



VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS

TRANSPORTO TECHNOLOGINIŲ ĮRENGINIŲ KATEDRA

Rytis Ašmiaga

**AUTOMOBILIO TRANSMISIJOS SU KINETINĖS ENERGIJOS KAUPIMO
SISTEMA DINAMIKOS TYRIMAS
ANALYSIS OF THE DYNAMICS OF AUTOMOBILE TRANSMISSION
WITH KINETIC ENERGY STORAGE SYSTEM**

Baigiamasis magistro darbas

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 62403T104

Transporto technologinių sistemų inžinerijos specializacija

Transporto inžinerijos mokslo kryptis

Vilnius, 2011

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS
TRANSPORTO TECHNOLOGINIŲ ĮRENGINIŲ KATEDRA

TVIRTINU
Katedros vedėjas

(Parašas)
prof. Marijonas Bogdevičius
(Vardas, pavardė)

(Data)

Rytis Ašmiaga

**AUTOMOBILIO TRANSMISIJOS SU KINETINĖS ENERGIJOS KAUPIMO
SISTEMA DINAMIKOS TYRIMAS**
**ANALYSIS OF THE DYNAMICS OF AUTOMOBILE TRANSMISSION
WITH KINETIC ENERGY STORAGE SYSTEM**

Baigiamasis magistro darbas

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 62403T104

Transporto technologinių sistemų inžinerijos specializacija

Transporto inžinerijos mokslo kryptis

Vadovas _____
(Moksl. laipsnis, vardas, pavardė) (Parašas) (Data)

Konsultantas _____
(Moksl. laipsnis, vardas, pavardė) (Parašas) (Data)

Konsultantas _____
(Moksl. laipsnis, vardas, pavardė) (Parašas) (Data)

Vilnius, 2011

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS
TRANSPORTO TECHNOLOGINIŲ ĮRENGINIŲ KATEDRA

Technologijos mokslo sritis

Transporto inžinerijos mokslo kryptis

Transporto inžinerijos studijų kryptis

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas

**BAIGIAMOJO MAGISTRO DARBO
UŽDUOTIS**

.....Nr.

Vilnius

TVIRTINU

Katedros vedėjas

.....
(Parašas)

prof. Marijonas Bogdevičius
(Vardas, pavardė)

.....
(Data)

Studentui (ei) Ryčiui Ašmiagai

(Vardas, pavardė)

Baigiamojo darbo tema: Automobilio transmisijos su kinetinės energijos kaupimo sistema
dinamikos tyrimas

patvirtinta 2011 m. gegužės mėn. 10 d. dekanų įsakymu Nr. 220ti

Baigiamojo darbo užbaigimo terminas 2011 m. gegužės 30 d.

BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS:

Atlikti automobilio energijos akumuliacinio mokslinių darbų ir patentų analizę. Sukurti naują automobilio transmisijos kinetinės energijos kaupimo sistemą (KEKS). Užrašyti automobilio transmisijos KEKS elementų judėjimo lygtis. Sukurti „FORTRAN“ programavimo kalba programinę įrangą ir atlikti transmisijos su KEKS dinaminį procesų skaičiavimus.

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

Baigiamojo darbo rengimo konsultantai:

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

(Moksl. laipsnis, vardas, pavardė)

Vadovas

.....

(Paraša)

(Moksl. laipsnis, vardas, pavardė)

Užduotį gavau

.....

(Parašas)

.....

(Vardas, pavardė)

.....

(Data)

Vilniaus Gedimino technikos universiteto egzaminų
sesijų ir baigiamųjų darbų rengimo bei gynimo
organizavimo tvarkos aprašo 2010–2011 m. m.
6 priedas

(Baigiamojo darbo sąžiningumo deklaracijos forma)

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Rytis Ašmiaga 20053660

(Studento vardas ir pavardė, studento pažymėjimo Nr.)

(Fakultetas)

(Studijų programa, akademinė grupė)

**BAIGIAMOJO DARBO (PROJEKTO)
SĄŽININGUMO DEKLARACIJA**

2011 m. gegužės mėn. 26 d.
(Data)

Patvirtinu, kad mano baigiamasis darbas (projektas) tema Automobilio transmisijos su
kinetinės energijos kaupimo sistema dinamikos tyrimas

patvirtintas 20 11 m. gegužės mėn. 10 d. dekanų potvarkiu Nr. 220ti, yra
savarankiškai parašytas. Šiame darbe (projekte) pateikta medžiaga nėra plagijuota. Tiesiogiai ar
netiesiogiai panaudotos kitų šaltinių citatos pažymėtos literatūros nuorodose.

Prenkant ir įvertinant medžiagą bei rengiant baigiamąjį darbą (projektą), mane konsultavo
mokslininkai ir specialistai: A. Petrėtienė

Mano darbo (projekto) vadovas prof. habil. dr. M. Bogdevičius

Kitų asmenų indėlio į parengtą baigiamąjį darbą (projektą) nėra. Jokių įstatymų nenumatytų
piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs(-usi).

(Parašas)

(Vardas ir pavardė)

Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Transporto inžinerijos fakultetas
Transporto technologinių įrenginių katedra

ISBN ISSN
Egz. sk.
Data-....-....

Transporto inžinerijos studijų programos baigiamasis magistro darbas

Pavadinimas **Automobilio transmisijos su kinetinės energijos kaupimo sistema dinamikos tyrimas**

Autorius **Rytis Ašmiaga**

Vadovas prof. habil. dr. Marijonas Bogdevičius

Kalba
X lietuvių
 užsienio

Anotacija

Baigiamajame magistro darbe išanalizuoti moksliniai darbai ir patentai energijos akumuliacijos srityje. Sudarytas automobilio transmisijos su kinetinės energijos kaupimo sistema matematinis modelis, kompiuterine programa „Fortran“ sumodeliuotas automobilio transmisijos su šia sistema veikimas. Sukurta nauja kinetinės energijos kaupimo sistema, pateikta šios sistemos valdymo hidraulinė schema. Užrašytos hidraulinės sistemos slėgių pokyčių lygtys bei hidraulinių cilindų stūmoklių judėjimo lygtys. Parašytos darbo apibendrintos išvados. Darbą sudaro 6 dalys: įvadas, mokslinių darbų ir patentų analizė energijos akumuliacijos srityje, automobilio transmisijos matematinis modelis, naujos kinetinės energijos kaupimo sistemos kūrimas, apibendrintos išvados, literatūra, priedai.

Darbo apimtis – 72 p. teksto be priedų, 41 paveikslas, 3 lentelės, 19 literatūros šaltinių.

Prasminiai žodžiai: kinetinės energijos kaupimo sistema, KERS, automobilis, transmisija, matematinis modelis, hidraulinė sistema, hidraulinis cilindras, stūmoklis.

Vilnius Gediminas Technical University
Faculty of Transport Engineering
Department of Transport Technological Equipment

ISBN ISSN
Copies No.
Date-....-....

Transport Engineering study programme master thesis

Title: **Analysis of the dynamics of automobile transmission with kinetic energy storage system**

Author: Rytis Ašmiaga

Academic supervisor: prof. habil. dr. Marijonas Bogdevičius

Thesis language

X Lithuanian
Foreign

Annotation

There is analysis of scientific papers and patents in the field of energy storage in the final master work. Composed mathematical model of the automobile transmission with kinetic energy storage system, simulated operation of the automobile transmission with this system, using computer program „Fortran“. Created a new kinetic energy storage system, presented hydraulic control scheme of this system. Written equations of pressure change of the hydraulic system and equations of motion of the pistons of hydraulic cylinders. Written generalized conclusions of the work. There are 6 parts in the work: introduction, analysis of scientific papers and patents in the field of energy storage, mathematical model of the automobile transmission, creation of the new kinetic energy storage system, generalized conclusions, literature, appendixes.

The amount of the work – 72 p. of text without appendixes, 41 picture, 3 tables, 19 literature sources.

Keywords: kinetic energy storage system, KERS, automobile, transmission, mathematical model, hydraulic system, hydraulic cylinder, piston.

Turinys

Įvadas	13
1. Mokslinių darbų ir patentų analizė energijos akumuliacinio srityje	14
1.1. Mokslinių darbų analizė.....	14
1.2. Patentų analizė	20
1.2.1. Pneumatinė KERS	21
1.2.2. Hidraulinė KERS	23
1.2.3. Elektrinė KERS	24
1.2.4. Mechaninė KERS	25
1.2.5. Mišri KERS	27
2. Automobilio transmisijos matematinis modelis	29
2.1. Elektros variklio ir sankabos matematinis modelis.....	32
2.2. Pavarų dėžės matematinis modelis.....	33
2.2.1. Pirmos pavaros matematinis modelis	34
2.2.2. Antros pavaros matematinis modelis.....	37
2.2.3. Trečios pavaros matematinis modelis.....	38
2.2.4. Ketvirtos pavaros matematinis modelis.....	40
2.2.5. Penktos pavaros matematinis modelis.....	41
2.3. Diferencialo matematinis modelis.....	43
2.4. Galinių varančiųjų ratų matematinis modelis	46
3. Naujos kinetinės energijos kaupimo sistemos kūrimas	48
3.1. Kinetinės energijos kaupimo sistemos matematinis modelis.....	50
3.2. Kinetinės energijos kaupimo sistemos hidraulinės sistemos modelis.....	56
Apibendrintos išvados	70
Literatūra	71
PRIEDAI	73
A priedas. Automobilio transmisijos su KERS kompiuterinis modeliavimas programa „Fortran“ ..	74
B priedas. Automobilio transmisijos su KERS kompiuterinio modeliavimo rezultatai.....	99

Lentelės

1 lentelė. Specifinės energijos priklausomybė nuo smagračio formos (Liu, Jiang 2007)	17
2 lentelė. Turbinračio su smagračiu kinetinė energija	55
3 lentelė. Hidraulinio skirstytuvo valdymas	67

Paveikslai

1 pav. Nuvažiuoto astumo bandymo rezultatai (Ye <i>et al.</i> 2008)	15
2 pav. Regeneracinio stabdymo sistemos schema: 1 – hidraulinis akumuliatorius; 2 – skirstytuvas; 3 – hidraulinis siurblys / variklis; 4 – stabdžių pedalas; 5 – stabdžiai (Chicurel 1999)	15
3 pav. F1 bolido mechaninė KERS (Brockbank 2008)	18
4 pav. Galimos mechaninės KERS prijungimo vietos automobilio transmisijoje: A – KERS jungiama prie variklio; B – KERS jungiama tarp sankabos ir pavarų dėžės; C – KERS jungiama prie kardaninio veleno; D – KERS jungiama prie galinio pusašio; E – KERS jungiama prie priekinės ašies (Stone 2009)	19
5 pav. KERS klasifikacija	21
6 pav. Pneumatinė KERS: 1 – oro filtras; 2, 8, 9 – vožtuvai; 3 – karbiuratorius; 4 – oro srautas; 5 – įsiurbimo kolektorius; 6 – alkūninis velenas; 7 – išmetimo kolektorius; 10 – suslėgto oro rezervuaras; 11 – transmisija; 12 – akseleratoriaus pedalas; 13 – elektromagnetinė sankaba; 14 – pneumatinis variklis; 15 – apsauginis vožtuvas (Chang 1989)	22
7 pav. Hidraulinė KERS: 1 – variklis; 2, 3 – hidrauliniai siurbliai; 4 – vamzdynas; 5 – hidraulinis variklis; 6 – ratas; 7 – vožtuvų mazgas; 8 – rezervuaras; 9 – vožtuvas; 10 – apsauginis vožtuvas; 11 – hidraulinis akumuliatorius (Shore, Dix 2004)	23
8 pav. Elektrinė KERS: 1 – generatorius; 2 – pamatinės apkrovos baterija; 3, 7, 8, 9, 10, 11, 12 – jungikliai; 4 – akumuliatorių blokas; 5 – transporto priemonės elektros sistema; 6 – išorinis elektrinis prietaisas (Rosenstock 2007)	24
9 pav. Mechaninė KERS su smagračiu: 1 – variklis; 2, 3 – sankabos; 4 – transmisijos įėjimas; 5 – transporto priemonės inercija; 6 – transmisija; 7 – variatorius; 8, 9 – variatoriaus rotorinis įėjimas ir išėjimas; 10 – smagratis; 11 – KERS; 12 – bendras transmisijos perdavimo skaičius; 13, 14, 16 – krumplinės pavaros; 15 – planetinė pavara; 17 – CVT (Greenwood 2009)	26
10 pav. Mišri KERS: V – vožtuvas; 1, 2 – aukšto ir žemo slėgio oro rezervuarai; 3 – manometras; 4 – elektrinis šildytuvas; 5 – termometras; 6 – baterija; 7 – elektros variklis; 8 – elektros generatorius; 9 – smagratis; 10 – sankabos/pavarų dėžės mazgas; 11 – plėstuvas / kompresorius; 12 – aukšto slėgio oro įsiurbimo / išleidimo anga; 13 – žemo slėgio oro įsiurbimo / išleidimo anga; 14 – diferencialas; 15 – ratas; 16 – kontrolės sistema (Yeh 1978)	27
11 pav. Automobilio 3D schema	29

12 pav. Automobilio transmisijos su kinetinės energijos kaupimo sistema kinematinė schema: V – variklis; PD – pavarų dėžė; D – diferencialas; S – smagratis; 1 – ratas; 2 – sankaba; 3 – stabdžių diskas; 4 – hidraulinė mova; 5 – mygtukas	31
13 pav. Išjungtos sankabos kinematinė schema: V – variklis; 1 – smagratis; 2 – sankabos trienties diskas; 3 – sankabos prispaudimo diskas; M_1 – variklio sukimo momentas	32
14 pav. Įjungtos sankabos kinematinė schema: V – variklis; S – sankaba; $F_{prisp.}$ – sankabos prispaudimo jėga; M_1 – variklio sukimo momentas	32
15 pav. Elektros variklio ir sankabos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas	33
16 pav. Pavarų dėžės kinematinė schema, kai įjungta pirma pavara: S – sankaba; PD – pavarų dėžė; M_1 – sukimo momentas	34
17 pav. Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavara	36
18 pav. Pavarų dėžės kinematinė schema, kai įjungta antra pavara: S – sankaba; PD – pavarų dėžė; M_1 – sukimo momentas	37
19. pav. Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta antra pavara.....	38
20 pav. Pavarų dėžės kinematinė schema, kai įjungta trečia pavara: S – sankaba; PD – pavarų dėžė; M_1 – sukimo momentas	39
21 pav. Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta trečia pavara.....	39
22 pav. Pavarų dėžės kinematinė schema, kai įjungta ketvirta pavara: S – sankaba; PD – pavarų dėžė; M_1 – sukimo momentas	40
23 pav. Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta ketvirta pavara	41
24 pav. Pavarų dėžės kinematinė schema, kai įjungta penkta pavara: S – sankaba; PD – pavarų dėžė; M_1 – sukimo momentas	42
25 pav. Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavara.....	42
26 pav. Diferencialo kinematinė schema: D – diferencialas; 1 – stabdžių diskas.....	43
27 pav. Diferencialo krumpliaračių 15 ir 16 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavara	45
28 pav. Diferencialo krumpliaračių 18–21 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavara.....	45
29 pav. Galinių varančiųjų ratų kinematinė schema: 1 – stabdžių diskas; 2 – ratas	46

30 pav. Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavara	47
31 pav. KERS pjūvis: 1 – velenas; 2 – siurbliaratis; 3 – turbinratis; 4 – smagračio apsauginis korpusas; 5 – smagratis; 6 – smagratyje esantis hidraulinis cilindras; 7 – papildoma masė; 8 – smagračio frikcinis paviršius; 9 – hidraulinės sankabos hidraulinis cilindras; 10 – stūmoklis su frikciniu paviršiumi; 11 – hidraulinės sistemos vamzdeliai	49
32 pav. Smagračio pjūvis: 1 – smagračio apsauginis korpusas; 2 – smagratis; 3 – smagratyje esantis hidraulinis cilindras; 4 – papildoma masė; 5 – smagračio frikcinis paviršius; 6 – hidraulinės sankabos hidraulinis cilindras; 7 – stūmoklis su frikciniu paviršiumi; 8 – hidraulinės sistemos vamzdeliai.....	50
33 pav. KERS kinematinė schema: HM – hidraulinė mova; S – smagratis	51
34 pav. Hidraulinės movos modelis: r_S , r_T – siurbliaračio ir turbinračio spinduliai; ω_S , ω_T – siurbliaračio ir turbinračio kampiniai greičiai; M_S , M_T – siurbliaračio ir turbinračio sukimo momentai; Q – debitas (Yanakiev, Kanellakopoulos 1995).....	52
35 pav. KERS krumpliaračių 26 ir 27 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavara	54
36 pav. Hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavara	54
37 pav. Hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavara	54
38 pav. KERS hidraulinė schema: 1 – bakas; 2 – hidraulinis siurblys; 3 – apsauginis vožtuvas; 4, 5 – hidrauliniai skirstytuvai; 6 – smagračio hidrauliniai cilindrai; 7 – hidraulinės sankabos hidrauliniai cilindrai	58
39 pav. KERS hidraulinė schema su koncentruotais parametrais: 1 – bakas; 2 – hidraulinis siurblys; 3 – apsauginis vožtuvas; 4, 5 – hidrauliniai skirstytuvai; 6 – smagračio hidrauliniai cilindrai; 7 – hidraulinės sankabos hidrauliniai cilindrai	59
40 pav. Hidraulinių skirstytuvų pozicijos: 1 – hidraulinės sankabos hidraulinis skirstytuvas; 2 – smagračio hidraulinis skirstytuvas.....	66
41 pav. KERS hidraulinių cilindrų schema: 1 – hidraulinės sankabos hidrauliniai cilindrai; 2 – smagračio hidrauliniai cilindrai	67
B.1 pav. KERS krumpliaračių 26 ir 27 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta antra pavara	99
B.2 pav. Hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta antra pavara.....	99

B.3 pav. Diferencialo krumpliaračių 15 ir 16 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta antra pavara	99
B.4 pav. Diferencialo krumpliaračių 18–21 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta antra pavara	100
B.5 pav. Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta antra pavara	100
B.6 pav. KERS krumpliaračių 26 ir 27 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta trečia pavara.....	100
B.7 pav. Hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta trečia pavara.....	101
B.8 pav. Diferencialo krumpliaračių 15 ir 16 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta trečia pavara.....	101
B.9 pav. Diferencialo krumpliaračių 18–21 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta trečia pavara	101
B.10 pav. Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta trečia pavara.....	102
B.11 pav. KERS krumpliaračių 26 ir 27 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta ketvirta pavara	102
B.12 pav. Hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta ketvirta pavara	102
B.13 pav. Diferencialo krumpliaračių 15 ir 16 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta ketvirta pavara	103
B.14 pav. Diferencialo krumpliaračių 18–21 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta ketvirta pavara	103
B.15 pav. Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta ketvirta pavara	103
B.16 pav. KERS krumpliaračių 26 ir 27 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavara.....	102
B.17 pav. Hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavara.....	102
B.18 pav. Diferencialo krumpliaračių 15 ir 16 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavara.....	104
B.19 pav. Diferencialo krumpliaračių 18–21 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavara.....	105

B.20 pav. Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavara.....	105
---	-----

Išvadas

Šiandieniniame pasaulyje nuolat brangstant naftai ir didėjant oro užterštumui labai aktuali yra energijos taupymo problema. Energijos taupymas yra labai svarbus daugelyje sričių, tarp jų ir transporto sektoriuje. Didžiąją dalį pasaulyje išgaunamos naftos sunaudoja transporto priemonės – lėktuvai, laivai, traukiniai, automobiliai ir kt. Iš jų duagiausiai – lengvieji automobiliai. Tačiau naftos ištekliai pasaulyje nėra begaliniai ir prognozuojama, kad maždaug 2015 m. naftos gavyba pradės mažėti, nors jos paklausa ir toliau augs (American Flywheel Systems Trinity Power Corporation). Jei būtų įmanoma sutaupyti bent dalį kelių transporto priemonių sunaudojamų degalų, tai leistų sumažinti naftos sunaudojimą, sumažintų oro taršą ir taupyti pinigus. Šiuo metu jau yra kuriami elektromobiliai, tačiau juose naudojamos baterijos dar nėra pakankamai efektyvios ir yra labai brangios, todėl šie automobiliai nėra populiarūs.

Kitas degalų taupymo būdas – hibridiniai automobiliai. Hibridinis automobilis – tai toks automobilis, kuris naudoja vidaus degimo variklį ir integruotą pakartotinai įkraunamą energijos saugojimo sistemą, kurioje yra kaupiama stabdymo metu atsirandanti kinetinė energija, kuri vėliau panaudojama automobiliui įsibėgėjant. Tokiu būdu yra taupomi degalai. Sistema, kuri kaupia stabdymo metu atsirandančią energiją, vadinama kinetinės energijos kaupimo sistema (*Kinetic Energy Recovery System* (KERS)). Yra keletas KERS tipų, kurios stabdymo metu gali kaupti suslėgtą orą, suslėgtą hidraulinį skystį, elektros energiją, mechaninę energiją besisukančiame smagratyje arba naudoti kelis energijos kaupimo būdus. Šiuo metu populiariausi – elektriniai hibridiniai automobiliai. Tačiau pagrindiniai jų trūkumai yra mažas efektyvumas dėl stabdymo metu atsirandančios mechaninės energijos pavertimo į elektros energiją, elektros energijos į baterijų cheminę energiją ir atgal, ir didelė kaina. Pati efektyviausia iš anksčiau išvardytų KERS yra mechaninė KERS su smagračiu. Tokia sistema yra dvigubai efektyvesnė už elektrinę, nes kaupia mechaninę energiją, dėl to gerokai sumažėja energijos nuostoliai. Kiti mechaninės KERS privalumai lyginant su elektrine – dvigubai mažesnis svoris, dvigubai mažesnis užimamas tūris ir 4 kartus mažesnė sistemos kaina (Brockbank 2008). Tačiau vienintelis automobilis, kuriame buvo naudojama mechaninė KERS, – tai 2009 m. sezono „Formulės 1“ bolidas. Taip yra todėl, kad šiuo metu ši sistema vis dar yra tobulinama ir bandoma. Pirmąjį automobilį su mechanine KERS planuojama pristatyti 2011–2013 m.

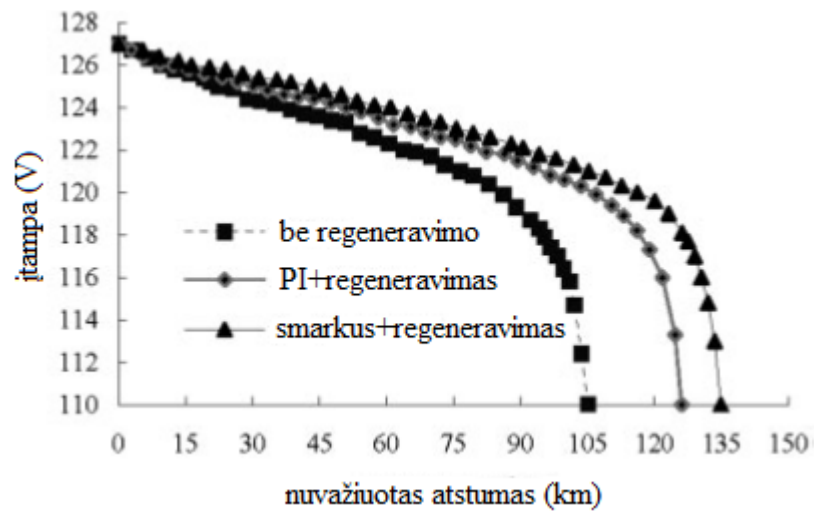
Baigiamajame magistro darbe sukūriau naują KERS ir jai valdyti skirtą hidraulinę sistemą. Atlikau automobilio transmisijos su šia sistema kompiuterinį modeliavimą.

1. Mokslinių darbų ir patentų analizė energijos akumuliacijos srityje

1.1. Mokslinių darbų analizė

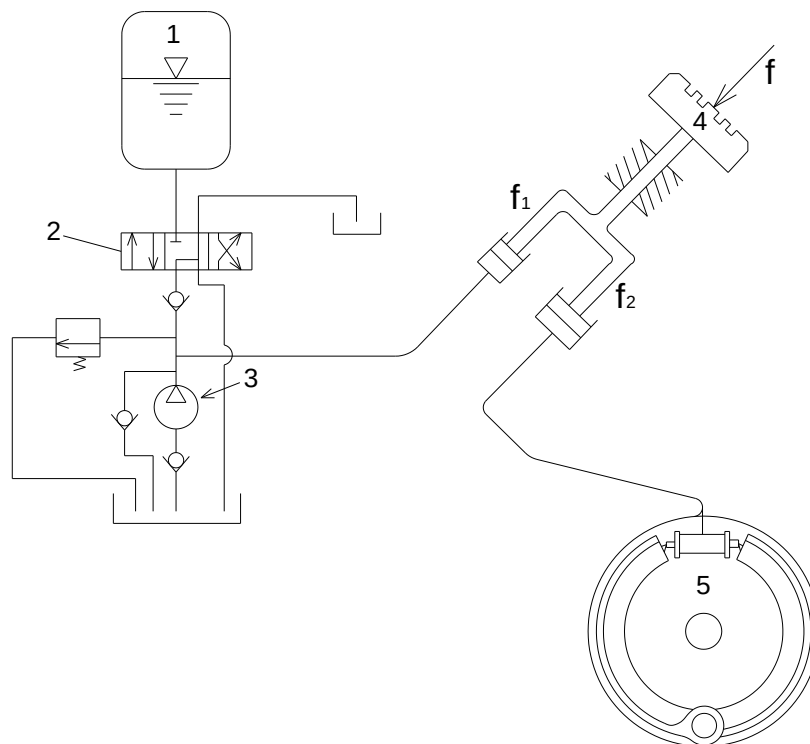
Hibridiniai automobiliai ir juose naudojamos įvairios energijos kaupimo sistemos yra labai perspektyvios, siekiant taupyti energiją ir mažinti užterštumą, dėl to šioje srityje yra atlikta daug įvairių tyrimų. Šiuo metu gaminamuose populiariausiuose hibridiniuose automobiliuose naudojamos elektrinės KERS, kurios stabdymo metu baterijose kaupia elektros energiją. Nors dėl atsirandančių energijos nuostolių tokių sistemų efektyvumas yra mažas, tačiau jos taip pat padeda taupyti energiją.

Tiriant elektromobilio „XJTUEV_II“ elektrinės KERS valdymą ir dinamiką, buvo atliktas nominalus ir sutrikdytas bandymas. Atliekant nominalų bandymą, pagrindinio energijos šaltinio įtampa buvo 120 V, o transmisijos perdavimo skaičius $K_g = 1$, esant įjungtai ketvirtai pavarai. Sutrikdyto bandymo metu pagrindinio energijos šaltinio įtampa buvo lygi 128 V, o transmisijos perdavimo skaičius $K_g = 4,45$, esant įjungtai pirmai pavarai. Abu šie bandymai buvo atlikti panaudojant proporcingo integravimo (proportional-integration) ir smarkaus hibridinio (robust hybrid) valdymo būdus. Palyginus atliktų eksperimentų metu gautus rezultatus buvo nustatyta, kad daugiausiai kinetinės energijos buvo atkurama panaudojant smarkų hibridinį valdymo būdą, esant sutrikdyto bandymo sąlygoms. Siekiant patvirtinti regeneracinio stabdymo efektyvumą, tuo pačiu elektromobiliu buvo atlikti dar 3 bandymai. Buvo važiuojama įprastu miesto keliu nenaudojant KERS bei naudojant KERS ir anksčiau paminėtus du valdymo būdus. Kiekvienu atveju buvo matuojamas nuvažiuotas atstumas. Visais trimis atvejais automobilio nuvažiuoti atstumai pavaizduoti 1 pav. Automobilio su regeneraciniu stabdymu panaudojant proporcingo integravimo valdymą nuvažiuotas atstumas buvo 126 km. Tačiau panaudojus smarkų hibridinį valdymo būdą automobilio su KERS nuvažiuotas atstumas padidėjo iki 135 km, o tai yra beveik 7 % daugiau negu naudojant proporcingo integravimo valdymą. Reiktų pažymėti, kad važiuojant be KERS, automobilio nuvažiuotas atstumas buvo tik 105 km. Taigi, panaudojant regeneracinį stabdymą, elektromobilio nuvažiuotas atstumas gali padidėti mažiausiai 20 % (Ye *et al.* 2008).



1 pav. Nuvažiuoto astumo bandymo rezultatai (Ye *et al.* 2008)

Kitokį būdą stabdymo metu atsirandančiai kinetinei energijai kaupti pasiūlė R. Chicurel (žr. 2 pav.).



2 pav. Regeneracinio stabdymo sistemos schema:

1 – hidraulinis akumuliatorius; 2 – skirstytuvas; 3 – hidraulinis siurblys / variklis; 4 – stabdžių pedalas; 5 – stabdžiai (Chicurel 1999)

Šioje sistemoje trijų pozicijų hidraulinis skirstytuvas 2 nustato hidraulinio siurblio / variklio 3, kuris yra tiesiogiai prijungtas prie transporto priemonės transmisijos, darbo režimą. Jėgai f , veikiančiai stabdžių pedalą 4, priešinasi jėga f_1 , atsirandanti dėl slėgio, esančio hidraulinio siurblio / variklio 3 ištekėjimo pusėje, ir jėga f_2 , atsirandanti dėl slėgio, esančio stabdžių sistemoje. Stabdžių pedalo 4 mechanizmas yra sukurtas taip, kad jėgų f_1 ir f_2 vertės visada sukuria tokią pačią transporto priemonės stabdymo jėgą. Bendra stabdymo jėga transporto priemonėje apskaičiuojama taip (Chicurel 1999):

$$F = K \cdot f = K \cdot (f_1 + f_2), \quad (1.1)$$

čia: K – konstanta.

