Ryborz J, Novak W: *Automotive Transmissions*, Springer, Berlin, 2nd edn., 2011.
- Nester, T M, Schmitz, P M, Haddow, A G, and Shaw S W: Experimental observations of centrifugal pendulum vibration absorber, The 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery Honolulu, Hawaii, 7–11 March, 2004.
- OECD: Key Transport and Greenhouse Gas Indicators by Country, International Transport Forum
- ©OECD, 2014 (http://www.internationaltransportforum.org/statistics/CO2/Алфавитный_указатель.html). Радзюк Н В: *Тyre and Автомобиль динамикасы*, 2nd edn., Butterworth and Heinemann, 2006.
- Reimpell, J, Stoll, H, Betzler, J W: *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 2nd edn., 2001.
- Reithmaier, W and Salzinger T: Determination of the state-of-the-art concerning rolling noise, rolling-resistance and safety properties of modern passenger car tyres, Research Report 201 54 112, TÜV Automotive GmbH Tire-/Wheel-Test-Center Ridlerstraße 57 D-80339 Munich, Commissioned by German Federal Environmental Agency, 2002. (<http://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/publikation/long/3163.pdf>)
- Richard H. MacNeal, R H: A hybrid method of component mode synthesis, *Comp. Struct.* Vol. 1, Iss. 4, pp. 581–601 (Special Issue on Structural Dynamics), 1971.
- Roberson, R E and Schwertassek, R: *Dynamics of Multibody Systems*, Springer, Berlin, 1988.
- Robert Bosch GmbH (eds.): *Automotive electrics and electronics*, in German: Autoelektrik, Autoelektronik, 5. ed., Friedr. Vieweg & Sohn Verlag/GWV Fachverlag GmbH, Wiesbaden, 2007.
- Verhulst, F: *Nonlinear Differential Equations and Dynamical Systems*, Springer, Berlin, 2006.
- Winner, H: Adaptive Cruise Control, in: Eskandarian, A, (Ed.): *Handbook of Intelligent Vehicles*, Springer, 2012.
- Winner, H: Radar sensors, in: Eskandarian, A, (Ed.): *Handbook of Intelligent Vehicles*, Springer, 2012.