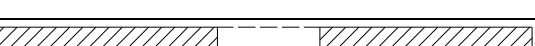
Sistema veikia taip: jei $f < f_1$, tuomet hidraulinis skirstytuvas 2 yra neutralioje padėtyje, o visa jėga, veikianti stabdžių pedalą 4, yra perduodama į stabdžius 5, tuomet $f_2 = f$; jei $f \geq f_1$, tuomet hidraulinis skirstytuvas 2 yra perstumiamas į dešinę pusę, tokiu būdu įjungdamas regeneracinio stabdymo sistemą, o jėgos f_2 vertė tampa lygi $f - f_1$. Hidrauliniam akumuliatoriui 1 sukauptas skystis vėliau yra panaudojamas hidrauliniam varikliui 3 sukurti, kurio energija yra naudojama transporto priemonei įsibėgėti. Atlikus skaičiavimus buvo nustatyta, kad regeneracinio stabdymo sistema galėtų panaudoti apie 45 % visos stabdymo metu atsirandančios kinetinės energijos (Chicurel 1999).

Kadangi pati naujausia ir efektyviausia KERS yra mechaninė su smagračiu, todėl daugiausia ir domėjaisi tokios sistemos tyrimais. Smagračiai energijai kaupti gali būti naudojami ne tik hibridinėse transporto priemonėse, bet taip pat ir Žemės palydovuose bei Tarptautinėje kosminėje stotyje, kaip energijos šaltiniai, esant įtampos kritimams tinkle, lėktuvnešių lėktuvų paleidimo katapultose ir kitur. Smagračio privalumai energijai kaupti, palyginti su kitomis energijos kaupimo sistemomis, yra šie:

- didelė specifinė energija;
- didelis įkrovimo ir iškrovimo ciklų skaičius;
- didelė specifinė galia;
- didelis efektyvumas.

Smagračio specifinė energija labai priklauso nuo smagračio formos. 1 lentelėje pavaizduota smagračio formos įtaka specifinės energijos dydžiui.

1 lentelė. Specifinės energijos priklausomybė nuo smagračio formos (Liu, Jiang 2007)

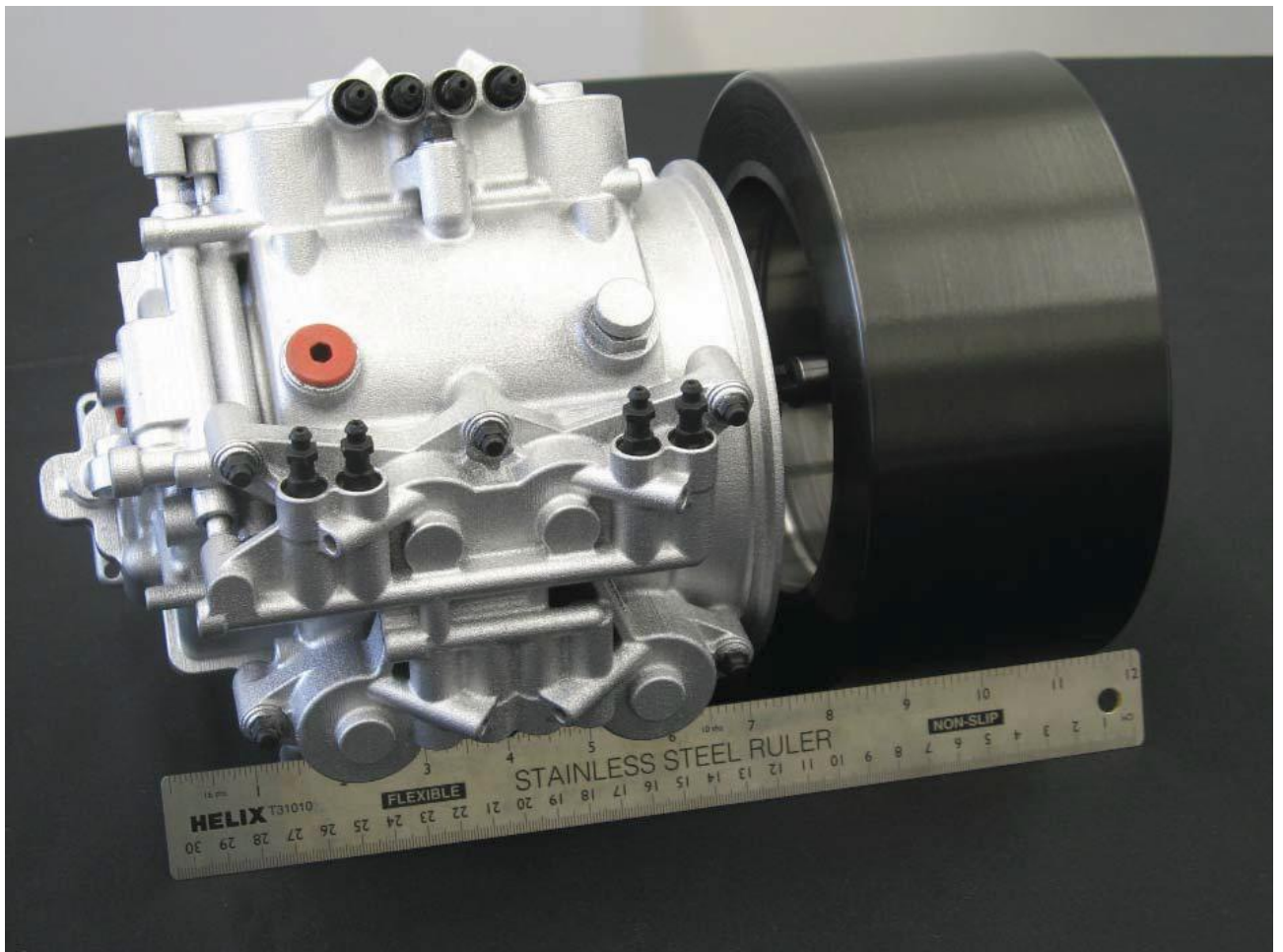
Smagračio forma	Smagračio pjūvis	Specifinė energija E_{sp}
Tuščiaviduris ratlankis		didžiausia ↓ mažiausia
Pilnaviduris ratlankis		
Plokščias nepradurtas diskas		
Plokščias pradurtas diskas		

Kaip matyti iš 1 lentelėje pavaizduotų smagračių pjūvių, didžiausią specifinę energiją smagratis turi tada, kai yra tuščiaaviduris, o visa jo masė yra sukoncentrota kaip galima toliau nuo centro, o mažiausią specifinę energiją turi, kai yra pilnaviduris ir jo masė pasiskirsčiusi tolygiai per visą smagračio skersmenį (Liu, Jiang 2007).

Pirmą kartą mechaninė KERS su smagračiu buvo panaudota „Formulės 1“ boliduose 2009 m. sezono. Su šia sistema „Formulės 1“ bolidas apvažiavęs vieną ratą smagratyje galėjo sukaupti 60 kW (400 kJ) energijos. Ši sukaupta papildoma energija galėjo būti panaudota bolidui papildomai įsibėgėti, o jos panaudojimo laikas iki visiško KERS iškrovimo siekė 6,67 s. Tokiu būdu „Formulės 1“ bolidas trumpam galėjo įgyti pranašumą prieš varžovus (Brockbank 2008). „Formulės 1“ bolido naudotos KERS veikimo principas yra toks: bolidui stabdant, yra sukamas ant galinės ašies esantis elektros variklis, kuris veikia kaip elektros generatorius, o jame pagaminta elektros energija yra panaudojama smagračiui įsukti; besisukančiame smagratyje sukaupia energija vėliau yra panaudojama atvirkštiniame procese, t. y. smagratis veikia kaip elektros generatorius, jame pagaminta elektros energija yra tiekama į elektros variklį, kuris suka ratus ir tokiu būdu smagratyje stabdymo metu sukaupia energija yra pakartotinai panaudojama bolidui įsibėgėti (Cibulka 2009). „Formulės 1“ bolido naudotą KERS sudaro smagratis ir tolydžiai kintanti transmisija (*Continuously Variable Transmission* (CVT), šios sistemos masė – 20 kg (žr. 3 pav.).

Viena iš priežasčių, kodėl ši sistema buvo panaudota „Formulės 1“ boliduose, yra noras šią technologiją pritaikyti lengvuosiuose automobiliuose ir pakeisti dabartines elektrines hibridines sistemas. Mechaninė KERS, lyginant su elektrine KERS, turi tokius privalumus:

- didesnis efektyvumas;
- užima mažiau vietos automobilyje;
- pigesnė;
- ilgesnis sistemos naudojimo laikas.



3 pav. F1 bolido mechaninė KERS (Brockbank 2008)

Ch. Brockbank teigia, kad mechaninė KERS su smagračiu 2 kartus mažiau svertų, užimtų 2 kartus mažiau vietos ir būtų 4 kartus pigesnė už šiuolaikines elektrines KERS. Bendras mechaninės KERS efektyvumas siektų net 70 %, o tuo tarpu elektrinės hibridinės sistemos efektyvumas siekia tik 34 %. Taip yra dėl to, kad verčiant mechaninę energiją į elektros energiją, elektros energiją į cheminę baterijų energiją ir po to vėl atgal, atsiranda dideli energijos nuostoliai. Automobilyje įdiegus mechaninę KERS su smagračiu, būtų galima sumažinti automobilio vidaus degimo variklį, dėl to sumažėtų degalų sąnaudos ir išmetamųjų dujų kiekis bei oro tarša (Brockbank 2008).

Atlikus mechaninės KERS kompiuterinį modeliavimą buvo nustatyta, kad geriausi tokios sistemos rezultatai pasiekiami sistemoje naudojant ir CVT:

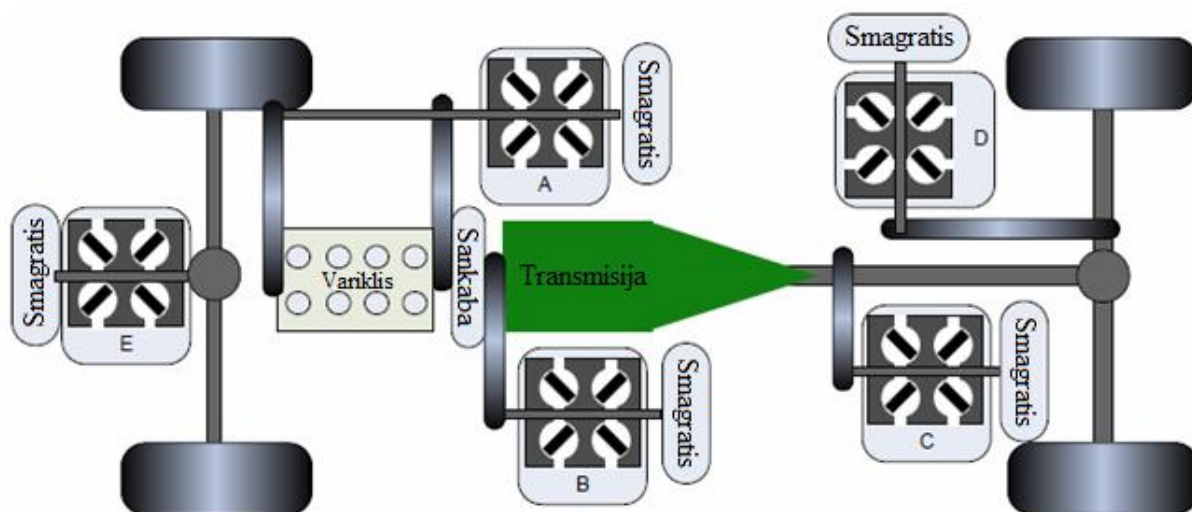
- sutaupoma daugiau degalų;
- sumažėja CO₂ emisijos;
- sumažėja energijos nuostoliai (Diego-Ayala *et al.* 2008).

Saugiausia medžiaga mechaninės KERS smagračių gamybai yra anglies pluoštas, nes sprogimo atveju iš anglies pluošto pagamintas smagratis subyrėtų į smulkias daleles, kurios negalėtų sugadinti kitų automobilio detalių ar sužaloti žmonių. Taip pat yra nustatyta, kad geriausia forma smagračiui automobilyje yra nedidelio skersmens ilgas cilindras, nes toks smagratis užima mažiausiai vietos. Yra paskaičiuota, kad smagračiui sukantis 32 250 aps./min greičiu, energijos nuostoliai dėl oro trinties sudaro tik 120 W, dėl to praeitų 3,7 h, kol smagratis prarastų visą kinetinę energiją ir nustotų suktis (Pullen, Shah 2006).

Atlikti įvairūs sistemos saugumo testai, imituojantys avarijas bei įvairių sistemos komponentų gedimus parodė, kad sistema yra saugi naudoti. Iš atliktų KERS dinaminių bandymų nustatyta, kad sistemos reakcijos laikas yra 50 ms, o efektyvumas – 70 %. Kuro ekonomijos modeliavimui pasirinkus US-FTP75 važiavimo ciklą, gauti eksperimentiniai rezultatai parodė, kad automobilis su mechanine KERS sutaupo apie 30 % degalų (Cross, Brockbank 2009).

Mechaninę KERS su smagračiu automobilyje galima jungti skirtingose transmisijos vietose:

- 1) prie variklio (A);
- 2) tarp sankabos ir pavarų dėžės (B);
- 3) prie kardaninio veleno (C);
- 4) prie galinio pusašio (D);
- 5) prie priekinės ašies (E) (žr. 4 pav.).



4 pav. Galimos mechaninės KERS prijungimo vietos automobilio transmisijoje:

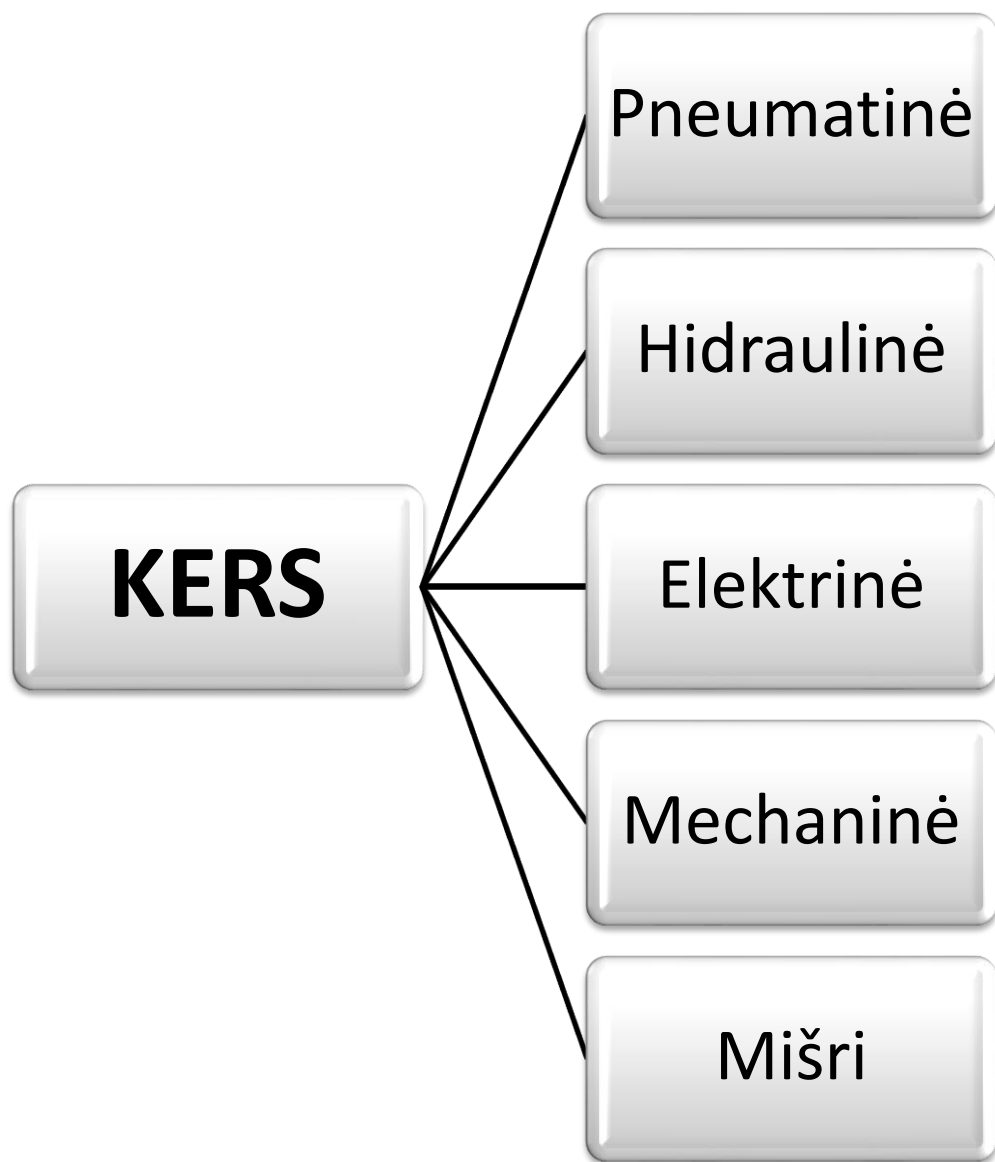
A – KERS jungiama prie variklio; B – KERS jungiama tarp sankabos ir pavarų dėžės; C – KERS jungiama prie kardaninio veleno; D – KERS jungiama prie galinio pusašio; E – KERS jungiama prie priekinės ašies (Stone 2009)

Pati sistema taip pat gali būti įvairių konfigūracijų, pvz., turėti skirtingą skaičių sankabų, skirtingą sistemos komponentų išdėstymą ir pan. Atlikus visų galimų KERS išdėstymo variantų modeliavimą nustatyta, kad efektyviausia KERS jungti prie kardaninio veleno, o didžiausia degalų ekonomija pasiekama tuomet, kai smagratyje sukauptos energijos panaudojimo metu variklis yra išjungiamas (Stone 2009).

Viename tyrime buvo palygintas kompaktiškų (C klasės) automobilių su didelio efektyvumo dyzeliniu ir vandeniliniu varikliais bei su mechanine KERS su smagračiu kuro ekonomija. Atlikus skaičiavimus buvo nustatyta, kad automobilis su 1,2 l darbinio tūrio varikliu su tiesioginiu įpurškimu ir turbina bei mechanine KERS sunaudoja 25 g/km (apytiksliai 3,16 l/100 km) degalų ir išskiria 79,2 g/km CO₂ bei sunaudoja 1,09 MJ/km degalų energijos. Šios gautos CO₂ išmetimo ir degalų sunaudojimo vertės yra daugiau nei 10 % geresnės negu geriausių šiuolaikinių hibridinių elektrinių transporto priemonių. Tuo tarpu automobilis su 1,6 l darbinio tūrio vandeniliniu varikliu sunaudoja tik 8,3 g/km degalų, o tai atitinka 0,99 MJ/km kuro energijos. Tačiau kadangi automobiliai su vandenilniais varikliais dar nėra masiškai gaminami ir nėra išplėtoti vandenilinių degalų infrastruktūra, galima teigti, kad automobilis su nedidelio darbinio tūrio didelio efektyvumo dyzeliniu varikliu su turbina ir mechanine KERS su smagračiu šiuo metu yra geriausias variantas, norint sumažinti degalų sunaudojimą ir šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisijas (Boretti 2010).

1.2. Patentų analizė

Baigiamajame magistro darbe sukūriau naują kinetinės energijos kaupimo sistemą, skirtą automobiliui. Prieš kurdamas naują KERS, apžvelgiau šioje srityje sukurtus išradimus. Atlikęs patentų analizę nustaciau, kad stabdymo metu atsirandanti kinetinė energija gali būti kaupiama įvairiais būdais. Jų klasifikaciją pateikiu toliau esančioje schemoje (žr. 5 pav.).

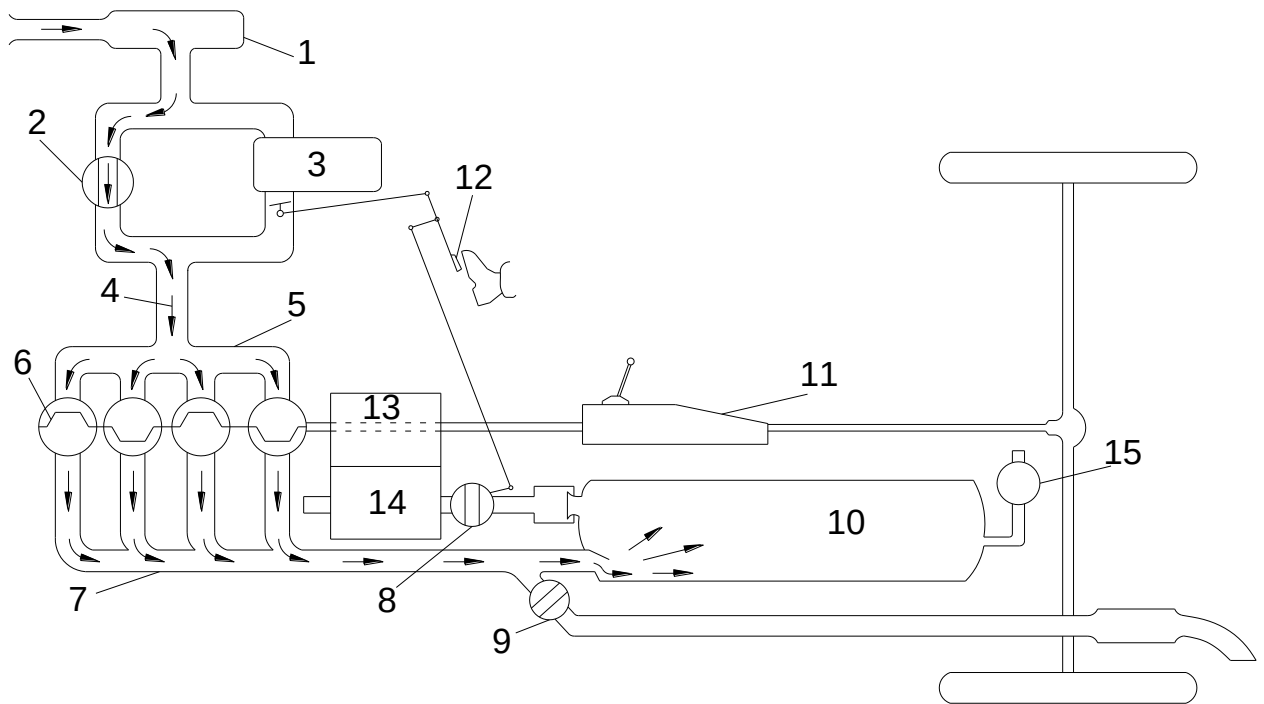


5 pav. KERS klasifikacija

Toliau atskirai aprašau kiekvieną iš 5 pav. išvardintų KERS rūšių, pateikiu konkrečių išradimų pavyzdžius ir aprašiau jų veikimo principus.

1.2.1. Pneumatinė KERS

Pneumatinė KERS – tai tokia KERS, kuri transporto priemonės stabdymo metu rezervuare kaupia suslėgtą orą. Vieną iš būdų automobilio stabdymo metu suslėgtam orui kaupti savo išradime pateikė J. C. K. Chang (žr. 6 pav.).



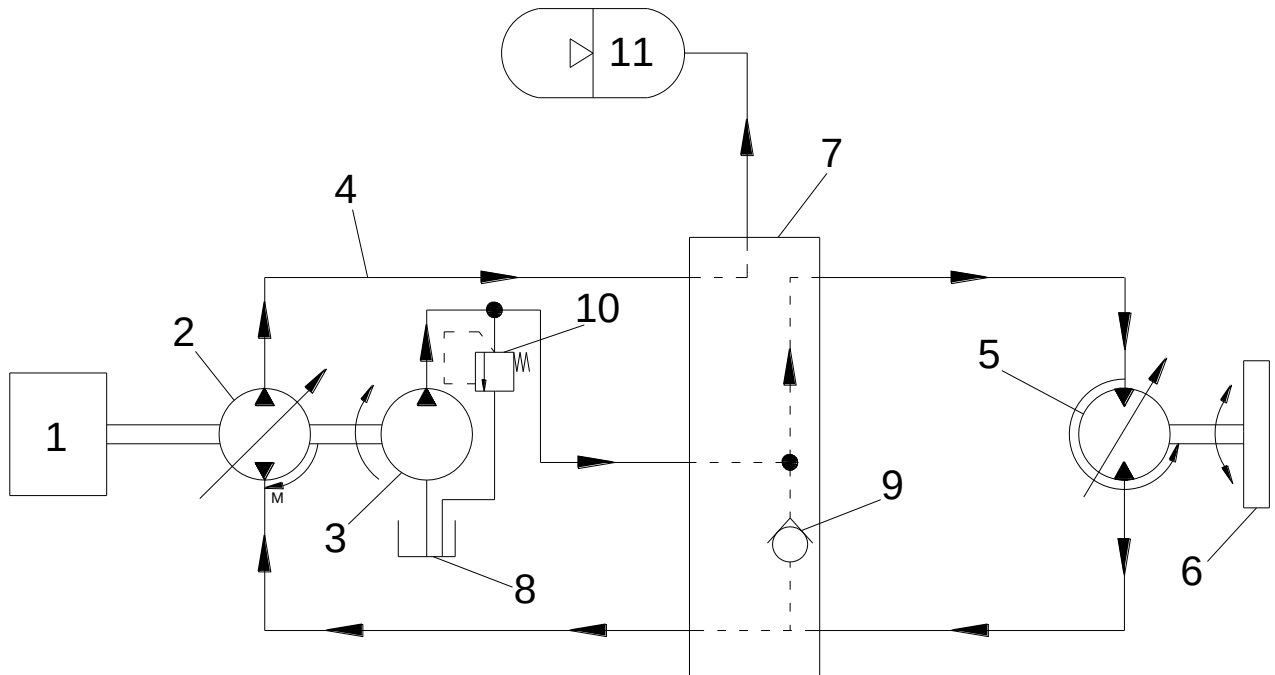
6 pav. Pneumatinė KERS:

1 – oro filtras; 2, 8, 9 – vožtuvai; 3 – karbiuratorius; 4 – oro srautas; 5 – įsiurbimo kolektorius; 6 – alkūninis velenas; 7 – išmetimo kolektorius; 10 – suslėgto oro rezervuaras; 11 – transmisija; 12 – akseleratoriaus pedalas; 13 – elektromagnetinė sankaba; 14 – pneumatinis variklis; 15 – apsauginis vožtuvas (Chang 1989)

Kai automobilis pradeda stabdyti, atidaromas karbiuratoriuje 3 esantis vožtuvas 2 ir uždaromas išmetimo sistemoje esantis vožtuvas 9. Tokiu būdu yra įsiurbiamas oras 4, o vidaus degimo variklis jį suslegia ir suslėgtas oras toliau yra tiekiamas į automobilyje esantį rezervuarą 10. Kai rezervuare 10 yra sukaupiama pakankamai suslėgto oro, atsidaro oro išleidimo vožtuvas ir tuomet suslėgtas oras pasiekia akseleratoriaus pedalu 12 valdomą vožtuvą 8. Automobiliui įsibėgėjant, prie transmisijos 11 per elektromagnetinę sankabą 13 yra prijungiamas pneumatinis variklis 14, taip pat atidaromas vožtuvas 8 ir iš rezervuaro 10 į pneumatinį variklį 14 yra tiekiamas suslėgtas oras. Tokiu būdu yra pridedama papildomos galios automobiliui įsibėgėti, panaudojama sukaupta kinetinė energija ir taupomas kuras (Chang 1989).

1.2.2. Hidraulinė KERS

Hidraulinė KERS – tai tokia KERS, kuri transporto priemonės stabdymo metu rezervuare arba hidrauliniam akumuliatoriui kaupia suslėgtą skystį. D. B. Shore ir P. J. Dix pasiūlė hidraulinės KERS išradimą transporto priemonei su hidrostatinės pavaros sistema (žr. 7 pav.).



7 pav. Hidraulinė KERS:

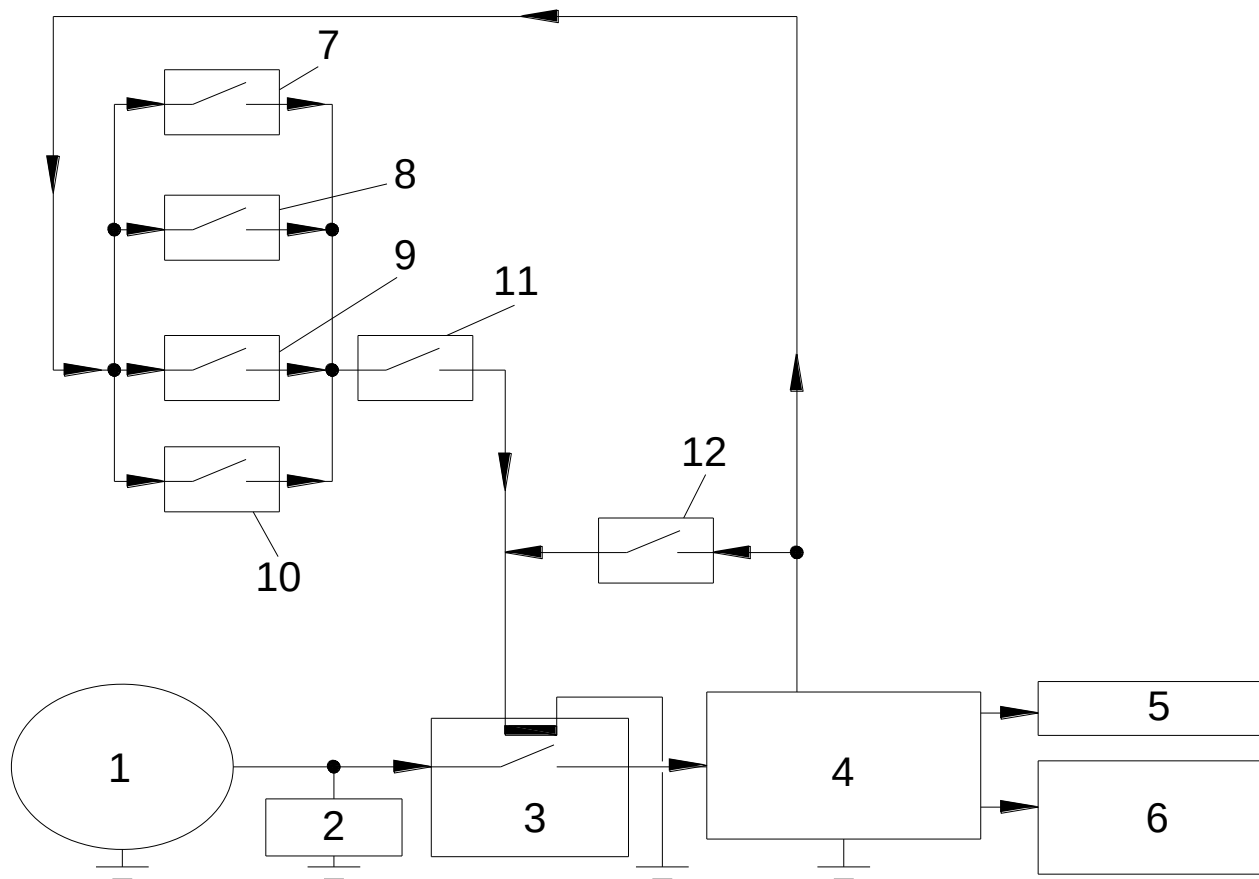
1 – variklis; 2, 3 – hidrauliniai siurbliai; 4 – vamzdynas; 5 – hidraulinis variklis; 6 – ratas; 7 – vožtuvų mazgas; 8 – rezervuaras; 9 – vožtuvas; 10 – apsauginis vožtuvas; 11 – hidraulinis akumuliatorius (Shore, Dix 2004)

Transporto priemonės stabdymo metu hidrauliniam akumuliatoriui 11 yra kaupiamas suslėgtas skystis. Stabdymo metu slėgis hidraulinio siurblio 2 įėjimo pusėje yra didesnis už slėgį, esantį hidraulinio siurblio 2 išėjimo pusėje. Dėl to hidraulinio siurblio 2 išėjimo pusė yra prijungiama prie hidraulinio akumulatoriaus 11. Tuomet, lėtėjant transporto priemonei, hidraulinis skystis išteka iš hidraulinės sistemos 4 ir teka į hidraulinį akumuliatorių 11 taip jį kraudamas. Tuo pačiu metu hidraulinio variklio 5 įėjimas per hidraulinį siurblį 3 ir vožtuvų mazgą 7 yra prijungiamas prie rezervuaro 8, tokiu būdu hidrostatinės pavaros sistema yra aprūpinama hidraulinio skysčiu, kuris krauna hidraulinį akumuliatorių 11. Šios sistemos konfigūracijos efektas yra toks, kad transporto priemonei stabdant, jos inercija pripumpuoja hidraulinį akumuliatorių 11,

taip išsaugant energiją suslėgto hidraulinio skysčio pavidalu. Kitu atveju stabdymo metu atsirandanti energija išsisklaidytų variklyje šilumos pavidalu (Shore, Dix 2004).

1.2.3. Elektrinė KERS

Elektrinė KERS – tai tokia KERS, kuri transporto priemonės stabdymo metu gamina elektros energiją ir ją kaupia baterijose. Tokia KERS šiuo metu yra pati populiariausia, naudojama šiuolaikiniuose hibridiniuose automobiliuose. Šią sistemą sudaro elektros variklis/generatorius ir baterijos elektros energijai kaupti. Vieną iš daugelio elektrinių KERS išradimų pasiūlė S. G. Rosenstock (žr. 8 pav.).



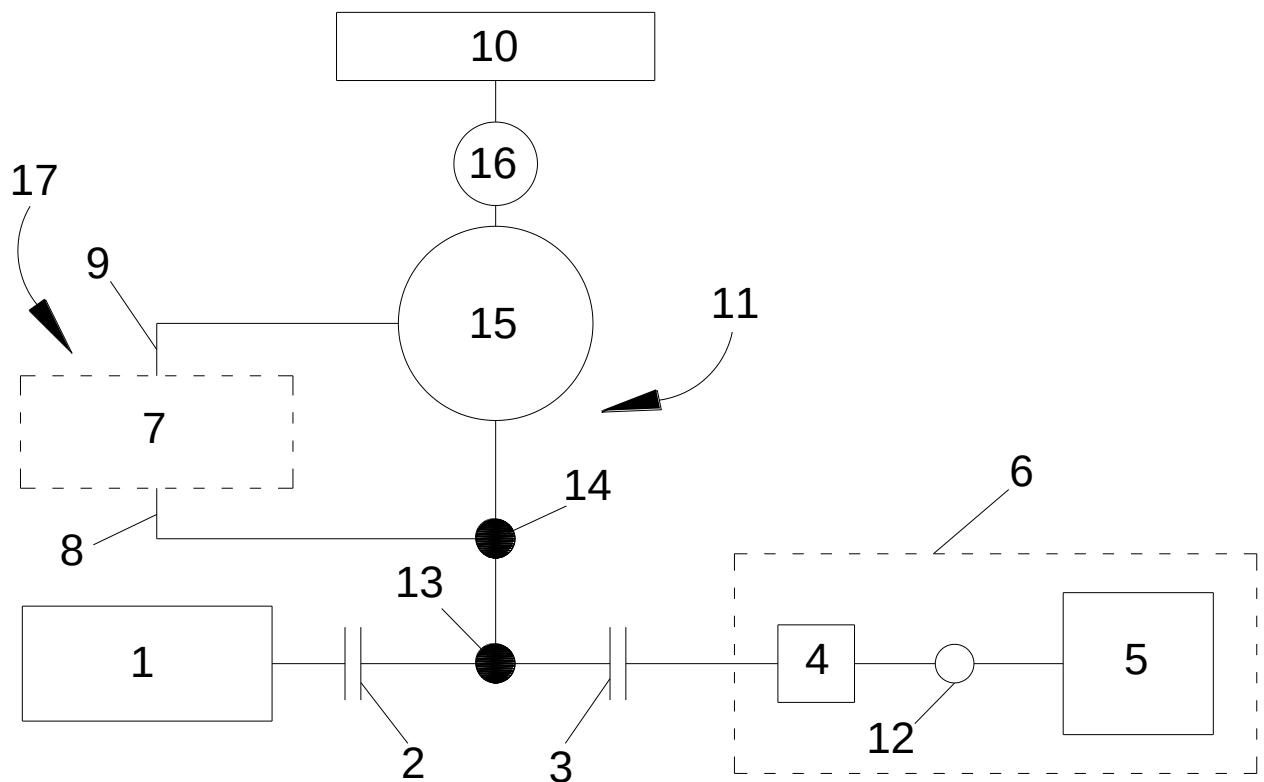
8 pav. Elektrinė KERS:

1 – generatorius; 2 – pamatinės apkrovos baterija; 3, 7, 8, 9, 10, 11, 12 – jungikliai; 4 – akumuliatorių blokas; 5 – transporto priemonės elektros sistema; 6 – išorinis elektrinis prietaisas (Rosenstock 2007)

Jo sukurtame išradime transporto priemonėje naudojamas elektros generatorius 1, prijungtas prie transporto priemonės variklio arba rato, kuris transporto priemonės stabdymo metu automobilio judėjimo kinetinę energiją paverčia į elektros energiją ir ją sukaupia baterijose. Sistemai įjungti ir išjungti nėra naudojamas joks kompiuterinis valdymas, o tik paprasti elektriniai ir mechaniniai jungikliai, kurie įsijungia ir išsijungia, priklausomai nuo transporto priemonės veikimo sąlygų. 8 pav. pavaizduotoje schemoje jungikliai 7-10 yra sujungti lygiagrečiai ir kiekvienas iš jų įsijungia esant skirtingoms sąlygoms, kurios parodo ar transporto priemonė stabdo ar ne. Jungiklis 7 yra įjungiamas elektros srovės, kuri teka į transporto priemonės stabdžių žibintus, jungiklis 8 įsijungia, padidėjus vakuumui variklyje, jungiklis 9 įsijungia padidėjus slėgiui stabdžių sistemoje, jungiklis 10 yra sujungtas su akcelerometru ir įsijungia, kai transporto priemonė yra stabdoma. Įsijungus vienam iš jungiklių 7-10, įsijungia ir jungiklis 11, kuris yra sujungtas su optiniu jutikliu, kuris nustato transporto priemonės ratų sukimosi greitį. Jungiklis 12 yra sujungtas su įkrovimo jutikliu, kuris stebi akumuliatorių bloko 4 įkrovimo lygį ir įsijungia tada, kai akumuliatorių bloko 4 įkrovimo lygis pasiekia arba nukrenta žemiau iš anksto nustatyto lygio. Prie akumuliatorių bloko 4 gali būti prijungtas išorinis elektrinis prietaisas 6. Pavyzdžiui, išorinis prietaisas 6 galėtų būti keitiklis, kuris nuolatinę elektros srovę pakeistų į kintamą elektros srovę ir tokiu būdu elektros energiją galima būtų parduoti į tinklą (Rosenstock 2007).

1.2.4. Mechaninė KERS

Mechaninė KERS – tai tokia KERS, kuri stabdymo metu automobilio judėjimo kinetinę energiją panaudoja smagračiui sukti. Tai yra pati naujausia ir efektyviausia iš visų anksčiau paminėtų KERS. Šiuo metu ji vis dar yra tobulinama ir artimiausiais metais planuojama pristatyti pirmąjį hibridinį automobilį su mechanine KERS. Žemiau pateiktame paveikslėlyje pavaizduota Ch. J. Greenwood sukurtos mechaninės KERS su smagračiu išradimo schema (žr. 9 pav.).



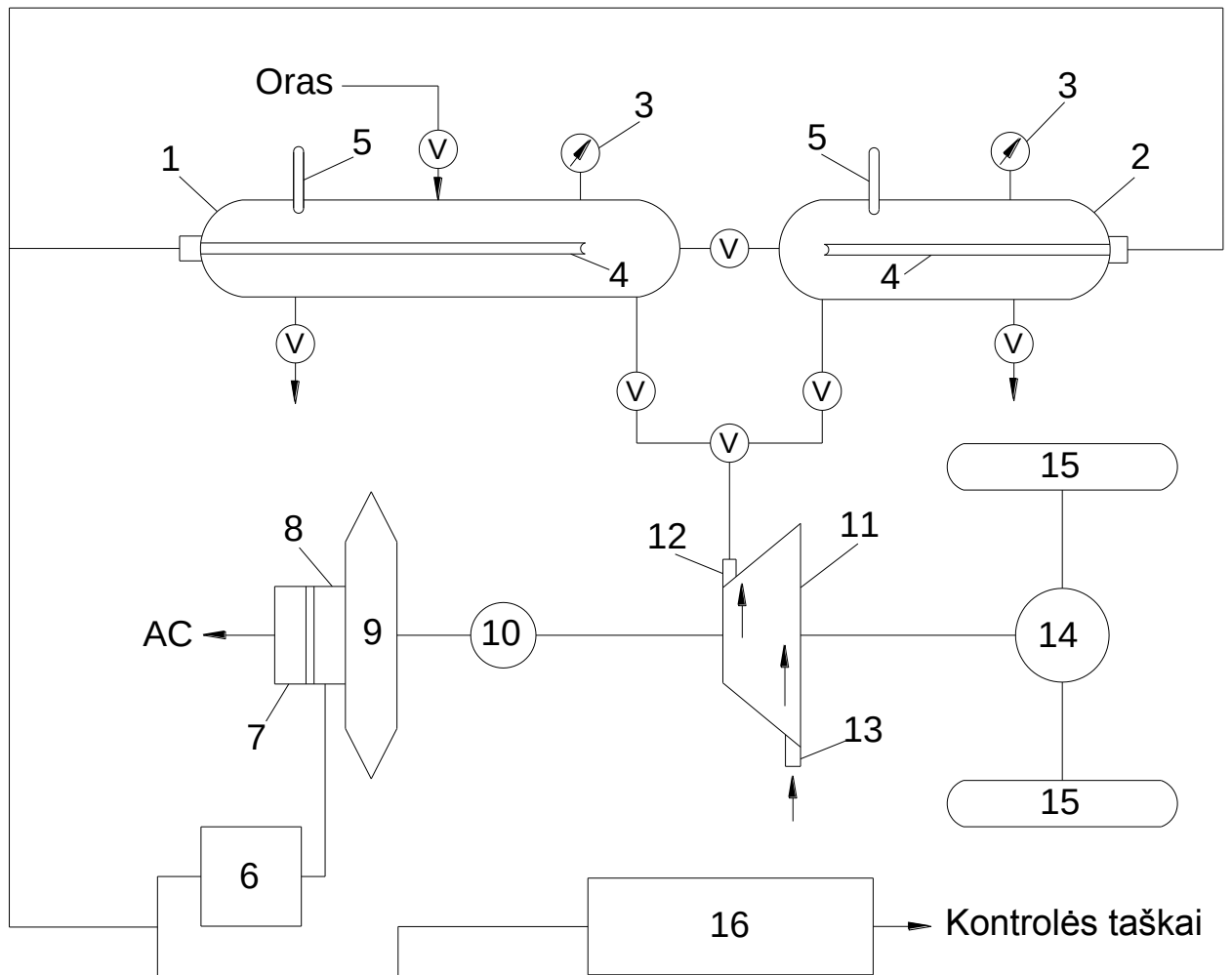
9 pav. Mechaninė KERS su smagračiu:

1 – variklis; 2, 3 – sankabos; 4 – transmisijos įėjimas; 5 – transporto priemonės inercija; 6 – transmisija; 7 – variatorius; 8, 9 – variatoriaus rotorinis įėjimas ir išėjimas; 10 – smagratys; 11 – KERS; 12 – bendras transmisijos perdavimo skaičius; 13, 14, 16 – krumplinės pavaros; 15 – planetinė pavara; 17 – CVT (Greenwood 2009)

KERS 11 sudaro smagratys 10, kuriame kaupiama kinatinė energija, ir CVT 17, kurią sudaro variatorius 7, planetinė pavara 15 ir cilindrinų krumpliaračių pavara 14. Variatorių 7 sudaro rotorinis įėjimas 8 ir rotorinis išėjimas 9. Variatorius 7 tolydžiai keičia KERS 11 perdavimo skaičių. KERS 11 prijungiama prie transmisijos 6 per krumplinę pavarą 13. Transmisija 6 per krumplinę pavarą 13 ir CVT 17 smagratį 10 įsuka iki 12 000-24 000 aps./min. Smagratyje 10 sukaupta kinetinė energija yra panaudojama automobilio transmisijai 6 sukuti. Sankabos 2 ir 3 yra naudojamos varikliui 1 ir KERS 11 prijungti ir atjungti nuo transmisijos 6. Sankaba 2, esanti tarp variklio 1 ir KERS 11, atjungia variklį 1 nuo transmisijos 6, kai jo galia yra nereikalinga, pavyzdžiui, kai transporto priemonė stabdo arba kai reikiama galia yra tiekama iš KERS 11. Sankaba 3, esanti tarp KERS 11 ir transmisijos 6, atjungia transmisiją 6 nuo variklio 1 ir nuo KERS 11 (Greenwood 2009).

1.2.5. Mišri KERS

Mišrioje KERS vienu metu yra naudojamos daugiau nei vienas skirtingas būdas kinetinei energijai kaupti. G. C. Yeh pasiūlytame išradime yra kaupiamas suslėgtas oras ir sukamas smagratis (žr. 10 pav.).



10 pav. Mišri KERS:

V – vožtuvas; 1, 2 – aukšto ir žemo slėgio oro rezervuarai; 3 – manometras; 4 – elektrinis šildytuvas; 5 – termometras; 6 – baterija; 7 – elektros variklis; 8 – elektros generatorius; 9 – smagratis; 10 – sankabos/pavarų dėžės mazgas; 11 – plėstuvas / kompresorius; 12 – aukšto slėgio oro įsiurbimo / išleidimo anga; 13 – žemo slėgio oro įsiurbimo / išleidimo anga; 14 – diferencialas; 15 – ratas; 16 – kontrolės sistema (Yeh 1978)

Šioje KERS smagratis 9 naudojamas kaip antraeilė energijos kaupimo sistema. Iš aukšto slėgio rezervuaro 1 suslėgtas oras pro aukšto slėgio oro įleidimo angą 12 yra tiekiamas į

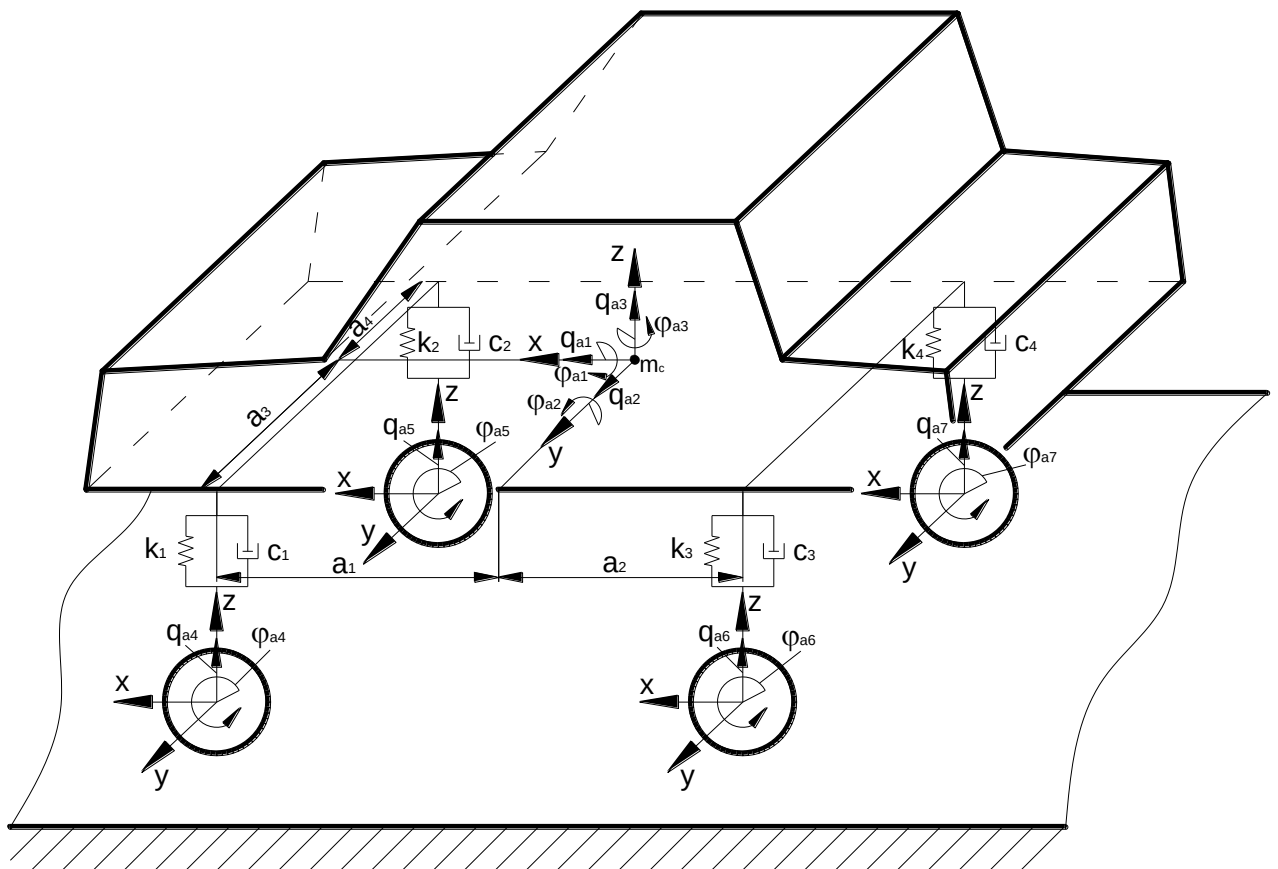
plėtuvą / kompresorių 11, kurį suka, o išleidžiamas į atmosferą pro žemo slėgio oro išleidimo angą 13. Oro plėstuvą / kompresorius 11 yra prijungtas prie transporto priemonės transmisijos, todėl, kai suslėgtas oras jį suka, oro plėstuvą / kompresorius 11 per transmisiją ir diferencialą 14 suka ratus 15 ir tokiu būdu verčia judėti transporto priemonę. Transporto priemonei stabdant, per ratus 15 ir diferencialą 14 yra sukamas plėstuvą / kompresorius 11. Tuomet pro žemo slėgio oro išleidimo angą 13 iš atmosferos yra įsiurbiamas oras. Įsiurbtas oras yra suslegiamas ir išleidžiamas pro aukšto slėgio oro išleidimo angą 12. Toliau suslėgtas oras pro vožtuvus V tiekiamas į žemo slėgio rezervuarą 2. Žemo slėgio rezervuaras 2 yra naudojamas dėl to, kad oro plėstuvą / kompresorius 11 nesukuria tokio oro slėgio, kuris yra palaikomas aukšto slėgio rezervuare 1.

Smagračio 9, elektros variklio 7 ir elektros generatoriaus 8 mazgas atlieka kelias skirtingas funkcijas. Smagratis 9 gali būti sukamas transporto priemonės stabdymo metu. Tuomet jis suka generatorių 8 ir tokiu būdu yra gaminama elektros energija bei kraunama baterija 6, kuri yra elektros energijos šaltinis visiems elektros įrenginiams, prietaisams ir kontrolės sistemai 16, kurios veikimui naudojama elektros energija. Norint užpildyti vieną arba abu rezervuarus 1 ir 2 suslėgtu oru, kintamos srovės elektros variklis 7 panaudojamas sukti transporto priemonės transmisijai, o kartu su ja ir oro plėstuvui / kompresoriui 11, kuris suslegia atmosferos orą ir tiekia jį į rezervuarus 1 ir 2 (Yeh 1978).

2. Automobilio transmisijos matematinis modelis

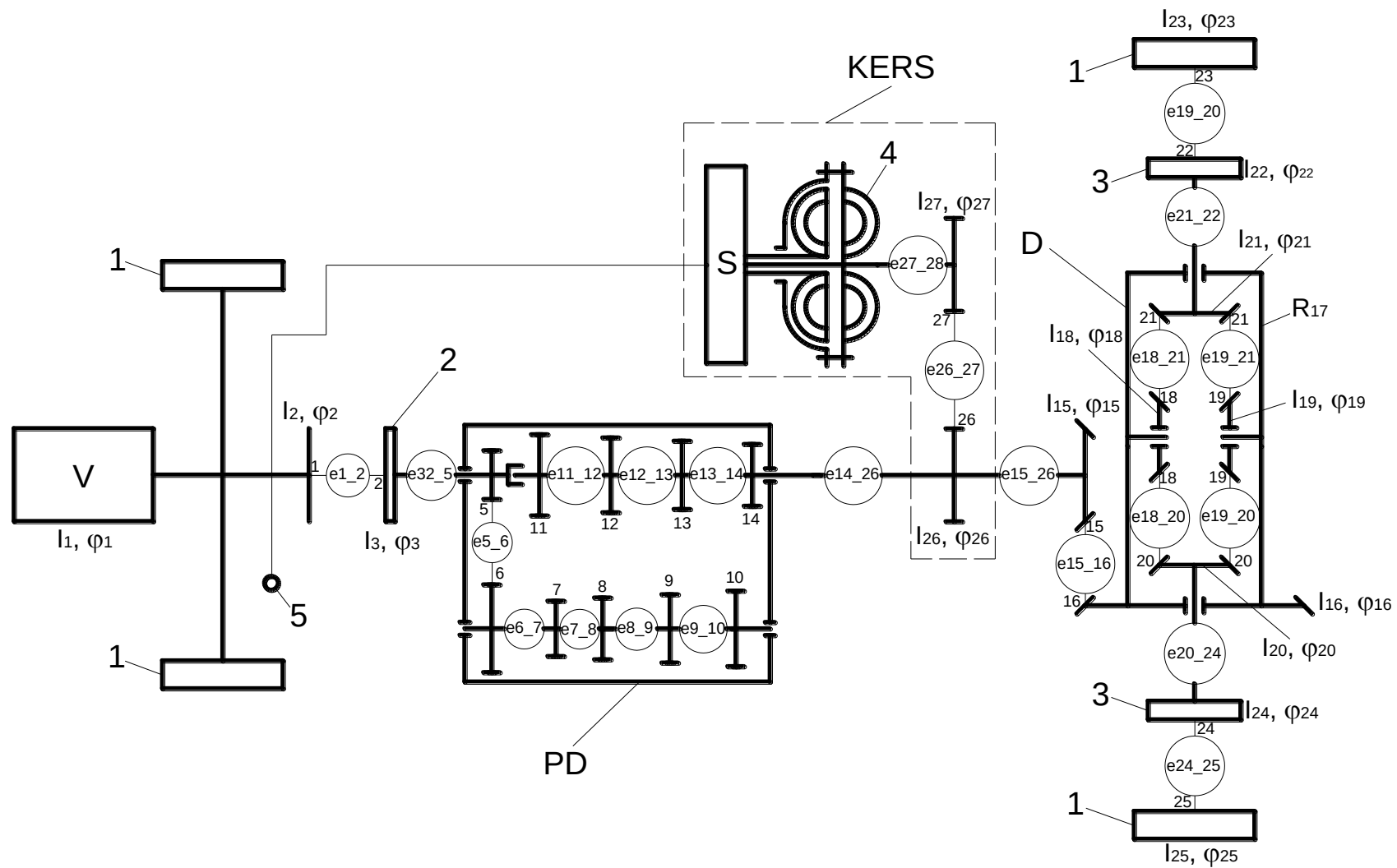
Automobilio transmisijos veikimui sumodeliuoti, parašiau transmisijos matematinį modelį ir „Fortran“ kompiuterine programa atlikau jos kompiuterinį modeliavimą. Programos tekstas yra pateiktas A priede. Transmisijos matematinį modelį sudaro elektros variklio, sankabos, pavarų dėžės, diferencialo, galinių varančiųjų ratų ir sukurtos naujos KERS matematiniai modeliai. Toliau atskirai aprašau visų transmisijos elementų matematinius modelius ir pateikiu kompiuterinio modeliavimo rezultatus.

Automobilio 3D schema pavaizduota 11 pav. Automobilio centre pavaizduotas taškas m_c žymi automobilio masės centrą; simboliai q_{ai} ir φ_{ai} žymi automobilio linijinius ir kampinius poslinkius x , y ir z ašių atžvilgiu; raidėmis k_i ir c_i pažymėti atitinkamai automobilio amortizatorių standumo ir slopinimo koeficientai; raidės a_i žymi atstumus tarp automobilio masės centro m_c ir ratų.



11 pav. Automobilio 3D schema

12 pav. pavaizduota automobilio transmisijos su kinetinės energijos kaupimo sistema KERS kinematinė schema. Transmisijos schemą sudaro variklis V, sankaba 2, pavarų dėžė PD, diferencialas D, stabdžių diskai 3, ratai 1 ir kinetinės energijos kaupimo sistema KERS, kurią sudaro cilindrinė krumpliaračių pora 23 ir 24, hidraulinė mova 4, smagratis S ir sistemos įjungimo / išjungimo mygtukas 5, kurį paspaudus, kinetinės energijos kaupimo sistema yra prijungiama prie transmisijos arba atjungiama nuo jos. Schemoje rutuliuku apibrauktu pažymėjimu e_{i_j} supaprastintai žymimi standumo ir slopinimo koeficientai k_{i_j} ir c_{i_j} .

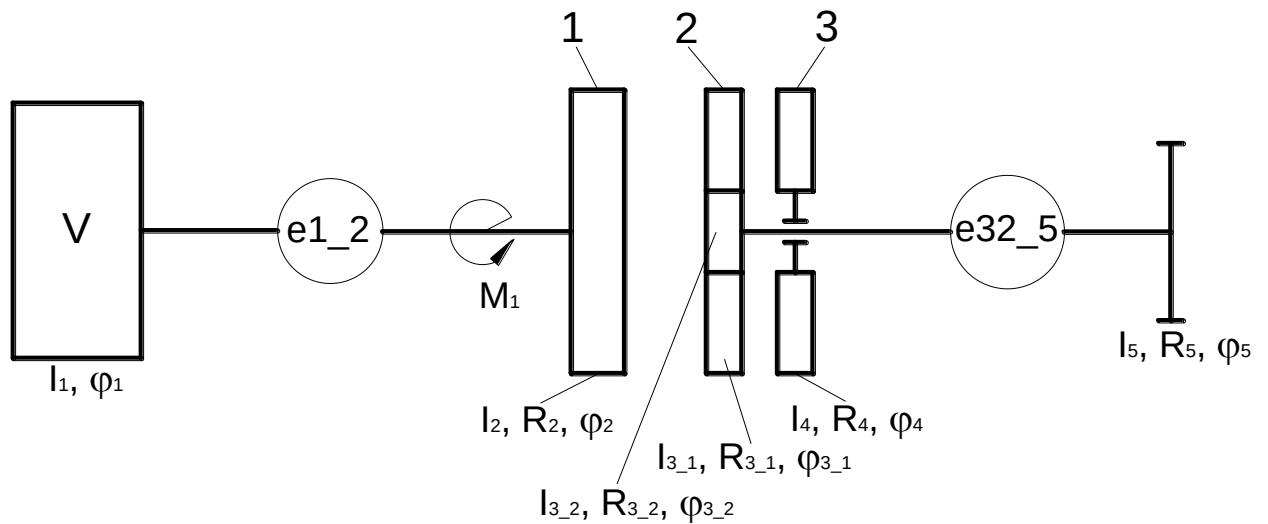


12 pav. Automobilio transmisijos su kinetinės energijos kaupimo sistema kinematinė schema:

V – variklis; PD – pavarų dėžė; D – diferencialas; S – smagratis; 1 – ratas; 2 – sankaba; 3 – stabdžių diskas; 4 – hidraulinė mova; 5 – mygtukas

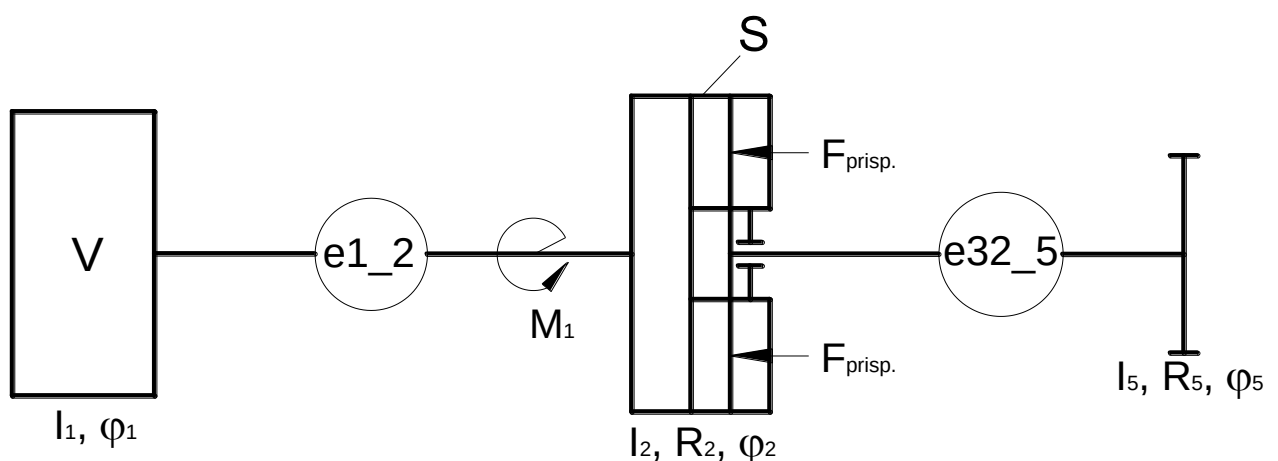
2.1. Elektros variklio ir sankabos matematinis modelis

Sankabos veikimą sumodeliavau kartu su elektros varikliu. Elektros variklis yra asinchroninis, jo sukimo momentas $M = 47,0 \text{ Nm}$, inercijos momentas $I = 7,140 \text{ kgm}^2$, sukimosi greitis $n = 1500 \text{ aps/min}$. Žemiau yra pavaizduotos variklio ir sankabos kinematinės schemas, kai sankaba yra išjungta (žr. 13 pav.) ir, kai sankaba yra įjungta (žr. 14 pav.).



13 pav. Išjungtos sankabos kinematinė schema:

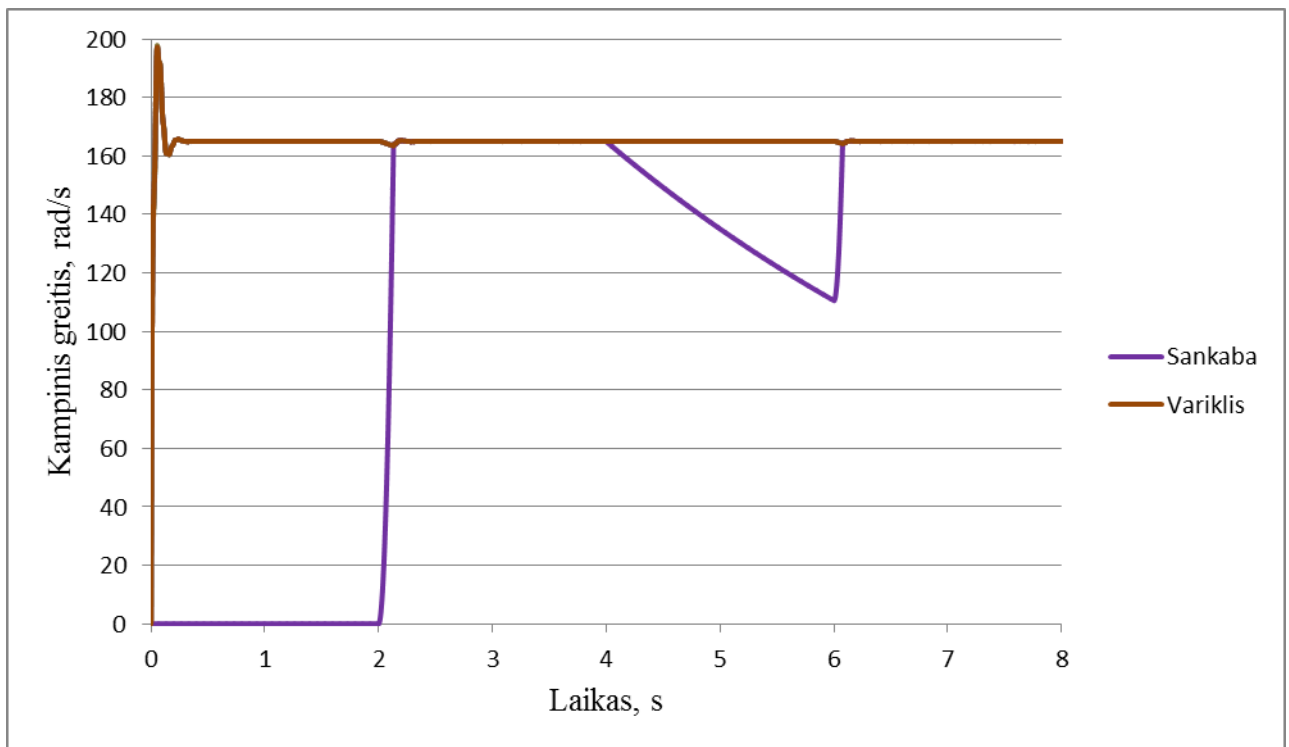
V – variklis; 1 – smagratis; 2 – sankabos trienties diskas; 3 – sankabos prispaudimo diskas; M_1 – variklio sukimo momentas



14 pav. Įjungtos sankabos kinematinė schema:

V – variklis; S – sankaba; $F_{prisp.}$ – sankabos prispaudimo jėga; M_1 – variklio sukimo momentas

Kaip matyti iš elektros variklio ir sankabos kampinio greičio priklausomybės nuo laiko grafiko (žr. 15 pav.), elektros variklis beveik iš karto pasiekia savo darbinįsūčius ir laikui bėgant jie išlieka pastovūs. Variklio įjungimo metu sankaba yra išjungta, todėl jos kampinis greitis yra lygus 0. Po 2 s sankaba yra įjungžiama ir jos kampinis greitis beveik iš karto susilygina su variklio kampiniu greičiu, kuris yra lygus 157 rad/s (1 499 aps/min). Po 4 s sankaba yra išjungžiama, bet jos kampinis greitis iš karto nenukrinta iki 0, o mažėja palaipsniui ir nenukrinta žemiau 100 rad/s (955 aps/min), nes sankaba vis dar sukasi iš inercijos. Po 6 s sankaba vėl yra įjungžiama ir jos kampinis greitis vėl beveik iš karto susilygina su variklio kampiniu greičiu. Taip šis sankabos įjungimo ir išjungimo ciklas kas 2 s kartojasi ir toliau.



15 pav. Elektros variklio ir sankabos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas

2.2. Pavarų dėžės matematinis modelis

Automobilio pavarų dėžė yra mechaninė, trijų velenų, 5 pavarų. Sumodeliavau kiekvienos pavaros veikimą. Toliau atskirai pateikiu visų 5 pavarų matematinius modelius bei kompiuterinio modeliavimo rezultatus.

$$I_7 \cdot \ddot{\varphi}_7 = -k_{6_7} \cdot (\varphi_7 - \varphi_6) - c_{6_7} \cdot (\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_6) - k_{7_8} \cdot (\varphi_7 - \varphi_8) - c_{7_8} \cdot (\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_8), \quad (2.3)$$

$$I_8 \cdot \ddot{\varphi}_8 = -k_{8_9} \cdot (\varphi_8 - \varphi_9) - c_{8_9} \cdot (\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_9) - k_{7_8} \cdot (\varphi_8 - \varphi_7) - c_{7_8} \cdot (\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_7), \quad (2.4)$$

$$I_9 \cdot \ddot{\varphi}_9 = -k_{9_{13}} \cdot R_9 \cdot (R_9 \cdot \varphi_9 + R_{13} \cdot \varphi_{13}) - c_{9_{13}} \cdot R_9 \cdot (R_9 \cdot \dot{\varphi}_9 + R_{13} \cdot \dot{\varphi}_{13}) - k_{8_9} \cdot (\varphi_9 - \varphi_8) - c_{8_9} \cdot (\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_8) - k_{9_{10}} \cdot (\varphi_9 - \varphi_{10}) - c_{9_{10}} \cdot (\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_{10}), \quad (2.5)$$

$$I_{10} \cdot \ddot{\varphi}_{10} = -k_{9_{10}} \cdot (\varphi_{10} - \varphi_9) - c_{9_{10}} \cdot (\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_9), \quad (2.6)$$

$$I_{11} \cdot \ddot{\varphi}_{11} = -k_{11_{12}} \cdot (\varphi_{11} - \varphi_{12}) - c_{11_{12}} \cdot (\dot{\varphi}_{11} - \dot{\varphi}_{12}), \quad (2.7)$$

$$I_{12} \cdot \ddot{\varphi}_{12} = -k_{12_{13}} \cdot (\varphi_{12} - \varphi_{13}) - c_{12_{13}} \cdot (\dot{\varphi}_{12} - \dot{\varphi}_{13}) - k_{11_{12}} \cdot (\varphi_{12} - \varphi_{11}) - c_{11_{12}} \cdot (\dot{\varphi}_{12} - \dot{\varphi}_{11}), \quad (2.8)$$

$$I_{13} \cdot \ddot{\varphi}_{13} = -k_{9_{13}} \cdot R_{13} \cdot (R_9 \cdot \varphi_9 + R_{13} \cdot \varphi_{13}) - c_{9_{13}} \cdot R_{13} \cdot (R_9 \cdot \dot{\varphi}_9 + R_{13} \cdot \dot{\varphi}_{13}) - k_{13_{14}} \cdot (\varphi_{13} - \varphi_{14}) - c_{13_{14}} \cdot (\dot{\varphi}_{13} - \dot{\varphi}_{14}) - k_{12_{13}} \cdot (\varphi_{13} - \varphi_{12}) - c_{12_{13}} \cdot (\dot{\varphi}_{13} - \dot{\varphi}_{12}), \quad (2.9)$$

$$I_{14} \cdot \ddot{\varphi}_{14} = -k_{13_{14}} \cdot (\varphi_{14} - \varphi_{13}) - c_{13_{14}} \cdot (\dot{\varphi}_{14} - \dot{\varphi}_{13}) - k_{14_{26}} \cdot (\varphi_{14} - \varphi_{26}) - c_{14_{26}} \cdot (\dot{\varphi}_{14} - \dot{\varphi}_{26}), \quad (2.10)$$

čia: I_i – inercijos momentas $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

$\ddot{\varphi}_{ai}$ – kampinis pagreitis rad/s^2 ;

$\dot{\varphi}_{ai}$ – kampinis greitis rad/s ;

φ_{ai} – kampinis poslinkis rad ;

$\ddot{q}_{ai}$ – pagreitis m/s^2 ;

$\dot{q}_{ai}$ – greitis m/s ;

q_{ai} – poslinkis m ;

R_i – krumpliaračio dalijamasis spindulys m ;

k_i – standumo koeficientas N/m ;

c_i – slopinimo koeficientas Ns/m .

Veleno standumo koeficientas apskaičiuojamas pagal tokią formulę:

$$k = \frac{G \cdot I_p}{L}, \quad (2.11)$$

čia: G – plieno šlyties modulis Pa ;

I_p – polinis inercijos momentas m^4 ;

L – veleno ilgis m .

Veleno slopinimo koeficientas apskaičiuojamas pagal tokią formulę:

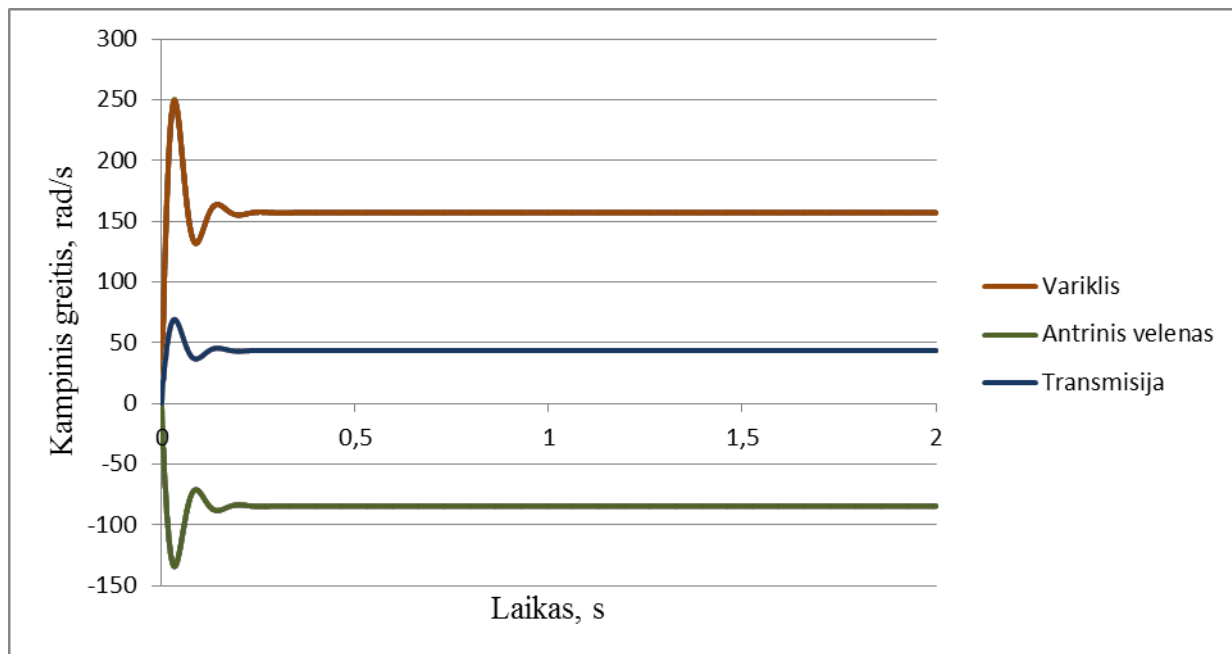
$$c = \alpha \cdot m + \beta \cdot k, \quad (2.12)$$

čia: α, β – koeficientai ($\alpha = \beta = 10^{-4} \div 10^{-3}$);

m – veleno masė kg;

k – standumo koeficientas N/m.

Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko, kai yra įjungta pirma pavara, kompiuterinio modeliavimo rezultatų grafikas pavaizduotas 17 pav. Pirma pavara yra lėtinanti, jos perdavimo skaičius – 3,617. Kaip matyti iš grafiko, variklio kampinis greitis yra lygus 157,0 rad/s (1 499 aps/min), o iš pavarų dėžės toliau į transmisiją išeinančio veleno kampinis greitis yra sumažėjęs ir yra lygus 43,6 rad/s (416,3 aps/min). Pavarų dėžės antrinio veleno kampinio greičio diagrama pavaizduota su minuso ženklu dėl to, kad antrinis velenas sukasi į priešingą pusę negu variklis ir transmisija. Pavarų dėžėje krumpliaračiai 5 ir 6 (žr. 16 pav.), nepriklausomai nuo to, kuri pavara yra įjungta, yra visada sujungti, todėl antrinio veleno kampinis greitis visuomet yra vienodas ir jis yra lygus 84,6 rad/s (807,9 aps/min).

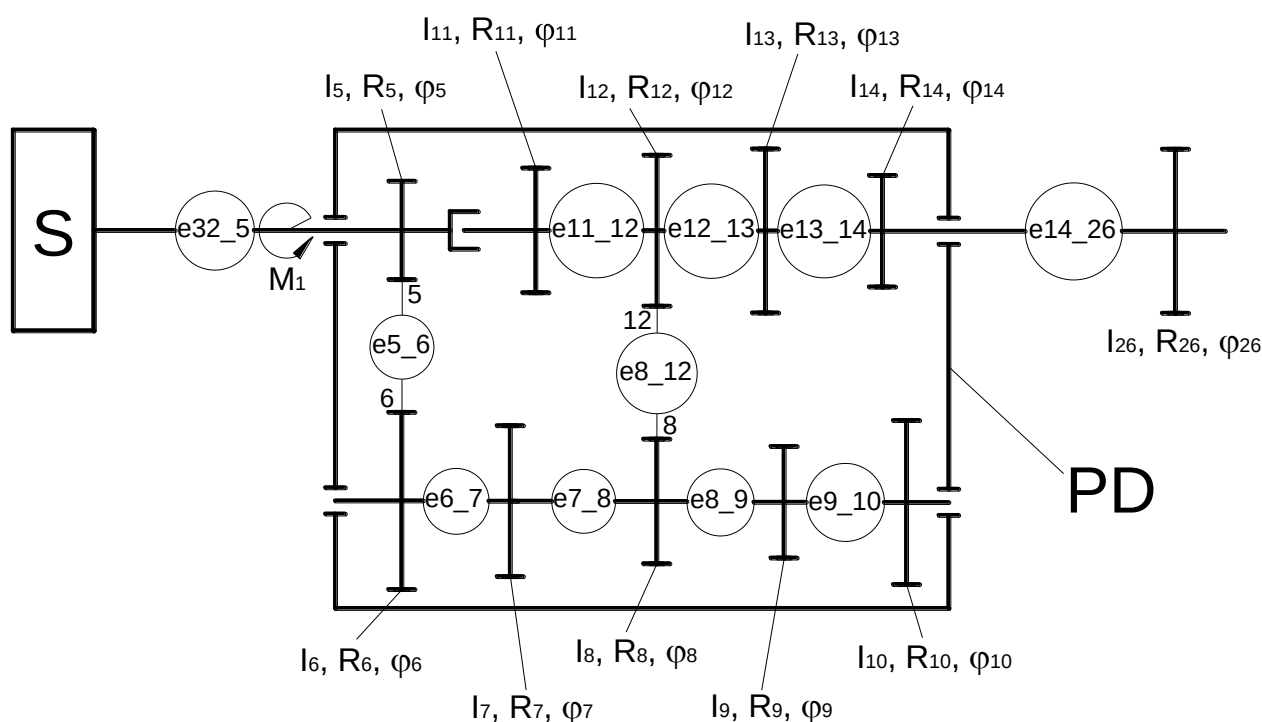


17 pav. Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavara

2.2.2. Antros pavaros matematinis modelis

18 pav. pavaizduota automobilio 5 pavarų, trijų velenų mechaninės pavarų dėžės kinematinė schema, kai yra įjungta antra pavarą. Esant įjungtai antrai pavarai, be krumpliaračių 5 ir 6, taip pat dar yra sujungti ir krumpliaračiai 8 ir 12. Iš variklio ateinantis sukimo momentas M_1 per krumpliaračių porą 5–6, pavarų dėžės antrinį veleną ir krumpliaračių porą 8–12 toliau yra perduodamas į transmisiją.

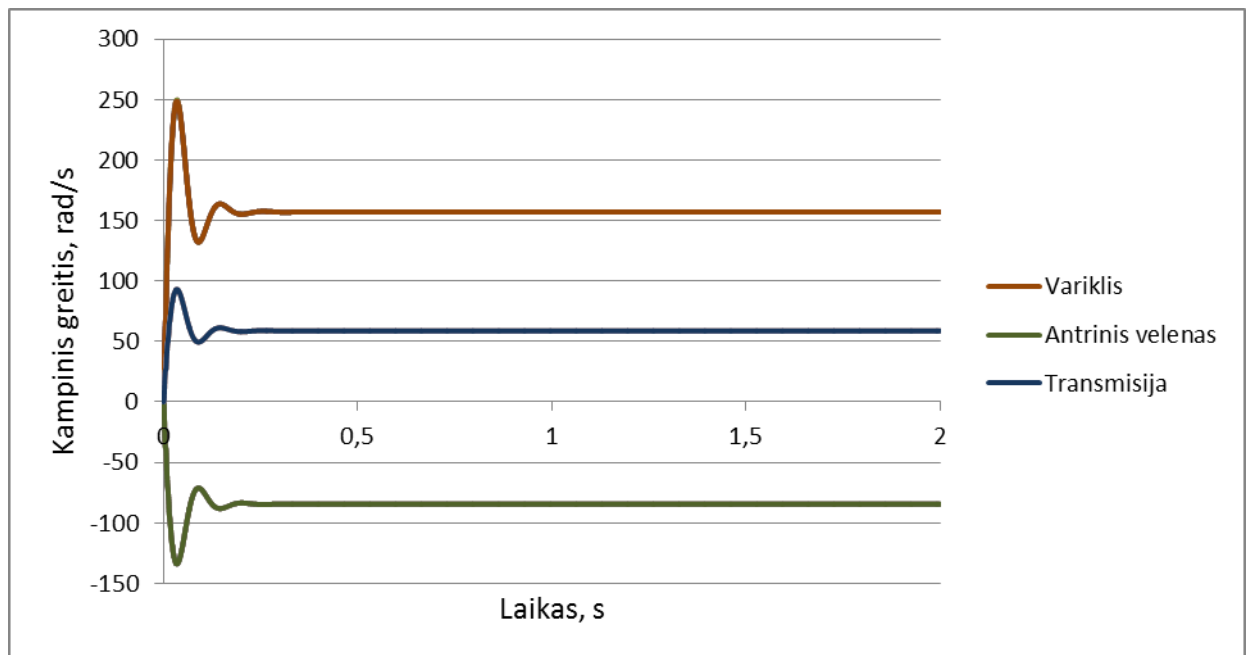
Antros pavaros krumpliaračių sukimosi lygtys užrašomos tokiu pačiu principu kaip ir pirmos pavaros krumpliaračių sukimosi lygtys (2.1)–(2.10).



18 pav. Pavarų dėžės kinematinė schema, kai įjungta antra pavarą:

S – sankaba; PD – pavarų dėžė; M_1 – sukimo momentas

Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko, kai yra įjungta antra pavana, kompiuterinio modeliavimo rezultatų grafikas pavaizduotas 19 pav. Antra pavana yra lėtinanti, jos perdavimo skaičius – 2,696. Kaip matyti iš grafiko, variklio kampinis greitis yra lygus 157,0 rad/s (1 499 aps/min), o iš pavarų dėžės toliau į transmisiją išeinančio veleno kampinis greitis yra sumažėjęs ir yra lygus 58,80 rad/s (561,5 aps/min). Antrinio veleno kampinis greitis yra nepakitęs ir yra lygus 84,6 rad/s (807,9 aps/min).



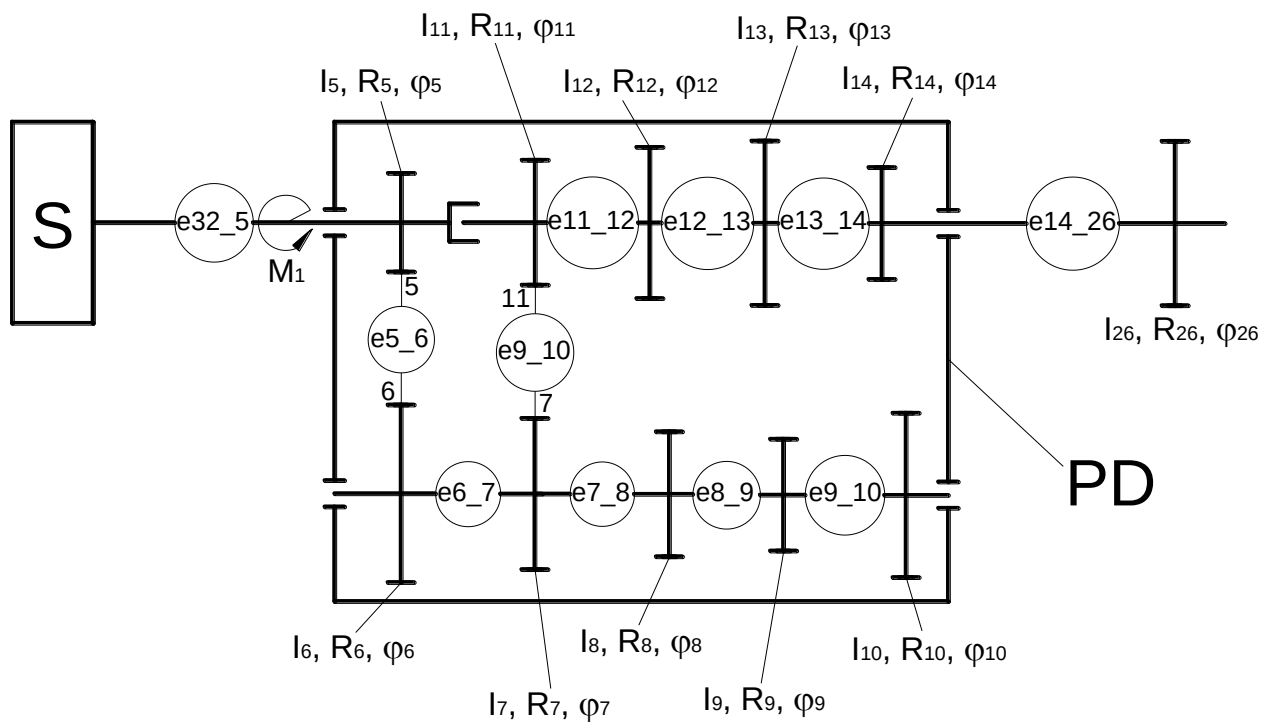
19. pav. Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta antra pavara

2.2.3. Trečios pavaros matematinis modelis

20 pav. pavaizduota automobilio 5 pavarų, trijų velenų mechaninės pavarų dėžės kinematinė schema, kai yra įjungta trečia pavara. Esant įjungtai trečiai pavarai, be krumpliaračių 5 ir 6, taip pat dar yra sujungti ir krumpliaračiai 7 ir 11. Iš variklio ateinantis sukimo momentas M_1 per krumpliaračių porą 5–6, pavarų dėžės antrinį veleną ir krumpliaračių porą 7–11 toliau yra perduodamas į transmisiją.

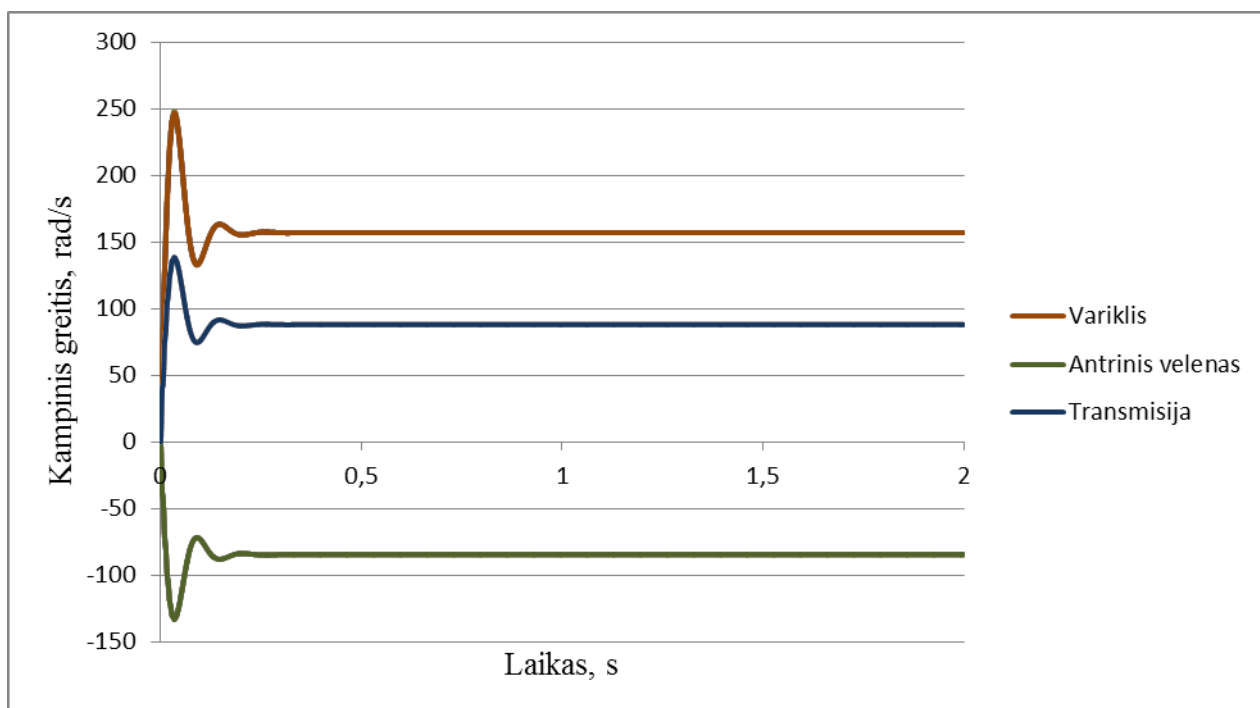
Trečios pavaros krumpliaračių sukimosi lygtys užrašomos tokiu pačiu principu kaip ir pirmos pavaros krumpliaračių sukimosi lygtys (2.1)–(2.10).

Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko, kai yra įjungta trečia pavara, kompiuterinio modeliavimo rezultatų grafikas pavaizduotas 21 pav. Trečia pavara yra lėtinanti, jos perdavimo skaičius – 1,785. Kaip matyti iš grafiko, variklio kampinis greitis yra lygus 157,0 rad/s (1 499 aps/min), o iš pavarų dėžės toliau į transmisiją išeinančio veleno kampinis greitis yra sumažėjęs ir yra lygus 88,0 rad/s (840,3 aps/min). Antrinio veleno kampinis greitis yra nepakitęs ir yra lygus 84,6 rad/s (807,9 aps/min).



20 pav. Pavarų dėžės kinematinė schema, kai įjungta trečia pavarą:

S – sankaba; PD – pavarų dėžė; M_1 – sukimo momentas

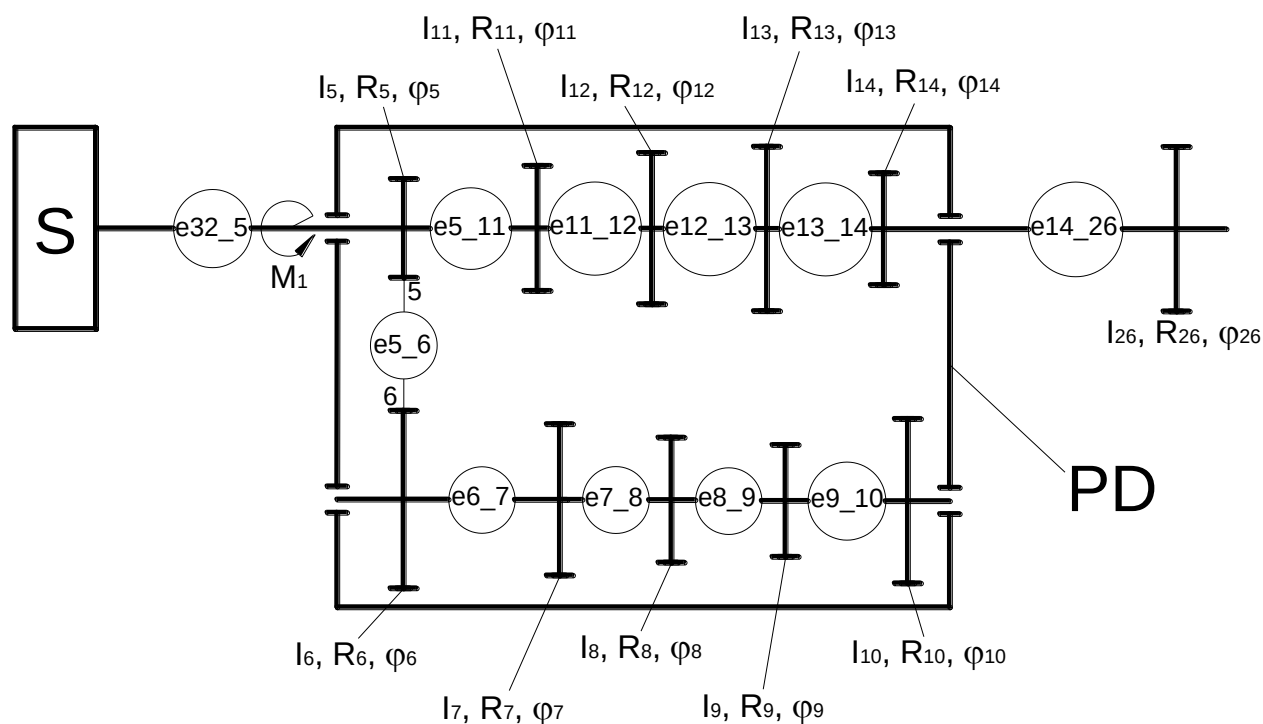


21 pav. Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta trečia pavarą

2.2.4. Ketvirtos pavaros matematinis modelis

22 pav. pavaizduota automobilio 5 pavarų, trijų velenų mechaninės pavarų dėžės kinematinė schema, kai yra įjungta ketvirta pavarą. Esant įjungtai ketvirtai pavarai, yra sujungti tik krumpliaračiai 5 ir 6. Iš variklio ateinantis sukimo momentas M_1 į transmisiją yra perduodamas tiesiogiai, sujungus velenus, per sujungimą e5_11.

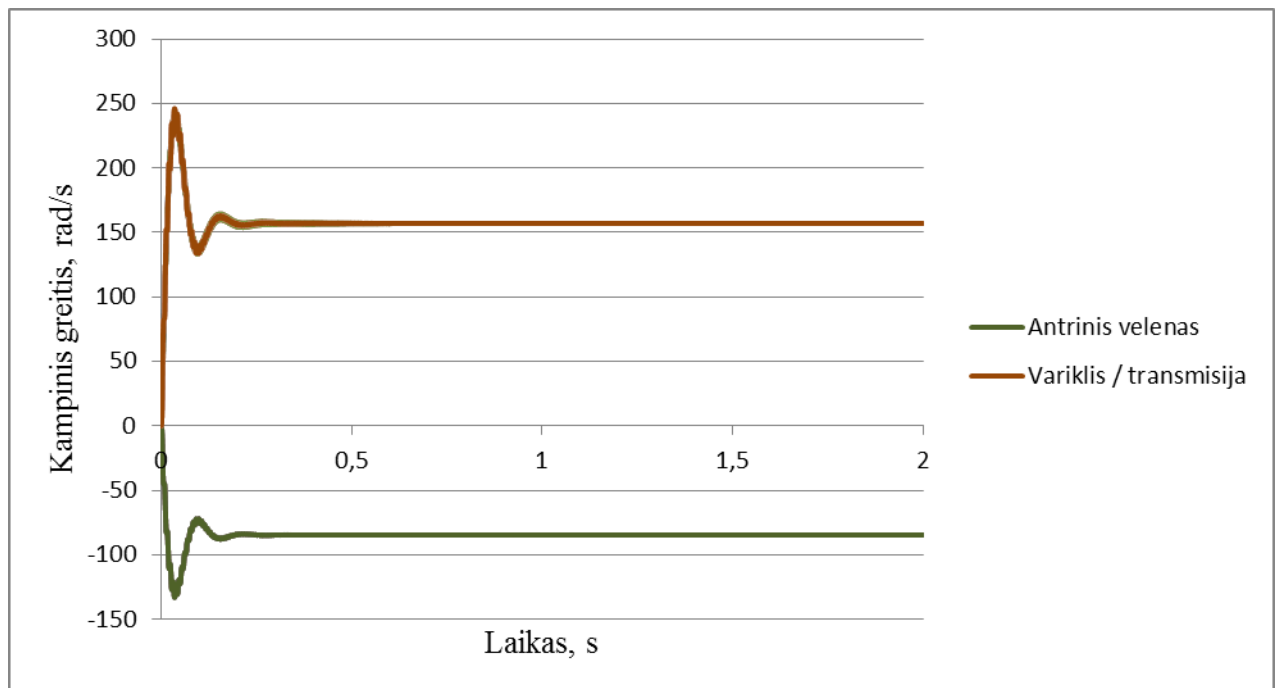
Ketvirtos pavaros krumpliaračių sukimosi lygtys užrašomos tokiu pačiu principu kaip ir pirmos pavaros krumpliaračių sukimosi lygtys (2.1)–(2.10).



22 pav. Pavarų dėžės kinematinė schema, kai įjungta ketvirta pavarą:

S – sankaba; PD – pavarų dėžė; M_1 – sukimo momentas

Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko, kai yra įjungta ketvirta pavara, kompiuterinio modeliavimo rezultatų grafikas pavaizduotas 23 pav. Ketvirta pavara yra tiesioginė, jos perdavimo skaičius – 1,0. Kaip matyti iš grafiko, variklio kampinis greitis yra lygus iš pavarų dėžės toliau į transmisiją išeinančio veleno kampiniam greičiui ir siekia 157 rad/s (1 499 aps/min). Antrinio veleno kampinis greitis yra nepakitęs ir yra lygus 84,6 rad/s (807,9 aps/min).



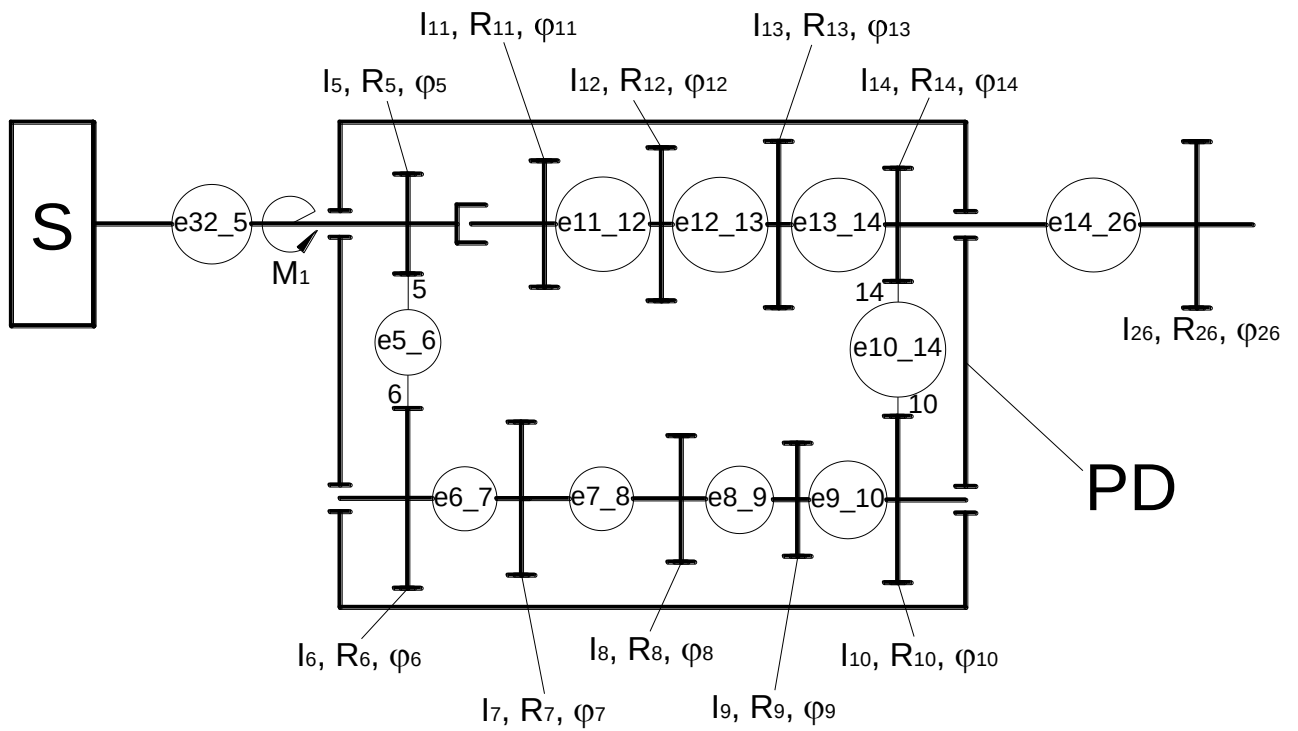
23 pav. Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta ketvirta pavarą

2.2.5. Penktos pavaros matematinis modelis

24 pav. pavaizduota automobilio 5 pavarų, trijų velenų mechaninės pavarų dėžės kinematinė schema, kai yra įjungta penkta pavarą. Esant įjungtai penktai pavarai, be krumpliaračių 5 ir 6, taip pat dar yra sujungti ir krumpliaračiai 10 ir 14. Iš variklio ateinantis sukimo momentas M_1 per krumpliaračių porą 5–6, pavarų dėžės antrinį veleną ir krumpliaračių porą 10–14 toliau yra perduodamas į transmisiją.

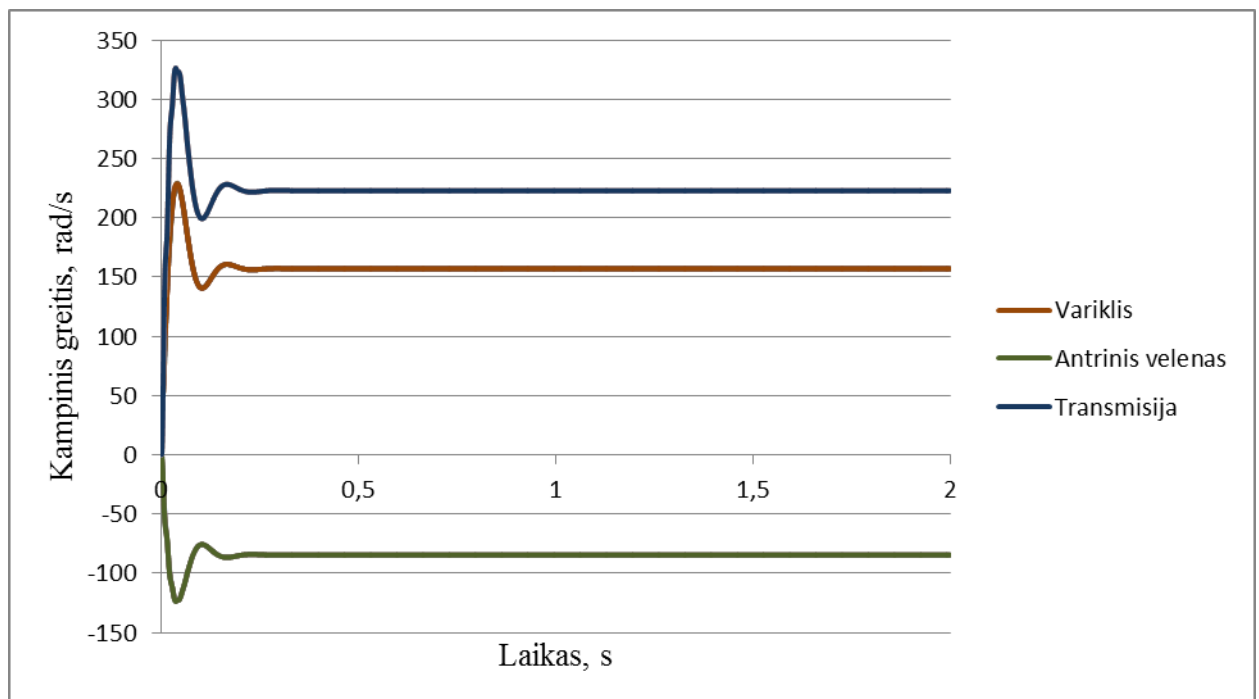
Penktos pavaros krumpliaračių sukimosi lygtys užrašomos tokiu pačiu principu kaip ir pirmos pavaros krumpliaračių sukimosi lygtys (2.1)–(2.10).

Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko, kai yra įjungta penkta pavarą, kompiuterinio modeliavimo rezultatų grafikas pavaizduotas 25 pav. Penkta pavarą yra greitinanti, jos perdavimo skaičius – 0,703. Kaip matyti iš grafiko, variklio kampinis greitis yra lygus 157 rad/s (1 499 aps/min), o iš pavarų dėžės toliau į transmisiją išeinančio veleno kampinis greitis padidėjęs ir yra lygus 223 rad/s (2 129 aps/min). Antrinio veleno kampinis greitis yra nepakitęs ir yra lygus 84,6 rad/s (807,9 aps/min).



24 pav. Pavarų dėžės kinematinė schema, kai įjungta penkta pavarą:

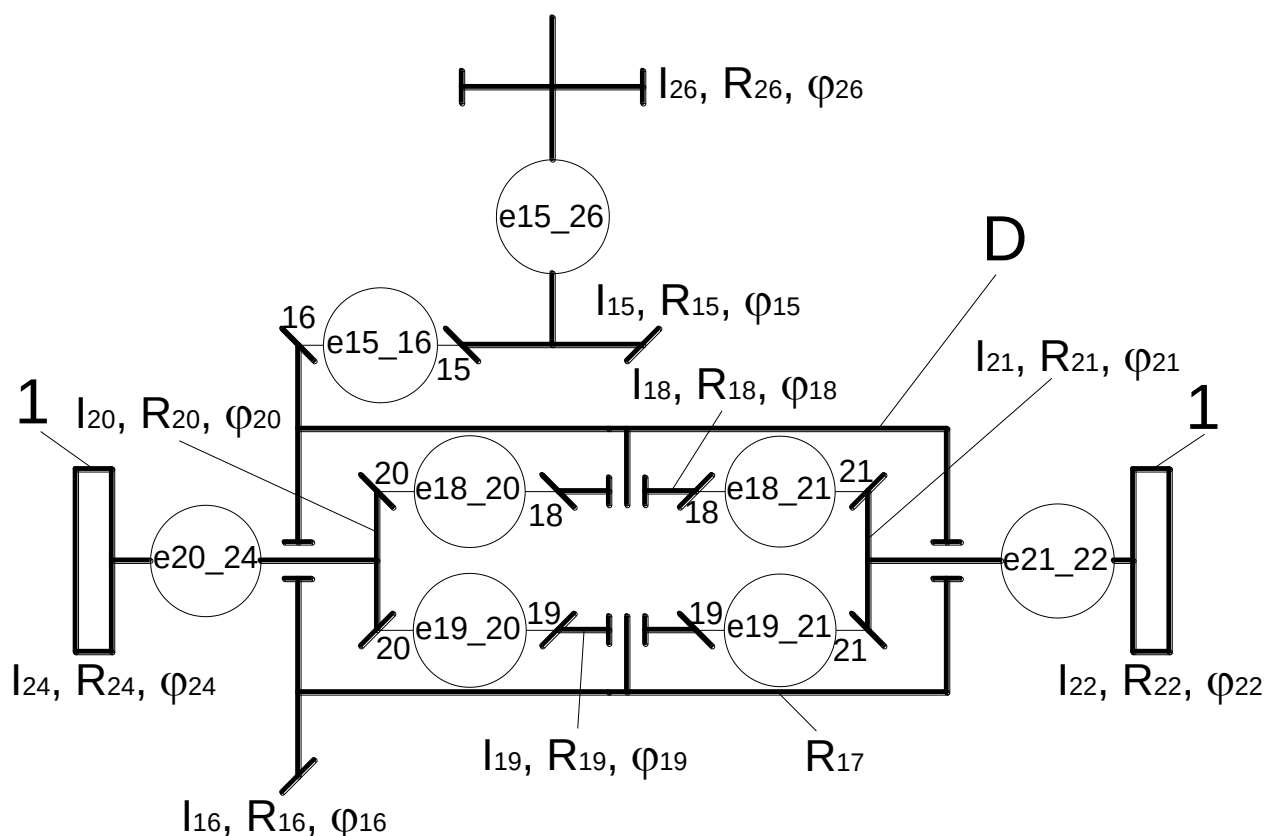
S – sankaba; PD – pavarų dėžė; M_1 – sukimo momentas



25 pav. Pavarų dėžės velenų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavarą

2.3. Diferencialo matematinis modelis

26 pav. pavaizduota diferencialo kinematinė schema. Diferencialą D sudaro krumpliaračiai 15, 16, 18–21 ir korpusas 17. Variklio sukimo momentas per sankabą, pavarų dėžę ir kardaninį veleną toliau yra perduodamas į diferencialą D. Kardaninis velenas suka kūginį krumpliaratį 15, kuris yra sujungtas su kitu kūginiu krumpliaračiu 16. Besisukdamas krumpliaratis 16 suka ir prie jo pritvirtintą diferencialo D korpusą 17 bei krumpliaračius 18 ir 19, kurie yra sujungti su krumpliaračiais 20 ir 21. Krumpliaračiai 20 ir 21 yra uždėti ant pusašių ir besisukdami juos suka.



26 pav. Diferencialo kinematinė schema:

D – diferencialas; 1 – stabdžių diskas

Diferencialo krumpliaračių sukimosi lygtys užrašomos taip:

$$I_{15} \cdot \ddot{\varphi}_{15} = -k_{15-16} \cdot R_{15} \cdot (R_{15} \cdot \varphi_{15} - R_{16} \cdot \varphi_{16}) - c_{15-16} \cdot R_{15} \cdot (R_{15} \cdot \dot{\varphi}_{15} - R_{16} \cdot \dot{\varphi}_{16}) - k_{15-26} \cdot (\varphi_{15} - \varphi_{26}) - c_{15-26} \cdot (\dot{\varphi}_{15} - \dot{\varphi}_{26}), \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned}
I_{16} \cdot \ddot{\varphi}_{16} = & -k_{15_16} \cdot R_{16} \cdot (R_{16} \cdot \varphi_{16} - R_{15} \cdot \varphi_{15}) - c_{15_16} \cdot R_{16} \cdot (R_{16} \cdot \dot{\varphi}_{16} - R_{15} \cdot \dot{\varphi}_{15}) - \\
& -k_{19_20} \cdot R_{17} \cdot (R_{17} \cdot \varphi_{16} + R_{19} \cdot \varphi_{19} - R_{20} \cdot \varphi_{20}) - c_{19_20} \cdot R_{17} \cdot (R_{17} \cdot \dot{\varphi}_{16} + R_{19} \cdot \dot{\varphi}_{19} - R_{20} \cdot \dot{\varphi}_{20}) - \\
& -k_{19_21} \cdot R_{17} \cdot (R_{17} \cdot \varphi_{16} - R_{19} \cdot \varphi_{19} - R_{21} \cdot \varphi_{21}) - c_{19_21} \cdot R_{17} \cdot (R_{17} \cdot \dot{\varphi}_{16} - R_{19} \cdot \dot{\varphi}_{19} - R_{21} \cdot \dot{\varphi}_{21}) - \\
& -k_{18_20} \cdot R_{17} \cdot (R_{17} \cdot \varphi_{16} + R_{18} \cdot \varphi_{18} - R_{20} \cdot \varphi_{20}) - c_{18_21} \cdot R_{17} \cdot (R_{17} \cdot \dot{\varphi}_{16} + R_{18} \cdot \dot{\varphi}_{18} - R_{20} \cdot \dot{\varphi}_{20}) - \\
& -k_{18_21} \cdot R_{17} \cdot (R_{17} \cdot \varphi_{16} - R_{18} \cdot \varphi_{18} - R_{21} \cdot \varphi_{21}) - c_{18_21} \cdot R_{17} \cdot (R_{17} \cdot \dot{\varphi}_{16} - R_{18} \cdot \dot{\varphi}_{18} - R_{21} \cdot \dot{\varphi}_{21}), \quad (2.14)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{18} \cdot \ddot{\varphi}_{18} = & -k_{18_20} \cdot R_{18} \cdot (R_{17} \cdot \varphi_{16} + R_{18} \cdot \varphi_{18} - R_{20} \cdot \varphi_{20}) - c_{18_20} \cdot R_{18} \cdot (R_{17} \cdot \dot{\varphi}_{16} + R_{18} \cdot \dot{\varphi}_{18} - R_{20} \cdot \dot{\varphi}_{20}) - \\
& -k_{18_21} \cdot R_{18} \cdot (R_{17} \cdot \varphi_{16} + R_{18} \cdot \varphi_{18} + R_{21} \cdot \varphi_{21}) - c_{18_21} \cdot R_{18} \cdot (R_{17} \cdot \dot{\varphi}_{16} + R_{18} \cdot \dot{\varphi}_{18} + R_{21} \cdot \dot{\varphi}_{21}), \quad (2.15)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{19} \cdot \ddot{\varphi}_{19} = & -k_{19_20} \cdot R_{19} \cdot (R_{17} \cdot \varphi_{16} + R_{19} \cdot \varphi_{19} - R_{20} \cdot \varphi_{20}) - c_{19_20} \cdot R_{19} \cdot (R_{17} \cdot \dot{\varphi}_{16} + R_{19} \cdot \dot{\varphi}_{19} - R_{20} \cdot \dot{\varphi}_{20}) - \\
& -k_{19_21} \cdot R_{19} \cdot (-R_{17} \cdot \varphi_{16} + R_{19} \cdot \varphi_{19} + R_{21} \cdot \varphi_{21}) - c_{19_21} \cdot R_{19} \cdot (-R_{17} \cdot \dot{\varphi}_{16} + R_{19} \cdot \dot{\varphi}_{19} + R_{21} \cdot \dot{\varphi}_{21}), \quad (2.16)
\end{aligned}$$

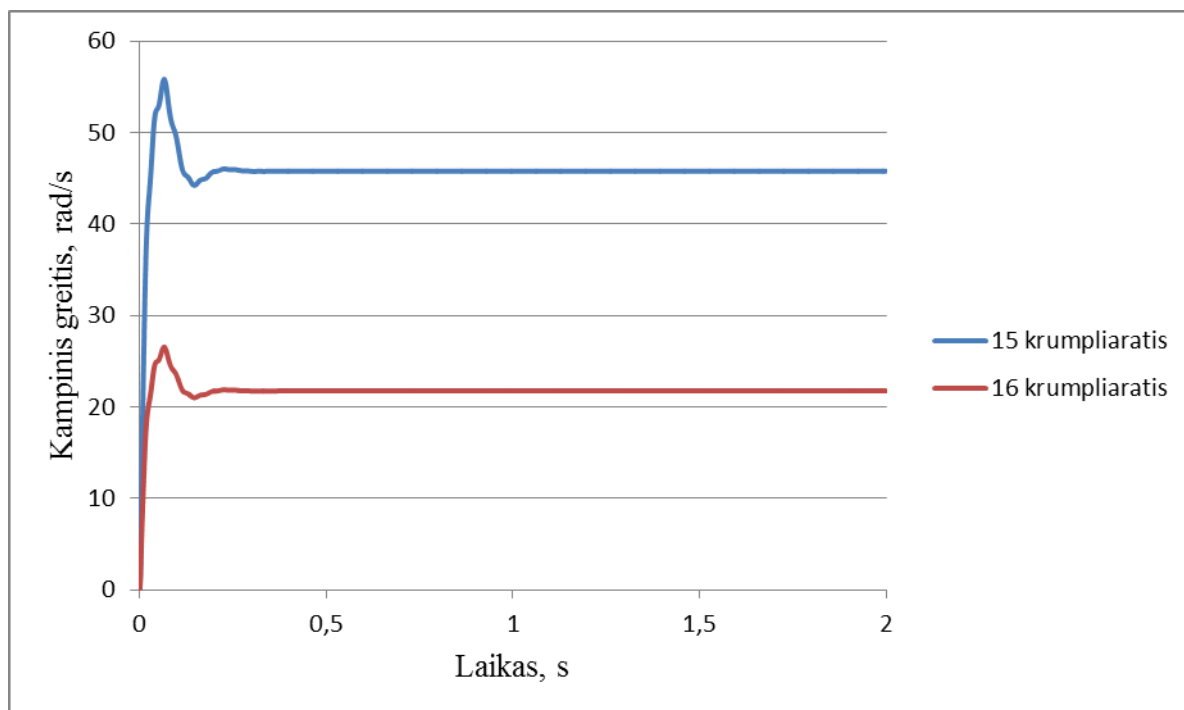
$$\begin{aligned}
I_{20} \cdot \ddot{\varphi}_{20} = & -k_{18_20} \cdot R_{20} \cdot (-R_{17} \cdot \varphi_{16} - R_{18} \cdot \varphi_{18} + R_{20} \cdot \varphi_{20}) - c_{18_20} \cdot R_{20} \cdot (-R_{17} \cdot \dot{\varphi}_{16} - R_{18} \cdot \dot{\varphi}_{18} + R_{20} \cdot \dot{\varphi}_{20}) - \\
& -k_{19_20} \cdot R_{20} \cdot (-R_{17} \cdot \varphi_{16} - R_{19} \cdot \varphi_{19} + R_{20} \cdot \varphi_{20}) - c_{19_20} \cdot R_{20} \cdot (-R_{17} \cdot \dot{\varphi}_{16} - R_{19} \cdot \dot{\varphi}_{19} + R_{20} \cdot \dot{\varphi}_{20}) - \\
& -k_{20_24} \cdot (\varphi_{20} - \varphi_{24}) - c_{20_24} \cdot (\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{24}), \quad (2.17)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{21} \cdot \ddot{\varphi}_{21} = & -k_{18_21} \cdot R_{21} \cdot (-R_{17} \cdot \varphi_{16} + R_{18} \cdot \varphi_{18} + R_{21} \cdot \varphi_{21}) - c_{18_21} \cdot R_{21} \cdot (-R_{17} \cdot \dot{\varphi}_{16} + R_{18} \cdot \dot{\varphi}_{18} + R_{21} \cdot \dot{\varphi}_{21}) - \\
& -k_{19_21} \cdot R_{21} \cdot (-R_{17} \cdot \varphi_{16} + R_{19} \cdot \varphi_{19} + R_{21} \cdot \varphi_{21}) - c_{19_21} \cdot R_{21} \cdot (-R_{17} \cdot \dot{\varphi}_{16} + R_{19} \cdot \dot{\varphi}_{19} + R_{21} \cdot \dot{\varphi}_{21}) - \\
& -k_{21_22} \cdot (\varphi_{21} - \varphi_{22}) - c_{21_22} \cdot (\dot{\varphi}_{21} - \dot{\varphi}_{22}). \quad (2.18)
\end{aligned}$$

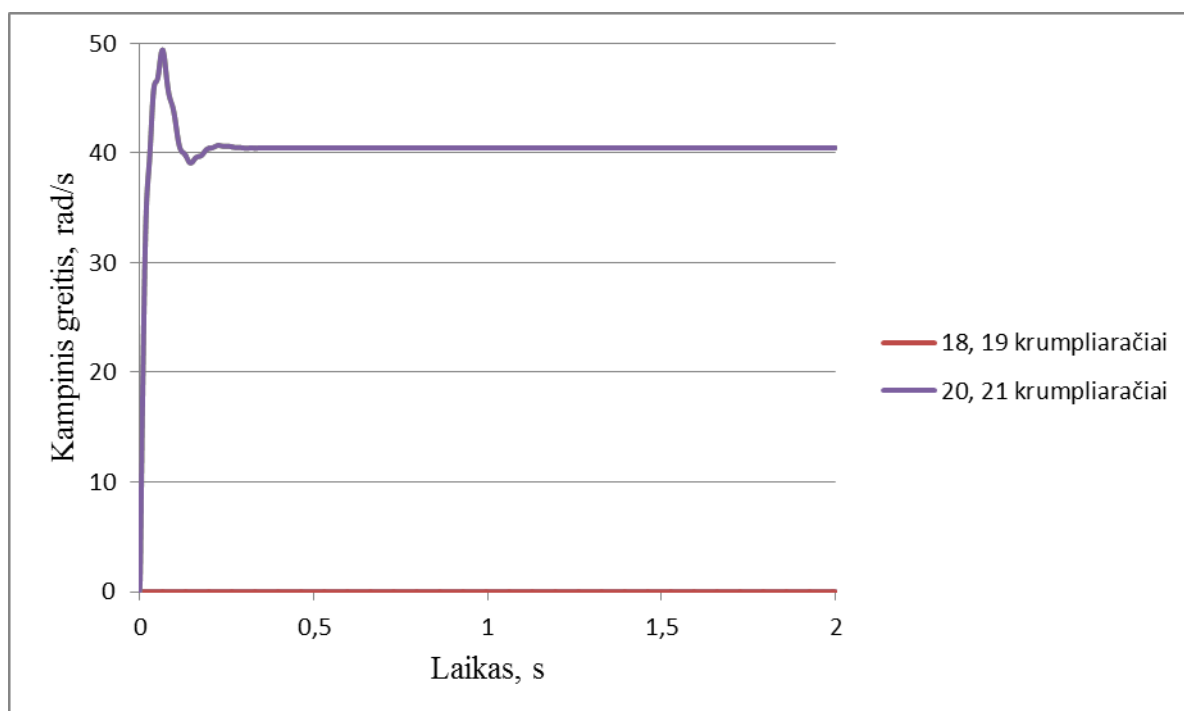
Diferencialo krumpliaračių kampinių greičių priklausomybės nuo laiko, kai yra įjungta pirma pavara, kompiuterinio modeliavimo rezultatų grafikai pavaizduoti 27 pav. ir 28 pav. Kaip matyti iš 27 pav. esančio grafiko, iš pavarų dėžės į diferencialo krumpliaratį 15 (žr. 26 pav.) ateinantis kampinis greitis yra lygus 45,80 rad/s (437,4 aps/min). Krumpliaračio 16 kampinis greitis yra sumažėjęs ir yra lygus 21,7 rad/s (207,2 aps/min).

28 pav. esančiame grafike pavaizduotos diferencialo krumpliaračių 18–21 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko, kai yra įjungta pirma pavara. Kadangi krumpliaračiai 18 ir 19 yra vienodi, todėl vienodi ir jų kampiniai greičiai. Kompiuteriniame modelyje automobilis juda tiesiai, todėl krumpliaračiai 18 ir 19 nesisuka ir jų kampiniai greičiai yra lygūs 0 rad/s. Krumpliaračiai 20 ir 21 taip pat yra vienodi, jų kampiniai greičiai yra lygūs 40,50 rad/s (386,7 aps/min).

Diferencialo krumpliaračių kampinių greičių priklausomybės nuo laiko, kai yra įjungtos kitos pavaros, kompiuterinio modeliavimo rezultatų grafikai yra pateikti B priede.



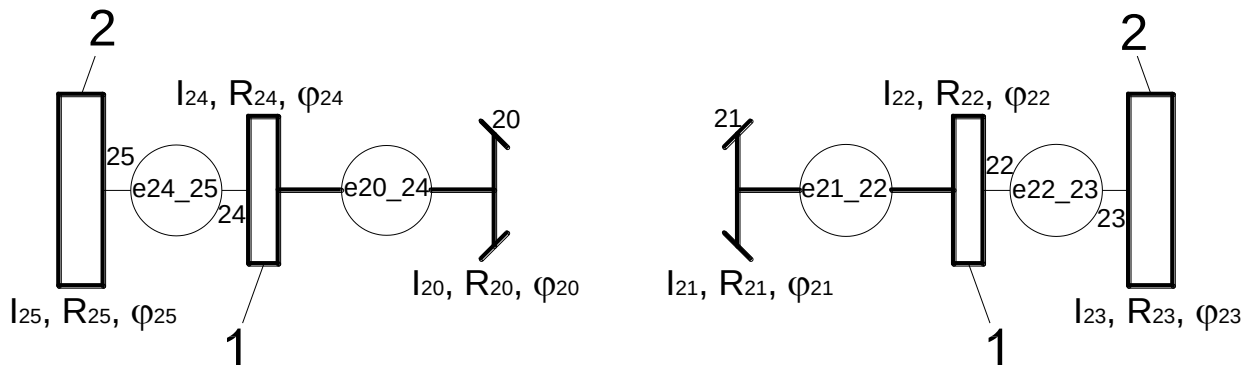
27 pav. Diferencialo krumpliaraičių 15 ir 16 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavara



28 pav. Diferencialo krumpliaraičių 18–21 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavara

2.4. Galinių varančiųjų ratų matematinis modelis

Automobilio galinių varančiųjų ratų kinematinė schema pavaizduota 29 pav. Variklio sukimo momentas per sankabą, pavarų dėžę, kardaninę veleną ir diferencialą yra perduodamas į galinių varančiųjų ratų pusašius. Besisukdami diferencialo krumpliaračiai 20 ir 21 suka prie jų pritvirtintus pusašius, o pastarieji – prie jų pritvirtintus ratus 1 kartu su stabdžių diskais 2. Tokiu būdu automobilis juda.



29 pav. Galinių varančiųjų ratų kinematinė schema:

1 – stabdžių diskas; 2 – ratas

Galinių varančiųjų ratų sukimosi lygtys užrašomos taip:

$$I_{22} \cdot \ddot{\varphi}_{22} = -k_{22_23} \cdot (\varphi_{22} - \varphi_{23}) - c_{22_23} \cdot (\dot{\varphi}_{22} - \dot{\varphi}_{23}) - k_{21_22} \cdot (\varphi_{22} - \varphi_{21}) - c_{21_22} \cdot (\dot{\varphi}_{22} - \dot{\varphi}_{21}), \quad (2.19)$$

$$I_{23} \cdot \ddot{\varphi}_{23} = M_{pas} - k_{22_23} \cdot (\varphi_{23} - \varphi_{22}) - c_{22_23} \cdot (\dot{\varphi}_{23} - \dot{\varphi}_{22}), \quad (2.20)$$

$$I_{24} \cdot \ddot{\varphi}_{24} = -k_{24_25} \cdot (\varphi_{24} - \varphi_{25}) - c_{24_25} \cdot (\dot{\varphi}_{24} - \dot{\varphi}_{25}) - k_{20_24} \cdot (\varphi_{24} - \varphi_{20}) - c_{20_24} \cdot (\dot{\varphi}_{24} - \dot{\varphi}_{20}), \quad (2.21)$$

$$I_{25} \cdot \ddot{\varphi}_{25} = M_{pas} - k_{24_25} \cdot (\varphi_{25} - \varphi_{24}) - c_{24_25} \cdot (\dot{\varphi}_{25} - \dot{\varphi}_{24}), \quad (2.22)$$

čia: M_{pas} – pasipriešinimo momentas Nm.

Pasipriešinimo ratų riedėjimui momentas apskaičiuojamas taip (Rill, 2007):

$$M_{pas} = r \cdot F_r, \quad (2.23)$$

čia: r – rato spindulys, m

F_r – riedėjimo varža, N.

Rato riedėjimo varža apskaičiuojama taip (The engineering toolbox):

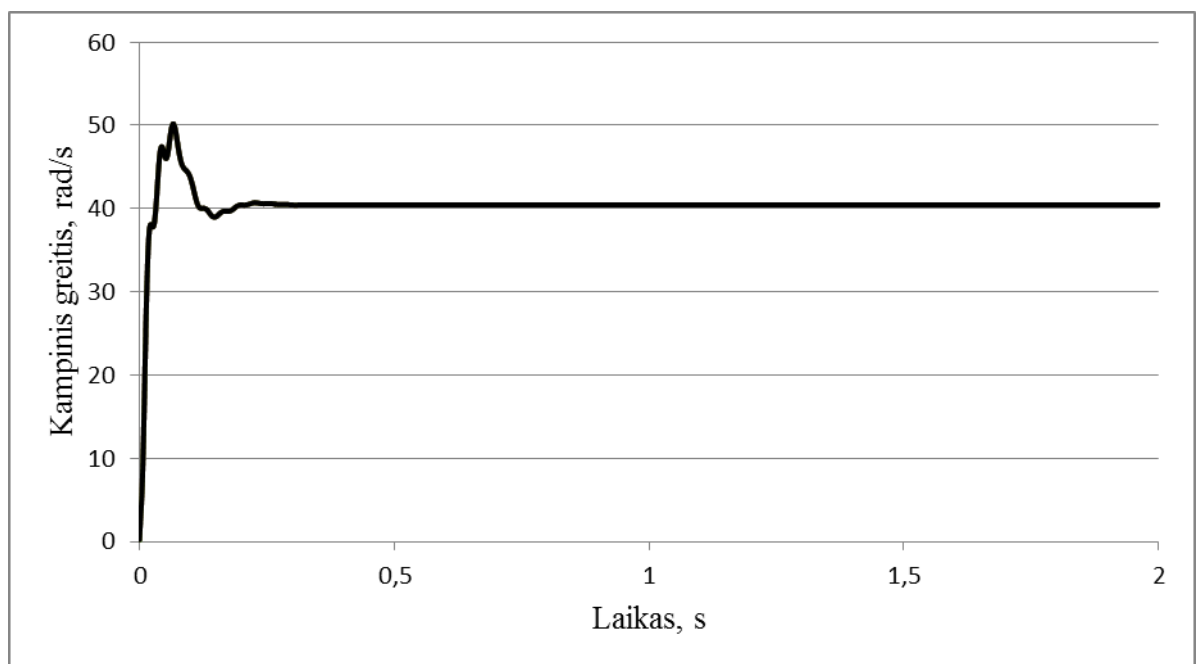
$$F_r = c \cdot m \cdot g, \quad (2.24)$$

čia: c – riedėjimo koeficientas (asfalto dangai $c = 0,03$);

m – automobilio masė kg;

g – laisvojo kritimo pagreitis m/s^2 .

Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko, kai yra įjungta pirma pavarą, kompiuterinio modeliavimo rezultatų grafikas pavaizduotas 30 pav. Kaip matyti iš grafiko, automobilio galinių varančiųjų ratų kampiniai greičiai yra lygūs $40,46 \text{ rad/s}$ ($386,4 \text{ aps/min}$). Kadangi automobilis juda tiesiai, todėl abiejų ratų kampiniai greičiai yra vienodi. Esant įjungtai pirmai pavarai, automobilis juda $21,85 \text{ km/h}$ greičiu.



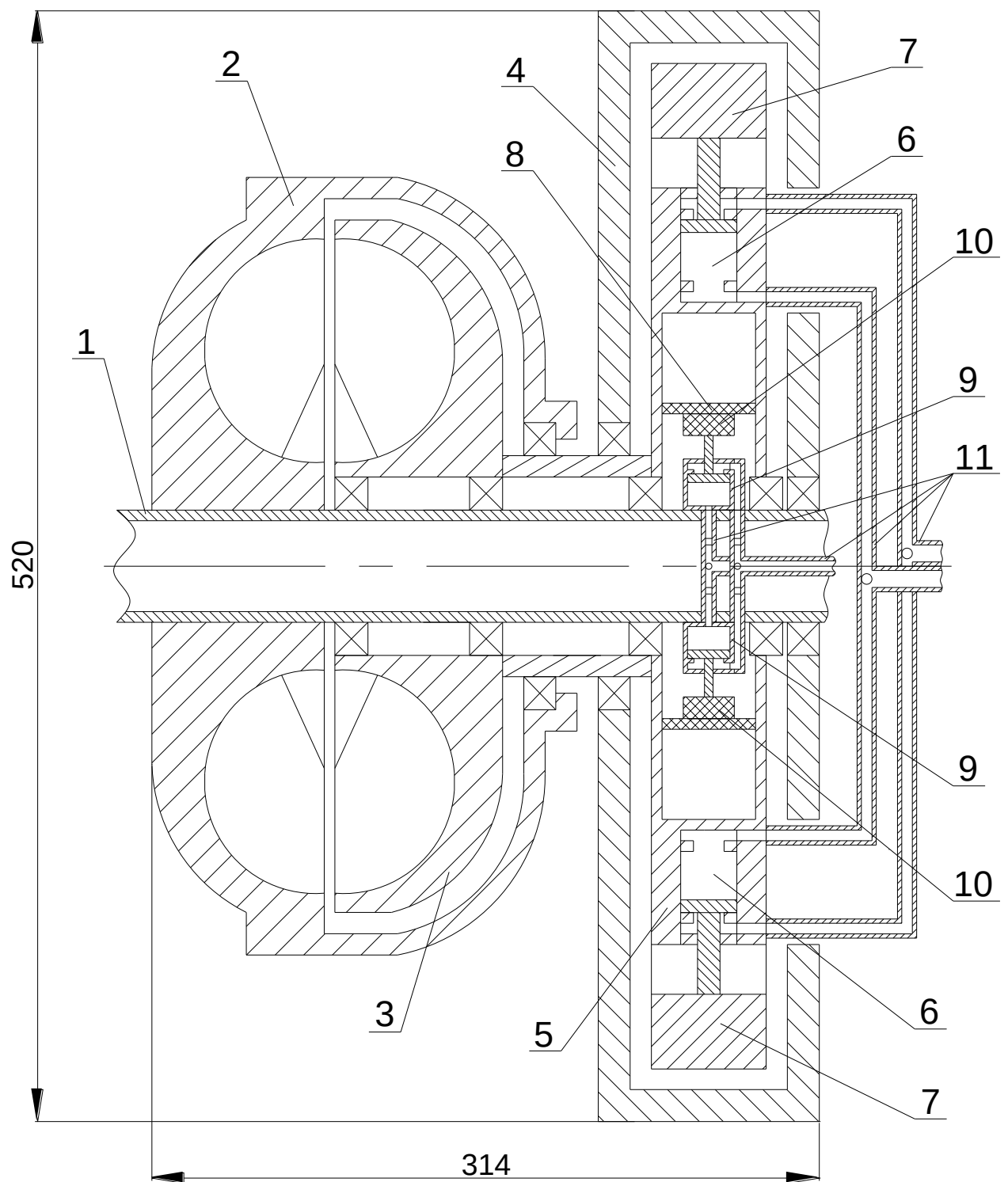
30 pav. Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavarą

Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko, kai yra įjungtos kitos pavaros, kompiuterinio modeliavimo rezultatų grafikai yra pateikti B priede.

3. Naujos kinetinės energijos kaupimo sistemos kūrimas

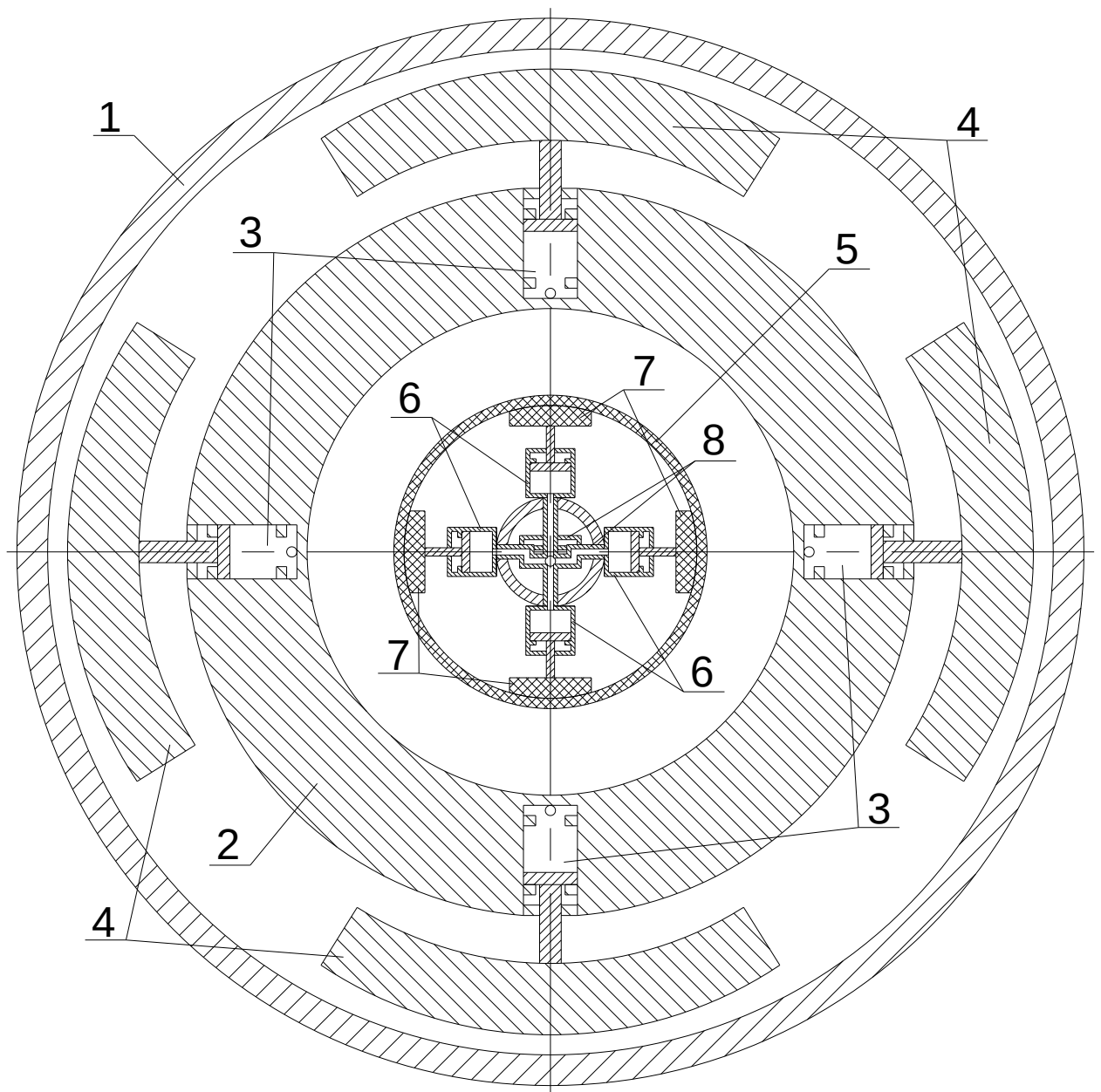
Kadangi mano baigiamojo magistro darbo tikslas yra ištirti automobilio transmisijos su kinetinės energijos kaupimo sistema dinamiką, o ją tyriau modeliuodamas transmisijos veikimą, todėl sumodeliavau ir kinetinės energijos kaupimo sistemos, prijungtos prie automobilio transmisijos, veikimą. Pirmajame skyriuje, atlikęs visų rūšių KERS patentų analizę ir susipažinęs su sistemų veikimo principais, sukūriau visiškai naują KERS, skirtą automobiliui. Mano sukurta KERS sudaro cilindrinį krumpliaraičių pavara, skirta sistemai prie automobilio transmisijos prijungti, hidraulinė mova, su hidraulinės movos turbinračiu sujungtas smagratis, kuriame yra 4 hidrauliniai cilindrai, kurie gali išskleisti papildomas mases, ir taip pat mano sukurta hidraulinė sankaba, skirta prijungti smagratį prie automobilio transmisijos, kuri susideda iš 4 hidraulinių cilindrų (žr. 31, 32 pav.). Kadangi tiek smagratyje esantys cilindrai, tiek sankabos cilindrai yra valdomi hidrauliškai, todėl sukūriau ir KERS hidraulinę sistemą.

Toliau aprašau sukurto KERS veikimą. Automobiliui važiuojant kardaninis velenas per krumpliaratinę pavarą ir veleną 1 nuolat suka hidraulinės movos siurbliarati 2. Besisukdamas siurbliaratis 2 įsuka hidraulinį skystį, esantį hidraulinėje movoje tarp siurbliaračio 2 ir turbinračio 3, kuris per menteles palaipsniui įsuka turbinrati 3, o kartu ir prie jo pritvirtintą smagratį 5. Smagratyje 5 yra keturi hidrauliniai cilindrai 6, prie kurių stūmoklių kotų yra pritvirtintos papildomos masės 7. Išskleidus šias papildomas mases 7, padididėja smagračio 5 inercijos momentas. Po smagračiu 5 ant veleno 1 yra pritvirtinti keturi hidrauliniai cilindrai 9, kurie sudaro hidraulinę sankabą, prijungiančią arba atjungiančią smagratį 5 prie automobilio transmisijos. Prie hidraulinės sankabos hidraulinių cilindrų 9 stūmoklių kotų viršaus yra pritvirtinti frikciniai paviršiai 10, kurie, stūmokliams pakilus, prisipaudžia prie smagračio 5 pritvirtinto frikcinio paviršiaus 8. Tokiu būdu smagratis 5 yra prijungiamas prie automobilio transmisijos. Tuomet besisukančiame smagratyje 5 sukauptą kinetinę energiją yra perduodama į automobilio transmisiją ir panaudojama automobiliui įsibėgėti, dėl to yra taupomi degalai. Išnaudojus smagratyje 5 sukauptą kinetinę energiją, hidraulinės sankabos hidraulinių cilindrų 9 stūmokliai 10 yra nuleidžiami žemyn ir smagratis 5 yra atjungiamas nuo automobilio transmisijos (žr. 31 pav.). Tada vėl yra sukama hidraulinė mova ir iš naujo pradedama kaupti kinetinę energiją.



31 pav. KERS pjūvis:

1 – velenas; 2 – siurbliaratis; 3 – turbinratis; 4 – smagračio apsauginis korpusas; 5 – smagratis; 6 – smagratyje esantis hidraulinis cilindras; 7 – papildoma masė; 8 – smagračio frikcinis paviršius; 9 – hidraulinės sankabos hidraulinis cilindras; 10 – stūmoklis su frikciniu paviršiumi; 11 – hidraulinės sistemos vamzdeliai



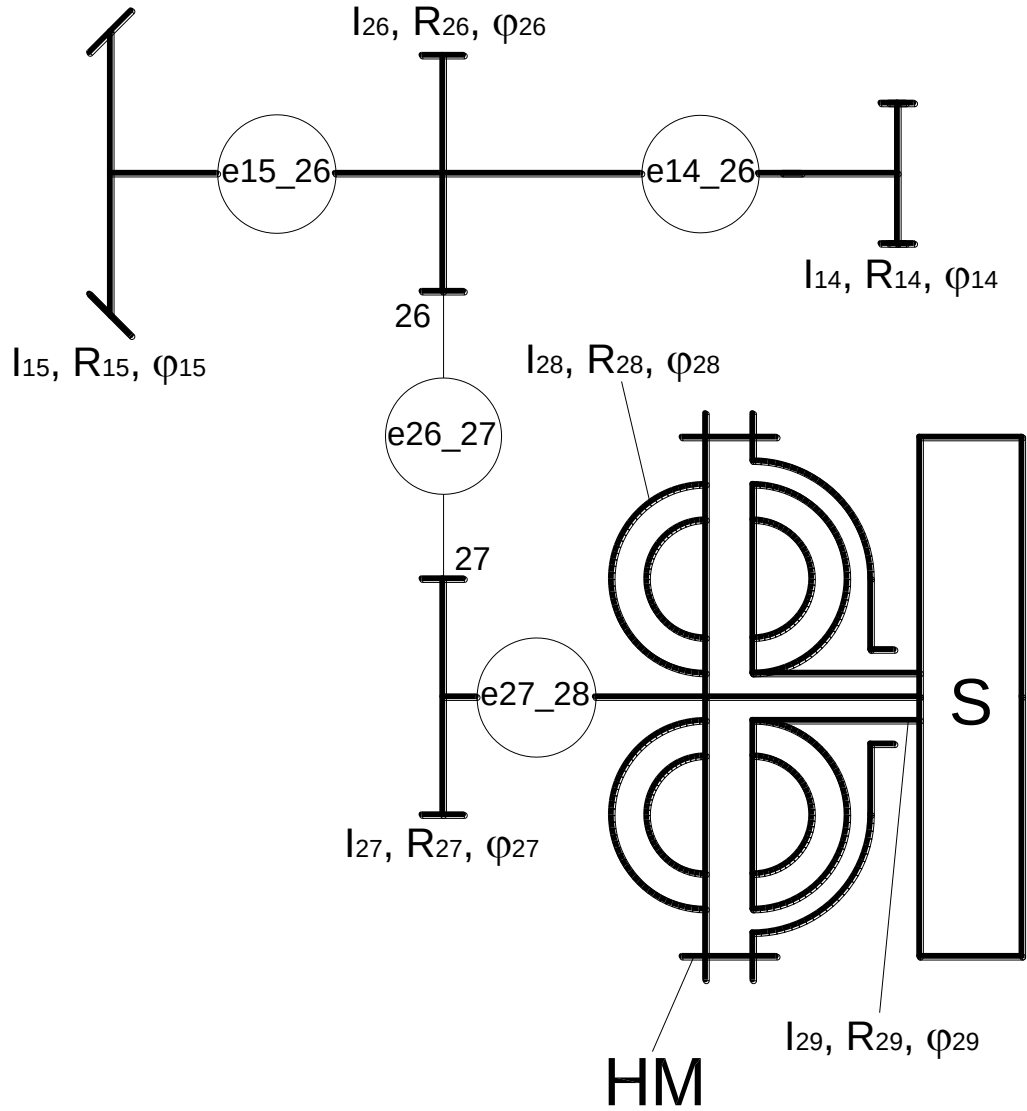
32 pav. Smagračio pjūvis:

1 – smagračio apsauginis korpusas; 2 – smagratis; 3 – smagratyje esantis hidraulinis cilindras; 4 – papildoma masė; 5 – smagračio frikcinis paviršius; 6 – hidraulinės sankabos hidraulinis cilindras; 7 – stūmoklis su frikciniu paviršiumi; 8 – hidraulinės sistemos vamzdeliai

3.1. Kinetinės energijos kaupimo sistemos matematinis modelis

33 pav. pavaizduota KERS kinematinė schema. KERS automobilio transmisijoje yra jungiama prie kardaninio veleno per krumplinę pavarą 26–27. Šie krumpliaračiai yra nuolat sujungti ir, sukantis kardaniniam velenui, suka visą sistemą. Iš variklio ateinantis sukimo momentas per

pavarų dėžę, kardaninį veleną ir krumpliaračius 26 ir 27 suka hidraulinės movos HM siurbliarą 28. Siurbliaratis įsuka hidraulinėje movoje HM esantį hidraulinį skystį ir per jį toliau yra įsukamas hidraulinės movos HM turbinratis 29 kartu su smagračiu S.



33 pav. KERS kinematinė schema:

HM – hidraulinė mova; S – smagratis

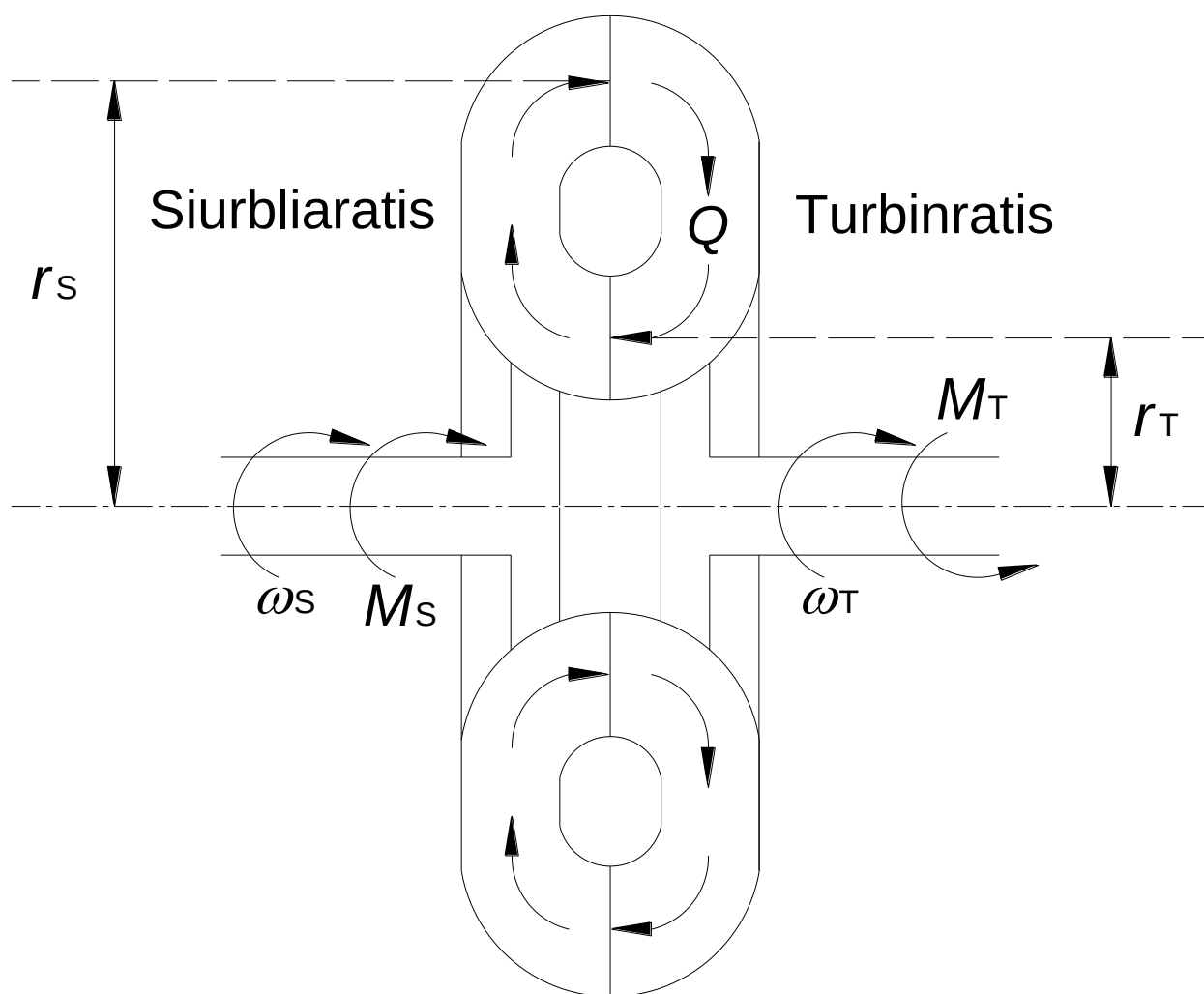
KERS krumpliaračių sukimosi lygtys užrašomos taip:

$$I_{26} \cdot \ddot{\varphi}_{26} = -k_{26_27} \cdot R_{26} \cdot (R_{26} \cdot \varphi_{26} + R_{27} \cdot \varphi_{27}) - c_{26_27} \cdot R_{26} \cdot (R_{26} \cdot \dot{\varphi}_{26} + R_{27} \cdot \dot{\varphi}_{27}) - k_{14_26} \cdot (\varphi_{26} - \varphi_{14}) - c_{14_26} \cdot (\dot{\varphi}_{26} - \dot{\varphi}_{14}) - k_{15_26} \cdot (\varphi_{26} - \varphi_{15}) - c_{15_26} \cdot (\dot{\varphi}_{26} - \dot{\varphi}_{15}), \quad (3.1)$$

$$I_{27} \cdot \ddot{\varphi}_{27} = -k_{26_27} \cdot R_{27} \cdot (R_{26} \cdot \varphi_{26} + R_{27} \cdot \varphi_{27}) - c_{26_27} \cdot R_{27} \cdot (R_{26} \cdot \dot{\varphi}_{26} + R_{27} \cdot \dot{\varphi}_{27}) - k_{27_28} \cdot (\varphi_{27} - \varphi_{28}) -$$

$$-c_{27_28} \cdot (\dot{\phi}_{27} - \dot{\phi}_{28}), \quad (3.2)$$

Kadangi į KERS sandarą įeina ir hidraulinė mova HM, pilnam jos matematiniam modeliui reikalingos ir formulės hidraulinės movos HM perduodamam sukimo momentui apskaičiuoti. Hidraulinės movos HM siurbliaračio 28 ir turbinračio 29 perduodami sukimo momentai apskaičiuojami pagal D. Yanakiev ir I. Kanellakopoulos (1995) pateiktas formules. Hidraulinės movos modelis pavaizduotas 34 pav.



34 pav. Hidraulinės movos modelis:

r_s, r_T – siurbliaračio ir turbinračio spinduliai; ω_s, ω_T – siurbliaračio ir turbinračio kampiniai greičiai; M_s, M_T – siurbliaračio ir turbinračio sukimo momentai; Q – debitas (Yanakiev, Kanellakopoulos 1995)

Hidraulinės movos siurbliaračio sukimo momentas apskaičiuojamas taip (Yanakiev, Kanellakopoulos 1995):

$$M_S = \dot{L}_S - \dot{L}_T = \rho \cdot Q \cdot (\omega_S \cdot r_S^2 - \omega_T \cdot r_T^2), \quad (3.3)$$

čia: $\dot{L}_S = \rho \cdot Q \cdot r_S^2 \cdot \omega_S$ – siurbliaračio judesio kiekio momentas Nm;

$\dot{L}_T = \rho \cdot Q \cdot r_T^2 \cdot \omega_T$ – turbinračio judesio kiekio momentas Nm;

ρ – skysčio tankis kg/m³;

Q – debitas m³/s;

ω_S, ω_T – siurbliaračio ir turbinračio kampiniai greičiai rad/s;

r_S, r_T – siurbliaračio ir turbinračio spinduliai m.

Hidraulinės movos turbinračio sukimo momentas apskaičiuojamas taip (Yanakiev, Kanellakopoulos 1995):

$$M_T = \dot{L}_T - \dot{L}_S = \rho \cdot Q \cdot (\omega_T \cdot r_T^2 - \omega_S \cdot r_S^2). \quad (3.4)$$

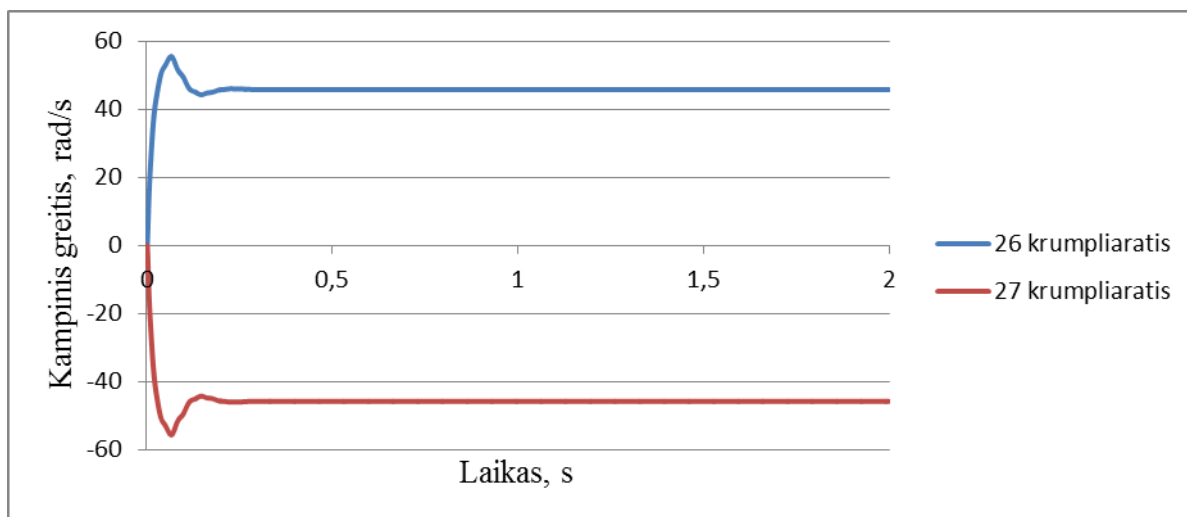
Hidraulinės movos hidraulinio skysčio debitas apskaičiuojamas taip (Yanakiev, Kanellakopoulos 1995):

$$Q = \sqrt{\frac{r_S^2 - r_T^2}{C_f}} \cdot \sqrt{\omega_S^2 - \omega_T^2}, \quad (3.5)$$

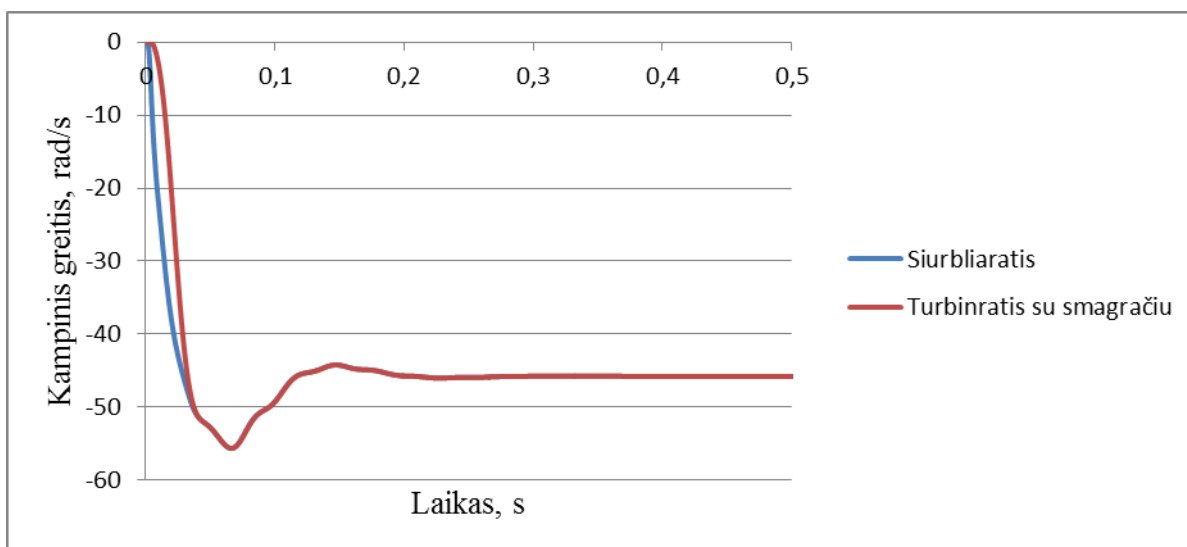
čia: C_f – specifinė šiluma kJ/kgK.

KERS krumpliaračių ir hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko, kai yra įjungta pirma pavarą, kompiuterinio modeliavimo rezultatų grafikai pavaizduoti 35 pav. ir 36 pav. Kaip matyti iš 35 pav. esančio grafiko, iš pavarų dėžės į KERS krumpliaratį 26 (žr. 33 pav.) ateinantis kampinis greitis yra lygus 45,80 rad/s (437,4 aps/min). Krumpliaratinės pavaros 26–27 perdavimo skaičius yra 1,0, todėl krumpliaračio 27 kampinis greitis yra lygus krumpliaračio 26 kampiniam greičiui. Krumpliaračio 27 kampinio greičio diagrama pavaizduota su minuso ženklu todėl, kad jis sukasi į priešingą pusę negu krumpliaratis 26.

36 pav. esančiame grafike pavaizduotos hidraulinės movos siurbliaračio ir turbinračio su smagračiu kampinių greičių diagramos, kai yra įjungta pirma pavara. Kaip matyti iš grafiko, hidraulinės movos turbinračio kampinis greitis iš pradžių šiek tiek atsilieka nuo siurbliaračio kampinio greičio, tačiau apytiksliai po 0,04 s turbinračio kampinis greitis susilygina su siurbliaračio kampiniu greičiu ir pasiekia 45,80 rad/s (437,4 aps/min). Hidraulinės movos kampinių greičių diagramos pavaizduotos su minuso ženklu, nes ji sakasi į priešingą pusę negu transmisija.



35 pav. KERS krumpliaraičių 26 ir 27 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavara



36 pav. Hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta pirma pavara

KERS krumpliaračių ir hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko, kai yra įjungtos kitos pavaros, kompiuterinio modeliavimo rezultatų grafikai yra pateikti B priede.

Besisukančio turbinračio su smagračiu kinetinė energija apskaičiuojama taip:

$$K = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2, \quad (3.6)$$

čia: I – inercijos momentas $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

ω – kampinis greitis rad/s .

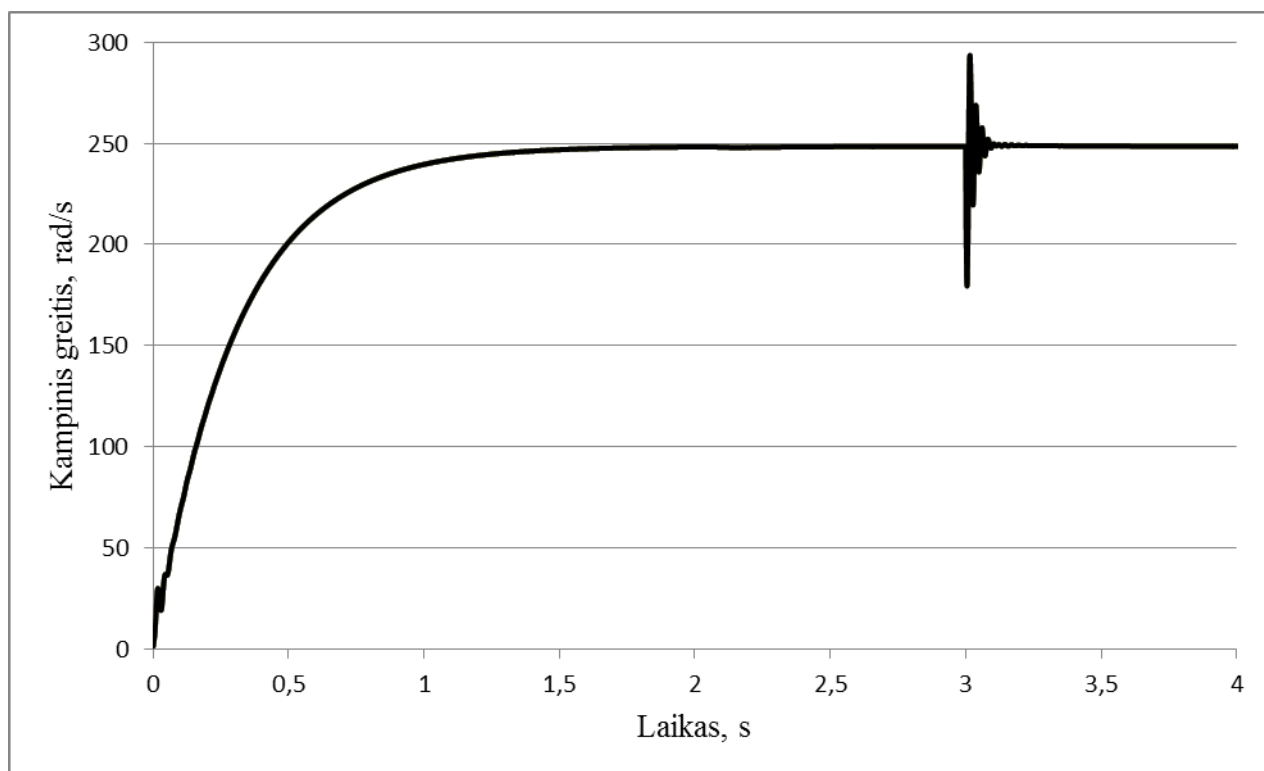
Pagal (3.6) lygtį apskaičiavau turbinračio su smagračiu kinetinę energiją penkioms pavaroms, kai smagračio papildomos masės yra suskleistos ir, kai smagračio papildomos masės yra išskleistos. Turbinračio su smagračiu inercijos momentas, kai smagračio papildomos masės yra suskleistos, yra lygus $0,9428 \text{ kgm}^2$, o kai smagračio papildomos masės yra išskleistos – $1,069 \text{ kgm}^2$. Skaičiavimų rezultatus pateikiu 2 lentelėje. Iš gautų rezultatų matyti, kad mažiausiai kinetinės energijos smagratyje yra sukaupiama, esant suskleistoms smagračio papildomoms masėms ir įjungtai pirmai pavarai – $0,8961 \text{ kJ}$, o daugiausiai kinetinės energijos sukaupiama, esant išskleistoms smagračio papildomoms masėms ir įjungtai penktai pavarai – $26,58 \text{ kJ}$. Esant įjungtai bet kuriai iš penkių pavarų, išskleidus smagračio papildomas mases, turbinračio su smagračiu kinetinė energija padidėja $11,80 \%$.

2 lentelė. Turbinračio su smagračiu kinetinė energija

Pavara	Turbinračio su smagračiu kampinis greitis rad/s	Kinetinė energija kJ	
		smagračio papildomos masės suskleistos	smagračio papildomos masės išskleistos
I	43,60	0,8961	1,016
II	58,80	1,630	1,848
III	88,0	3,651	4,139
IV	157,0	11,62	13,17
V	223,0	23,44	26,58

Atlikus automobilio transmisijos kompiuterinį modeliavimą, kai yra įjungta penkta pavara ir po 3 s prie transmisijos yra prijungiamas įsuktas smagratis, nustatyta, kad smagračio prijungimas turi neigiamą poveikį – apkrauna variklį ir lėtina automobilį (žr. 37 pav.). Kaip matyti iš gauto

galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafiko, po 3 s prie transmisijos prijungus įsuktą smagračių, ratų kampinis greitis staigiai nukrinta nuo 248,4 rad/s (2 372 aps/min) iki 179,4 rad/s (1 713 aps/min), automobilio greitis atitinkamai sumažėja nuo 134,1 km/h iki 96,87 km/h, bet po 0,2 s ratų kampinis greitis nusistovi ir vėl pasiekia 248,4 rad/s (2 372 aps/min). Todėl galima teigti, kad KERS veiks neefektyviai.



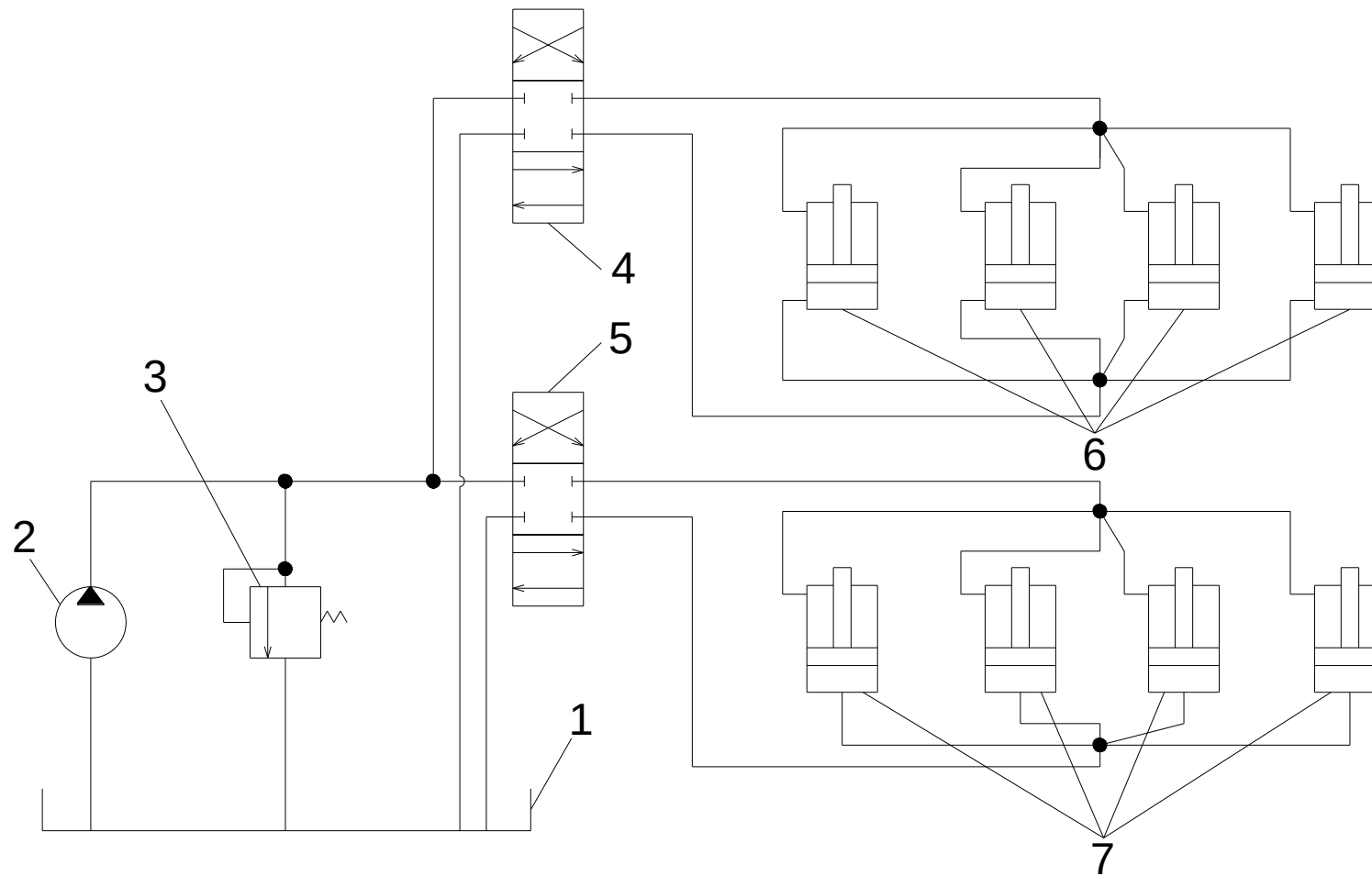
37 pav. Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavarą ir po 3 s prie transmisijos prijungiama KERS

3.2. Kinetinės energijos kaupimo sistemos hidraulinės sistemos modelis

Kadangi mano sukurta KERS yra valdoma hidrauliškai, toliau pateikiu hidraulinės sistemos schemas. 38 pav. pavaizduota KERS hidraulinė schema, o 39 pav. pateikta ta pati hidraulinė schema su pažymėtais koncentruotais parametrais.

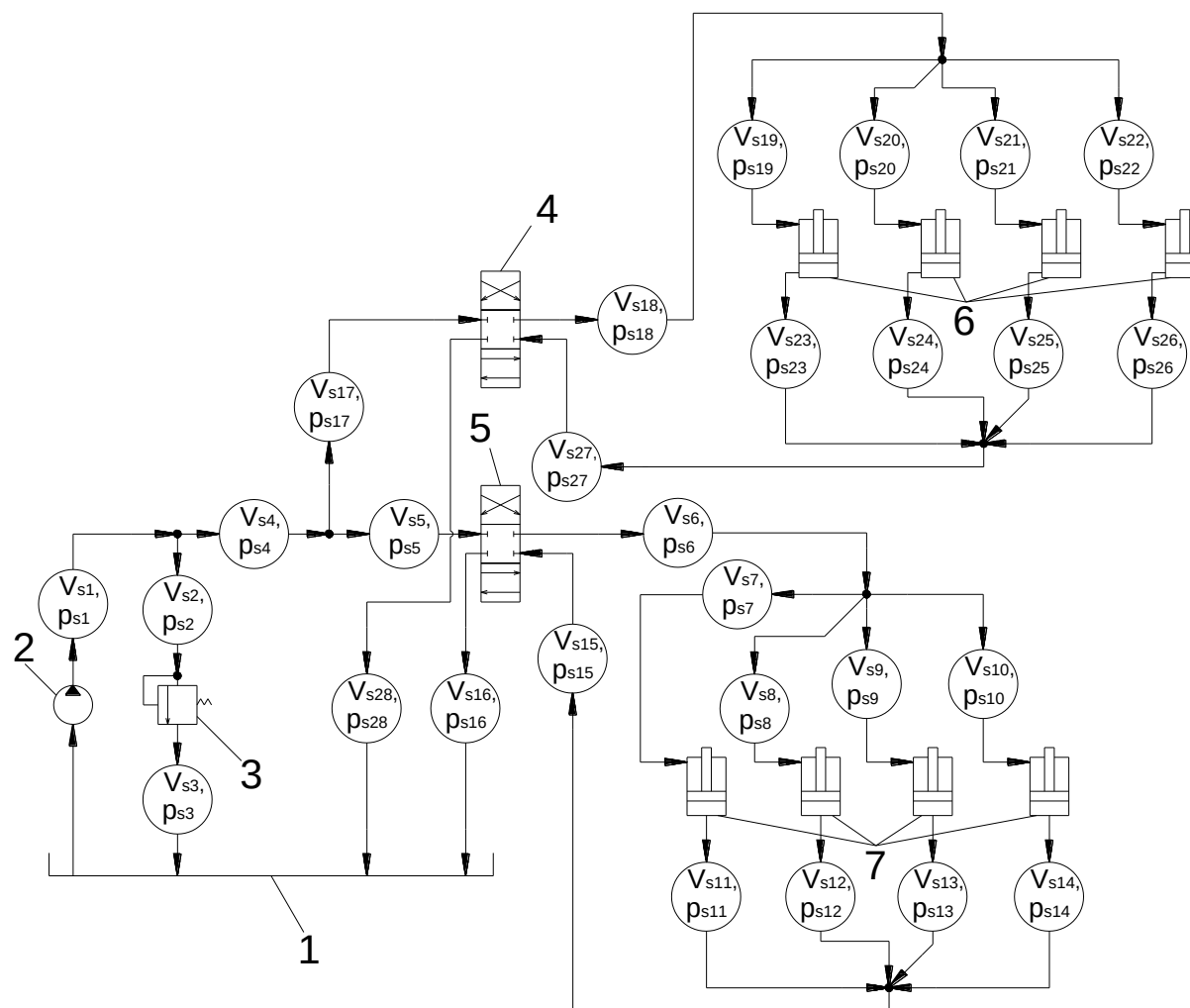
Toliau aprašau sukurto KERS hidraulinės sistemos veikimą. Hidraulinis siurblys 2 iš bako 1 pumpuoja hidraulinį skystį ir tiekia jį į hidraulinę sistemą. Hidraulinėje sistemoje esančiais dviem hidrauliniiais skirstytuvais 4 ir 5 yra valdomi keturi smagračio hidrauliniai cilindrai 6 ir keturi hidraulinės sankabos hidrauliniai cilindrai 7. Hidrauliniai skirstytuvai 4 ir 5 turi tris pozicijas: vidurinioji pozicija yra neutrali, kai ji yra įjungta, hidraulinis skystis neteka į hidraulinius cilindrų

ir iš jų neišteka; esant įjungtai viršutinei pozicijai, hidraulinis siurblys 2 tiekia hidraulinį skystį į hidraulinių cilindrų apačią, o iš hidraulinių cilindrų viršaus hidraulinis skystis išteka ir yra pakeliami hidraulinių cilindrų stūmokliai; esant įjungtai apatinei pozicijai, hidraulinis siurblys 2 tiekia hidraulinį skystį į hidraulinių cilindrų viršų, o iš hidraulinių cilindrų apačios hidraulinis skystis išteka ir yra nueidžiami hidraulinių cilindrų stūmokliai. Hidraulinį skirstytuvą 5, valdantį hidraulinės sankabos hidraulinius cilindrus 7, valdo automobilio vairuotojas, paspausdamas KERS įjungimo/išjungimo mygtuką 5 (žr. 12 pav.). Paspaudus mygtuką 5 (žr. 12 pav.), hidraulinis skirstytuvas 5 yra pastatomas į viršutinę padėtį ir, pakilus hidraulinės sankabos hidraulinių cilindrų 7 stūmokliams, KERS yra prijungiama prie automobilio transmisijos. Hidraulinis skirstytuvas 4, valdantis smagračio hidraulinius cilindrus 6, galėtų būti valdomas kompiuterio, kuris, esant dideliems smagračio sūkiams, hidraulinį skirstytuvą 4 pastatytų į viršutinę padėtį ir taip išskleistų smagračio papildomas mases 4 (žr. 32 pav.), o smagračio sūkiams sumažėjus, papildomas mases 4 (žr. 32 pav.) suskleistų, pastatydamas hidraulinį skirstytuvą 4 į apatinę padėtį.



38 pav. KERS hidraulinė schema:

1 – bakas; 2 – hidraulinis siurblys; 3 – apsauginis vožtuvas; 4, 5 – hidrauliniai skirstytuvai; 6 – smagračio hidrauliniai cilindrai; 7 – hidraulinės sankabos hidrauliniai cilindrai



39 pav. KERS hidraulinė schema su koncentruotais parametrais:

1 – bakas; 2 – hidraulinis siurblys; 3 – apsauginis vožtuvas; 4, 5 – hidrauliniai skirstytuvai; 6 – smagračio hidrauliniai cilindrai; 7 – hidraulinės sankabos hidrauliniai cilindrai

Modeliuojant KERS hidraulinę sistemą, visa hidraulinė sistema yra padalinama į mažesnius tūrius (žr. 39 pav.) ir skaičiuojami tuose tūriuose esančių slėgių pokyčiai.

Hidraulinės sistemos ertmėse V_{si} esančių slėgių pokyčių lygtys yra užrašomos taip:

a) kai hidraulinių cilindrų stūmokliai leidžiasi žemyn:

$$\frac{dp_{s1}}{dt} = \dot{p}_{s1} = \frac{K}{V_{s1}} \cdot (Q_{0_1} - Q_{1_2} - Q_{1_4}), \quad (3.7)$$

$$\dot{p}_{s2} = \frac{K}{V_{s2}} \cdot (Q_{1_2} - Q_{2_3} - Q_{2_4}), \quad (3.8)$$

$$\dot{p}_{s3} = \frac{K}{V_{s3}} \cdot (Q_{2_3} - Q_{3_0}), \quad (3.9)$$

$$\dot{p}_{s4} = \frac{K}{V_{s4}} \cdot (Q_{1_4} + Q_{2_4} - Q_{4_5} - Q_{4_{17}}), \quad (3.10)$$

$$\dot{p}_{s5} = \frac{K}{V_{s5}} \cdot (Q_{4_5} - Q_{4_{17}} - Q_{5_6}), \quad (3.11)$$

$$\dot{p}_{s6} = \frac{K}{V_{s6}} \cdot (Q_{5_6} - Q_{6_7} - Q_{6_8} - Q_{6_9} - Q_{6_{10}}), \quad (3.12)$$

$$\dot{p}_{s7} = \frac{K}{V_{s7}} \cdot (Q_{6_7} - Q_{6_8} - Q_{6_9} - Q_{6_{10}} - Q_{7_{c2}}), \quad (3.13)$$

$$\dot{p}_{s8} = \frac{K}{V_{s8}} \cdot (Q_{6_8} - Q_{6_7} - Q_{6_9} - Q_{6_{10}} - Q_{8_{c4}}), \quad (3.14)$$

$$\dot{p}_{s9} = \frac{K}{V_{s9}} \cdot (Q_{6_9} - Q_{6_7} - Q_{6_8} - Q_{6_{10}} - Q_{9_{c6}}), \quad (3.15)$$

$$\dot{p}_{s10} = \frac{K}{V_{s10}} \cdot (Q_{6_{10}} - Q_{6_7} - Q_{6_8} - Q_{6_9} - Q_{10_{c8}}), \quad (3.16)$$

$$\dot{p}_{s11} = \frac{K}{V_{s11}} \cdot (Q_{c1_{11}} - Q_{11_{15}}), \quad (3.17)$$

$$\dot{p}_{s12} = \frac{K}{V_{s12}} \cdot (Q_{c3_{12}} - Q_{12_{15}}), \quad (3.18)$$

$$\dot{p}_{s13} = \frac{K}{V_{s13}} \cdot (Q_{c5_{13}} - Q_{13_{15}}), \quad (3.19)$$

$$\dot{p}_{s14} = \frac{K}{V_{s14}} \cdot (Q_{c7_{14}} - Q_{14_{15}}), \quad (3.20)$$

$$\dot{p}_{s15} = \frac{K}{V_{s14}} \cdot (Q_{11_{15}} + Q_{12_{15}} + Q_{13_{15}} + Q_{14_{15}} - Q_{15_{16}}), \quad (3.21)$$

$$\dot{p}_{s16} = \frac{K}{V_{s16}} \cdot (Q_{15_16} - Q_{16_0}), \quad (3.22)$$

$$\dot{p}_{s17} = \frac{K}{V_{s17}} \cdot (Q_{4_17} - Q_{4_5} - Q_{17_18}), \quad (3.23)$$

$$\dot{p}_{s18} = \frac{K}{V_{s18}} \cdot (Q_{17_18} - Q_{18_19} - Q_{18_20} - Q_{18_21} - Q_{18_22}), \quad (3.24)$$

$$\dot{p}_{s19} = \frac{K}{V_{s19}} \cdot (Q_{18_19} - Q_{18_20} - Q_{18_21} - Q_{18_22} - Q_{19_c10}), \quad (3.25)$$

$$\dot{p}_{s20} = \frac{K}{V_{s20}} \cdot (Q_{18_20} - Q_{18_19} - Q_{18_21} - Q_{18_22} - Q_{20_c12}), \quad (3.26)$$

$$\dot{p}_{s21} = \frac{K}{V_{s21}} \cdot (Q_{18_21} - Q_{18_19} - Q_{18_20} - Q_{18_22} - Q_{21_c14}), \quad (3.27)$$

$$\dot{p}_{s22} = \frac{K}{V_{s22}} \cdot (Q_{18_22} - Q_{18_19} - Q_{18_20} - Q_{18_21} - Q_{22_c16}), \quad (3.28)$$

$$\dot{p}_{s23} = \frac{K}{V_{s23}} \cdot (Q_{c9_23} - Q_{23_27}), \quad (3.29)$$

$$\dot{p}_{s24} = \frac{K}{V_{s24}} \cdot (Q_{c11_24} - Q_{24_27}), \quad (3.30)$$

$$\dot{p}_{s25} = \frac{K}{V_{s25}} \cdot (Q_{c13_25} - Q_{25_27}), \quad (3.31)$$

$$\dot{p}_{s26} = \frac{K}{V_{s26}} \cdot (Q_{c15_26} - Q_{26_27}), \quad (3.32)$$

$$\dot{p}_{s27} = \frac{K}{V_{s27}} \cdot (Q_{23_27} + Q_{24_27} + Q_{25_27} + Q_{26_27} - Q_{27_28}), \quad (3.33)$$

$$\dot{p}_{s28} = \frac{K}{V_{s28}} \cdot (Q_{27_28} - Q_{28_0}), \quad (3.34)$$

b) kai hidraulinių cilindrų stūmokliai kyla į viršų, keičiasi šios lygtys:

$$\dot{p}_{s5} = \frac{K}{V_{s5}} \cdot (Q_{4_5} - Q_{4_17} - Q_{5_15}), \quad (3.35)$$

$$\dot{p}_{s6} = \frac{K}{V_{s6}} \cdot (Q_{6_7} + Q_{6_7} + Q_{6_9} + Q_{6_10} - Q_{6_16}), \quad (3.36)$$

$$\dot{p}_{s15} = \frac{K}{V_{s15}} \cdot (Q_{5_15} - Q_{11_15} - Q_{12_15} - Q_{13_15} - Q_{14_15}), \quad (3.37)$$

$$\dot{p}_{s16} = \frac{K}{V_{s16}} \cdot (Q_{6_16} - Q_{16_0}), \quad (3.38)$$

$$\dot{p}_{s17} = \frac{K}{V_{s17}} \cdot (Q_{4_17} - Q_{4_5} - Q_{17_27}), \quad (3.39)$$

$$\dot{p}_{s18} = \frac{K}{V_{s18}} \cdot (Q_{18_19} + Q_{18_20} + Q_{18_21} + Q_{18_22} - Q_{18_28}), \quad (3.40)$$

$$\dot{p}_{s27} = \frac{K}{V_{s27}} \cdot (Q_{17_27} - Q_{23_27} - Q_{24_27} - Q_{25_27} - Q_{26_27}), \quad (3.41)$$

$$\dot{p}_{s28} = \frac{K}{V_{s28}} \cdot (Q_{18_28} - Q_{28_0}), \quad (3.42)$$

čia: K – skysčio tūrinis tamprumo modulis Pa;

V_{si} – i -osios ertmės tūris m³;

Q_{i_j} , – hidraulinio skysčio, tekančio iš i -osios į j -ąją ertmę, debitas m³/s;

Q_{i_cj} , – hidraulinio skysčio, tekančio iš i -osios į hidraulinio cilindro j -ąją ertmę, debitas m³/s.

Hidraulinės sistemos ermėse V_{si} pratekančių debitų lygtys yra užrašomos taip:

$$Q_{1_2} = A_{1_2} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s1} - p_{s2}|} \cdot \text{sign}(p_{s1} - p_{s2}), \quad (3.43)$$

$$Q_{1_4} = A_{1_4} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s1} - p_{s4}|} \cdot \text{sign}(p_{s1} - p_{s4}), \quad (3.44)$$

$$Q_{2_4} = A_{2_4} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s2} - p_{s4}|} \cdot \text{sign}(p_{s2} - p_{s4}), \quad (3.45)$$

$$Q_{3_0} = A_{3_0} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s3} - p_{s0}|} \cdot \text{sign}(p_{s3} - p_{s0}), \quad (3.46)$$

$$Q_{4_5} = A_{4_5} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s4} - p_{s5}|} \cdot \text{sign}(p_{s4} - p_{s5}), \quad (3.47)$$

$$Q_{4_17} = A_{4_17} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s4} - p_{s17}|} \cdot \text{sign}(p_{s4} - p_{s17}), \quad (3.48)$$

$$Q_{5_6} = A_{5_6} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s5} - p_{s6}|} \cdot \text{sign}(p_{s5} - p_{s6}), \quad (3.49)$$

$$Q_{6_7} = A_{6_7} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s6} - p_{s7}|} \cdot \text{sign}(p_{s6} - p_{s7}), \quad (3.50)$$

$$Q_{6_8} = A_{6_8} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s6} - p_{s8}|} \cdot \text{sign}(p_{s6} - p_{s8}), \quad (3.51)$$

$$Q_{6_9} = A_{6_9} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s6} - p_{s9}|} \cdot \text{sign}(p_{s6} - p_{s9}), \quad (3.52)$$

$$Q_{6_10} = A_{6_10} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s6} - p_{s10}|} \cdot \text{sign}(p_{s6} - p_{s10}), \quad (3.53)$$

$$Q_{7_c2} = A_{7_c2} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s7} - p_{c2}|} \cdot \text{sign}(p_{s7} - p_{c2}), \quad (3.54)$$

$$Q_{8_c4} = A_{8_c4} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s8} - p_{c4}|} \cdot \text{sign}(p_{s8} - p_{c4}), \quad (3.55)$$

$$Q_{9_c6} = A_{9_c6} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s9} - p_{c6}|} \cdot \text{sign}(p_{s9} - p_{c6}), \quad (3.56)$$

$$Q_{10_c8} = A_{10_c8} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s10} - p_{c8}|} \cdot \text{sign}(p_{s10} - p_{c8}), \quad (3.57)$$

$$Q_{c1_11} = A_{c1_11} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{c1} - p_{s11}|} \cdot \text{sign}(p_{c1} - p_{s11}), \quad (3.58)$$

$$Q_{c3_12} = A_{c3_12} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{c3} - p_{s12}|} \cdot \text{sign}(p_{c3} - p_{s12}), \quad (3.59)$$

$$Q_{c5_13} = A_{c5_13} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{c5} - p_{s13}|} \cdot \text{sign}(p_{c5} - p_{s13}), \quad (3.60)$$

$$Q_{c7_14} = A_{c7_14} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{c7} - p_{s14}|} \cdot \text{sign}(p_{c7} - p_{s14}), \quad (3.61)$$

$$Q_{11_15} = A_{11_15} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s11} - p_{s15}|} \cdot \text{sign}(p_{s11} - p_{s15}), \quad (3.62)$$

$$Q_{12_15} = A_{12_15} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s12} - p_{s15}|} \cdot \text{sign}(p_{s12} - p_{s15}), \quad (3.63)$$

$$Q_{13_15} = A_{13_15} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s13} - p_{s15}|} \cdot \text{sign}(p_{s13} - p_{s15}), \quad (3.64)$$

$$Q_{14_15} = A_{14_15} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s14} - p_{s15}|} \cdot \text{sign}(p_{s14} - p_{s15}), \quad (3.65)$$

$$Q_{15_{-}16} = A_{15_{-}16} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s15} - p_{s16}|} \cdot \text{sign}(p_{s15} - p_{s16}), \quad (3.66)$$

$$Q_{16_{-}0} = A_{16_{-}0} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s16} - p_{s0}|} \cdot \text{sign}(p_{s16} - p_{s0}), \quad (3.67)$$

$$Q_{17_{-}18} = A_{17_{-}18} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s17} - p_{s18}|} \cdot \text{sign}(p_{s17} - p_{s18}), \quad (3.68)$$

$$Q_{18_{-}19} = A_{18_{-}19} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s18} - p_{s19}|} \cdot \text{sign}(p_{s18} - p_{s19}), \quad (3.69)$$

$$Q_{18_{-}20} = A_{18_{-}20} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s18} - p_{s20}|} \cdot \text{sign}(p_{s18} - p_{s20}), \quad (3.70)$$

$$Q_{18_{-}21} = A_{18_{-}21} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s18} - p_{s21}|} \cdot \text{sign}(p_{s18} - p_{s21}), \quad (3.71)$$

$$Q_{18_{-}22} = A_{18_{-}22} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s18} - p_{s22}|} \cdot \text{sign}(p_{s18} - p_{s22}), \quad (3.72)$$

$$Q_{19_{-}c10} = A_{19_{-}c10} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s19} - p_{c10}|} \cdot \text{sign}(p_{s19} - p_{c10}), \quad (3.73)$$

$$Q_{20_{-}c12} = A_{20_{-}c12} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s20} - p_{c12}|} \cdot \text{sign}(p_{s20} - p_{c12}), \quad (3.74)$$

$$Q_{21_{-}c14} = A_{21_{-}c14} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s21} - p_{c14}|} \cdot \text{sign}(p_{s21} - p_{c14}), \quad (3.75)$$

$$Q_{22_{-}c16} = A_{22_{-}c16} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s22} - p_{c16}|} \cdot \text{sign}(p_{s22} - p_{c16}), \quad (3.76)$$

$$Q_{c9_{-}23} = A_{c9_{-}23} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{c9} - p_{s23}|} \cdot \text{sign}(p_{c9} - p_{s23}), \quad (3.77)$$

$$Q_{c11_{-}24} = A_{c11_{-}24} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{c11} - p_{s24}|} \cdot \text{sign}(p_{c11} - p_{s24}), \quad (3.78)$$

$$Q_{c13_{-}25} = A_{c13_{-}25} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{c13} - p_{s25}|} \cdot \text{sign}(p_{c13} - p_{s25}), \quad (3.79)$$

$$Q_{c15_{-}26} = A_{c15_{-}26} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{c15} - p_{s26}|} \cdot \text{sign}(p_{c15} - p_{s26}), \quad (3.80)$$

$$Q_{23_{-}27} = A_{23_{-}27} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s23} - p_{s27}|} \cdot \text{sign}(p_{s23} - p_{s27}), \quad (3.81)$$

$$Q_{24_27} = A_{24_27} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s24} - p_{s27}|} \cdot \text{sign}(p_{s24} - p_{s27}), \quad (3.82)$$

$$Q_{25_27} = A_{25_27} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s25} - p_{s27}|} \cdot \text{sign}(p_{s25} - p_{s27}), \quad (3.83)$$

$$Q_{26_27} = A_{26_27} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s26} - p_{s27}|} \cdot \text{sign}(p_{s26} - p_{s27}), \quad (3.84)$$

$$Q_{27_28} = A_{27_28} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s27} - p_{s28}|} \cdot \text{sign}(p_{s27} - p_{s28}), \quad (3.85)$$

$$Q_{28_0} = A_{28_0} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s28} - p_{s0}|} \cdot \text{sign}(p_{s28} - p_{s0}), \quad (3.86)$$

$$Q_{5_15} = A_{5_15} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s5} - p_{s15}|} \cdot \text{sign}(p_{s5} - p_{s15}), \quad (3.87)$$

$$Q_{6_16} = A_{6_16} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s6} - p_{s16}|} \cdot \text{sign}(p_{s6} - p_{s16}), \quad (3.88)$$

$$Q_{17_27} = A_{17_27} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s17} - p_{s27}|} \cdot \text{sign}(p_{s17} - p_{s27}), \quad (3.89)$$

$$Q_{18_28} = A_{18_28} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{s18} - p_{s28}|} \cdot \text{sign}(p_{s18} - p_{s28}), \quad (3.90)$$

čia: A_{i_j} – hidraulinės sistemos i_j ertmės skerspjūvio plotas m^2 ;

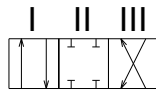
μ – santykinis slėgis;

ρ – hidraulinio skysčio tankis kg/m^3 ;

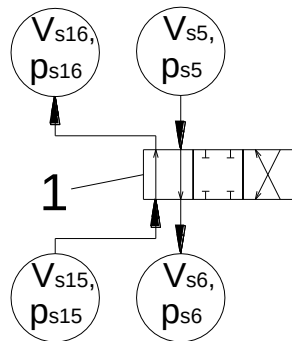
p_{si} – hidraulinės sistemos i -ojoje ertmėje esantis slėgis Pa.

Hidraulinės sistemos hidrauliniai skirstytuvai turi 3 pozicijas. Kai yra įjungta I pozicija, hidraulinių cilindrų stūmokliai yra nuleidžiami, II pozicija yra neutrali, t. y. hidraulinio skysčio tekėjimas į hidraulinius cilindrus ir iš jų yra užblokuotas, o, kai yra įjungta III pozicija, hidraulinių cilindrų stūmokliai yra pakeliami (žr. 40 pav.).

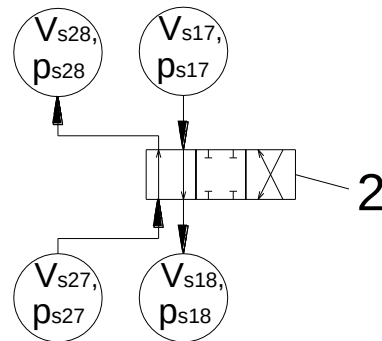
Hidraulinio skirstytuvo pozicijos



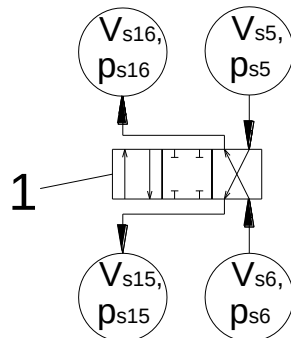
I pozicija



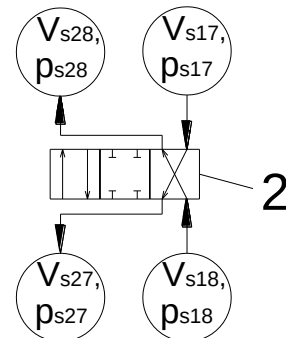
I pozicija



III pozicija



III pozicija



40 pav. Hidraulinių skirstytuvų pozicijos:

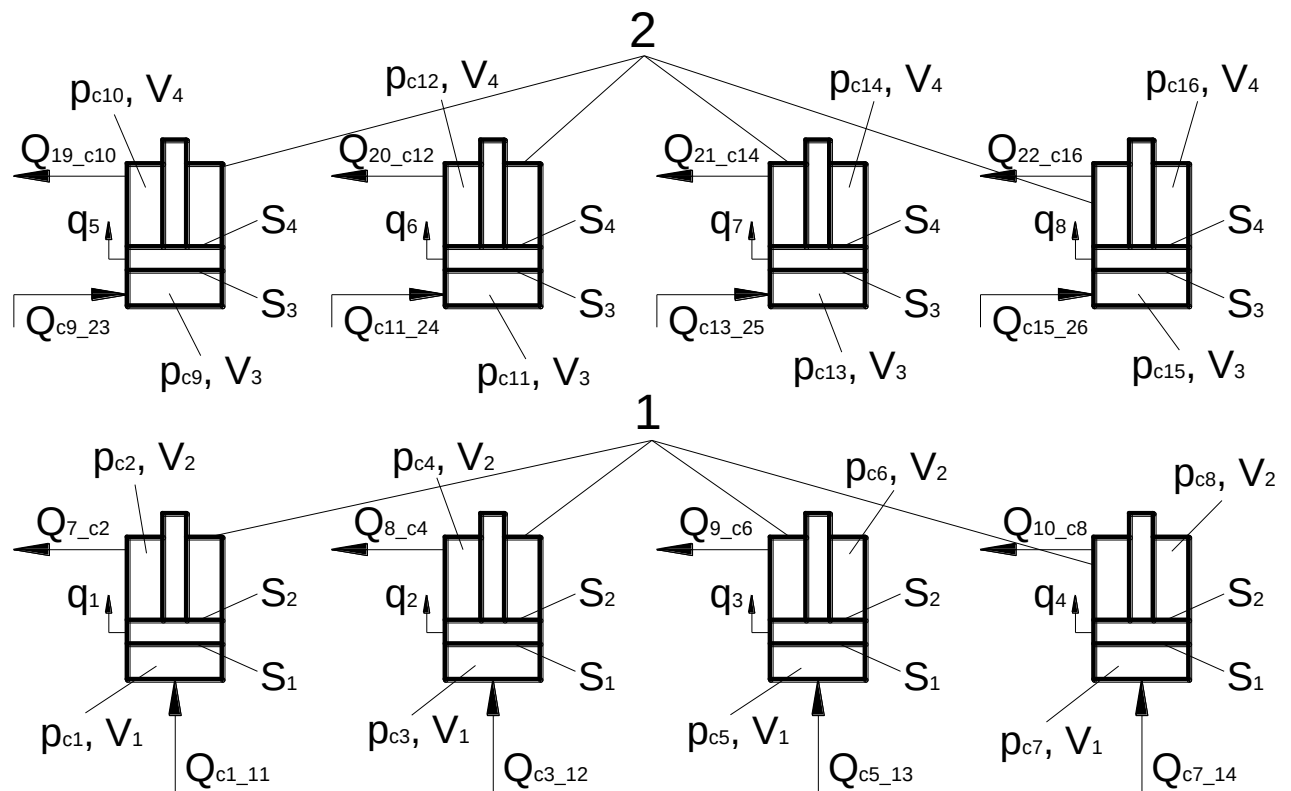
1 – hidraulinės sankabos hidraulinis skirstytuvas; 2 – smagračio hidraulinis skirstytuvas

Hidraulinio skirstytuvo pozicijų perjungimas yra atliekamas tokia tvarka: I–II–III–II–I. Pradiniu laiko momentu t_1 hidraulinė sistema yra išjungta. Įjungus hidraulinį siurbį, laiko momentu t_2 yra įjungiamas hidraulinio skirstytuvo pozicija I, šioje pozicijoje hidraulinis skirstytuvas būna iki laiko t_3 . Laiko momentu t_3 yra įjungiamas hidraulinio skirstytuvo pozicija II, šioje pozicijoje hidraulinis skirstytuvas būna iki laiko t_4 . Laiko momentu t_4 yra įjungiamas hidraulinio skirstytuvo pozicija III, šioje pozicijoje hidraulinis skirstytuvas būna iki laiko t_5 . Laiko momentu t_5 yra įjungiamas hidraulinio skirstytuvo pozicija II, šioje pozicijoje hidraulinis skirstytuvas būna iki laiko t_6 . Laiko momentu t_6 yra įjungiamas hidraulinio skirstytuvo pozicija I, šioje pozicijoje hidraulinis skirstytuvas būna iki laiko t_6 (žr. 3 lentelę). Tokiu būdu hidraulinio skirstytuvo pozicijų perjunginėjimo ciklas yra nuolat kartojamas.

3 lentelė. Hidraulinio skirstytuvo valdymas

Pradinis laikas	Hidraulinio skirstytuvo pozicijos perjungimo laikas	Hidraulinio skirstytuvo pozicija
t_1	t_2	I
t_2	t_3	II
t_3	t_4	III
t_4	t_5	II
t_5	t_6	I

KERS hidraulinėje sistemoje yra 8 hidrauliniai cilindrai – 4 hidraulinės sankabos hidrauliniai cilindrai ir 4 smagračio hidrauliniai cilindrai (žr. 41 pav.).



41 pav. KERS hidraulinių cilindrų schema:

1 – hidraulinės sankabos hidrauliniai cilindrai; 2 – smagračio hidrauliniai cilindrai

Užrašau visų 8 hidraulinių cilindrų ertmėse esančių slėgių pokyčių lygtis. Hidraulinės sistemos hidraulinių cilindrų ertmėse esančių slėgių pokyčių lygtys yra užrašomos taip:

$$\dot{p}_{c1} = \frac{K}{V_1 + S_1 \cdot q_1} \cdot (Q_{c1_11} - S_1 \cdot \dot{q}_1), \quad (3.91)$$

$$\dot{p}_{c2} = \frac{K}{V_2 + S_2 \cdot q_2} \cdot (S_2 \cdot \dot{q}_1 - Q_{7_c2}), \quad (3.92)$$

$$\dot{p}_{c3} = \frac{K}{V_3 + S_1 \cdot q_2} \cdot (Q_{c3_12} - S_1 \cdot \dot{q}_2), \quad (3.93)$$

$$\dot{p}_{c4} = \frac{K}{V_4 + S_4 \cdot q_2} \cdot (S_2 \cdot \dot{q}_2 - Q_{8_c4}), \quad (3.94)$$

$$\dot{p}_{c5} = \frac{K}{V_5 + S_1 \cdot q_3} \cdot (Q_{c5_13} - S_1 \cdot \dot{q}_3), \quad (3.95)$$

$$\dot{p}_{c6} = \frac{K}{V_6 + S_2 \cdot q_3} \cdot (S_2 \cdot \dot{q}_3 - Q_{9_c6}), \quad (3.96)$$

$$\dot{p}_{c7} = \frac{K}{V_7 + S_1 \cdot q_4} \cdot (Q_{c7_14} - S_1 \cdot \dot{q}_4), \quad (3.97)$$

$$\dot{p}_{c8} = \frac{K}{V_8 + S_2 \cdot q_4} \cdot (S_2 \cdot \dot{q}_4 - Q_{10_c8}), \quad (3.98)$$

$$\dot{p}_{c9} = \frac{K}{V_9 + S_3 \cdot q_5} \cdot (Q_{c9_23} - S_3 \cdot \dot{q}_5), \quad (3.99)$$

$$\dot{p}_{c10} = \frac{K}{V_{10} + S_4 \cdot q_5} \cdot (S_4 \cdot \dot{q}_5 - Q_{19_c10}), \quad (3.100)$$

$$\dot{p}_{c11} = \frac{K}{V_{11} + S_3 \cdot q_6} \cdot (Q_{c11_24} - S_3 \cdot \dot{q}_6), \quad (3.101)$$

$$\dot{p}_{c12} = \frac{K}{V_{12} + S_4 \cdot q_6} \cdot (S_4 \cdot \dot{q}_{65} - Q_{20_c12}), \quad (3.102)$$

$$\dot{p}_{c13} = \frac{K}{V_{13} + S_3 \cdot q_7} \cdot (Q_{c13_25} - S_3 \cdot \dot{q}_7), \quad (3.103)$$

$$\dot{p}_{c14} = \frac{K}{V_{14} + S_4 \cdot q_7} \cdot (S_4 \cdot \dot{q}_7 - Q_{21_c14}), \quad (3.104)$$

$$\dot{p}_{c15} = \frac{K}{V_{15} + S_3 \cdot q_8} \cdot (Q_{c15_26} - S_3 \cdot \dot{q}_8), \quad (3.105)$$

$$\dot{p}_{c16} = \frac{K}{V_{16} + S_4 \cdot q_8} \cdot (S_4 \cdot \dot{q}_8 - Q_{22_c16}), \quad (3.106)$$

čia: S_i – hidraulinio cilindro stūmoklio i -ojo paviršiaus plotas m^2 ;

q_i – hidraulinio cilindro i -ojo stūmoklio poslinkis m ;

$\dot{q}_i$ – hidraulinio cilindro i -ojo stūmoklio greitis m/s.

Taip pat užrašau ir visų 8 hidraulinių cilindrų stūmoklių judėjimo lygtis. Kadangi hidraulinės sankabos ir smagračio hidraulinių cilindrų paskitys yra skirtingos, todėl ir jų stūmoklių judėjimo lygtys yra užrašomos skirtingai.

Hidraulinės sankabos hidraulinių cilindrų stūmoklių judėjimo lygtys yra užrašomos taip:

$$m_1 \cdot \ddot{q}_1 = p_{c1} \cdot S_1 - p_{c2} \cdot S_2 - R_{Ts} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1) - F_1, \quad (3.107)$$

$$m_1 \cdot \ddot{q}_2 = p_{c3} \cdot S_1 - p_{c04} \cdot S_2 - R_{Ts} \cdot \text{sign}(\dot{q}_2) - F_2, \quad (3.108)$$

$$m_1 \cdot \ddot{q}_3 = p_{c5} \cdot S_1 - p_{c6} \cdot S_2 - R_{Ts} \cdot \text{sign}(\dot{q}_3) - F_3, \quad (3.109)$$

$$m_1 \cdot \ddot{q}_4 = p_{c7} \cdot S_1 - p_{c8} \cdot S_2 - R_{Ts} \cdot \text{sign}(\dot{q}_4) - F_4, \quad (3.110)$$

čia: m_1 – hidraulinės sankabos hidraulinio cilindro stūmoklio masė kg;

R_{Ts} – trinties jėga tarp stūmoklio ir hidraulinės sankabos hidraulinio cilindro sienelės N;

F_i – jėga, atsirandanti dėl sąveikos tarp hidraulinio cilindro stūmoklio ir smagračio frikcinių paviršių N. Kai stūmoklio poslinkis q_i yra didesnis už tarpelį, esantį tarp stūmoklio ir smagračio Δ_i , tada:

$$F_i = k_i \cdot (q_i - \Delta_i) + c_i \cdot \dot{q}_i, \quad (3.111)$$

Smagračio hidraulinių cilindrų stūmoklių judėjimo lygtys yra užrašomos taip:

$$m_2 \cdot \ddot{q}_5 = p_{c9} \cdot S_3 - p_{c10} \cdot S_4 - R_{Tsm} \cdot \text{sign}(\dot{q}_5) + m_2 \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot (R + q_5), \quad (3.112)$$

$$m_2 \cdot \ddot{q}_6 = p_{c11} \cdot S_3 - p_{c12} \cdot S_4 - R_{Tsm} \cdot \text{sign}(\dot{q}_6) + m_2 \cdot \dot{\varphi}_6^2 \cdot (R + q_6), \quad (3.113)$$

$$m_2 \cdot \ddot{q}_7 = p_{c13} \cdot S_3 - p_{c14} \cdot S_4 - R_{Tsm} \cdot \text{sign}(\dot{q}_7) + m_2 \cdot \dot{\varphi}_7^2 \cdot (R + q_7), \quad (3.114)$$

$$m_2 \cdot \ddot{q}_8 = p_{c15} \cdot S_3 - p_{c16} \cdot S_4 - R_{Tsm} \cdot \text{sign}(\dot{q}_8) + m_2 \cdot \dot{\varphi}_8^2 \cdot (R + q_8), \quad (3.115)$$

čia: m_2 – smagračio hidraulinio cilindro stūmoklio masė kg;

R_{Tsm} – trinties jėga tarp stūmoklio ir smagračio hidraulinio cilindro sienelės N;

$\dot{\varphi}_i$ – smagračio hidraulinio cilindro i -ojo stūmoklio kampinis greitis rad/s;

R – spindulys nuo smagračio centro iki smagračio hidraulinio cilindro stūmoklio galo m.

Apibendrintos išvados

1. Atlikus patentų analizę energijos akumuliacinio srityje, nustatyta, kad gali būti 5 skirtingų rūšių KERS: pneumatinės, hidraulinės, elektrinės, mechaninės ir mišrios.

2. Atlikus mokslinių darbų analizę energijos akumuliacinio srityje, nustatyta, kad mechaninė KERS su smagračiu yra pati efektyviausia iš visų prieš tai išvardytų KERS rūšių. Palyginus su šiuo metu populiariausiomis elektrinėmis KERS, mechaninė KERS su smagračiu 2 kartus mažiau sveria, užima 2 kartus mažiau vietos, yra 4 kartus pigesnė ir 2 kartus efektyvesnė dėl mažų energijos nuostolių.

3. Sukurta visiškai nauja automobilio kinetinės energijos kaupimo sistema bei jos valdymo hidraulinė sistema. Kinetinės energijos kaupimo sistemą sudaro krumpliaratinė pavara, hidraulinė mova, smagratis ir hidraulinė sankaba, skirta prijungti šią sistemą prie automobilio transmisijos arba nuo jos atjungti.

4. Atlikus automobilio transmisijos su KERS skaičiavimus nustatyta, kad, nepriklausomai nuo to, kuri pavara yra įjungta, KERS hidraulinės movos turbinračio su smagračiu kampinis greitis per apytiksliai 0,04 s tampa lygus transmisijos kampiniam greičiui ir toliau nebedidėja. Taip pat nustatyta, kad mažiausiai kinetinės energijos smagratyje yra sukaupiama, esant suskleistoms smagračio papildomoms masėms ir įjungtai I pavarai – 0,8961 kJ, o daugiausiai kinetinės energijos sukaupiama, esant išskleistoms smagračio papildomoms masėms ir įjungtai V pavarai – 26,58 kJ. Esant įjungtai bet kuriai iš penkių pavarų ir turbinračiui su smagračiu pasiekus transmisijos kampinį greitį, išskleidus smagračio papildomas mases, turbinračio su smagračiu kinetinė energija padidėja 11,80 %.

5. Atlikus automobilio transmisijos su sukurta KERS kompiuterinį modeliavimą nustatyta, kad įsukto smagračio prijungimas prie transmisijos turi neigiamą poveikį – apkrauna variklį ir lėtina automobilį. Todėl galima teigti, kad sukurta nauja KERS veiks neefektyviai.

Literatūra

American Flywheel Systems Trinity Power Corporation [žiūrėta 2011-05-06]. Prieiga per internetą: <<http://afstrinity.com/worldoil/>>.

Boretti, A. 2010. Comparison of fuel economies of high efficiency diesel and hydrogen engines powering a compact car with a flywheel based kinetic energy recovery systems. *International Journal of Hydrogen Energy* 35(16): 8417–8424.

Brockbank, Ch. 2008. Full Toroidal CVT in a Kinetic Energy Recovery System. Torotrak technical papers [žiūrėta 2010-05-11]. Prieiga per internetą: <http://www.torotrak.com/Resources/Torotrak/IQPC_2008.pdf>.

Chang, J. C. K. 1989 01 17. *Kinetic energy reclaiming system for vehicle*. JAV patentas Nr. 4798053.

Chicurel, R. 1999. A compromise solution for energy recovery in vehicle braking. *Energy* 24(12): 1029–1034(6).

Cibulka, J. 2009. Kinetic energy recovery system by means of flywheel energy storage. *Advanced Engineering* 3(1): 27–38.

Cross, D.; Brockbank, Ch. 2009. Mechanical hybrid system comprising a flywheel and CVT for motorsport & mainstream automotive applications, in *SAE World Congress*, 2009 birželis, Detroitas, JAV. 2009-01-1312.

Diego-Ayala, U. *et al.* 2008. The mechanical hybrid vehicle: an investigation of a flywheel-based vehicular regenerative energy capture system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 222(11): 2087–2107.

Greenwood, C. J. 2009 11 25. *Vehicle kinetic energy recovery system*. JK patentas Nr. GB 2460237 A.

Yanakiev, D.; Kanellakopoulos, I. 1995. *Engine and Transmission Modeling for Heavy-Duty Vehicles*. California PATH Technical Note 95-6. 64 p.

Ye M.; Bai Z.-F.; Cao B.-G. 2008. Energy recovery for battery electric vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of automobile engineering*, 222(10): 1827–1839.

Yeh, G. C. 1979 08 07. *Hybrid flywheel/compressed-fluid propulsion system for nonstationary applications*. JAV patentas Nr. 4163367.

Liu, H.; Jiang J. 2007. Flywheel energy storage – An upswing technology for energy sustainability. *Energy and Buildings*, 39(5): 599–604.

Pullen, K. R.; Shah, S. 2006. Kinetic energy storage for vehicles, in *Hybrid Vehicle Conference, IET The Institution of Engineering and Technology, 2006*, 2006 gruodžio 12-13 d., Koventris, JK. 91–108.

Rill, G. 2007. Wheel dynamic, in *Proceedings of the XII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics (DINAME 2007)*, 2007 vasario 26 d. – kovo 2 d., Ilhabela, Sao Paulo, Brazilija.

Rosenstock, S. G. 2007 09 27. *Vehicle energy recovery system*. JAV patentas Nr. US 2007/0221422 A1.

Shore, D. B.; Dix, P. J. 2005 12 06. *Energy recovery system for work vehicle including hydraulic drive circuit and method of recovering energy*. JAV patentas Nr. US 6971463 B2.

Stone, R. 2009. Full-toroidal variable drive transmission systems in mechanical hybrid systems – from Formula 1 to road vehicles. Torotrak technical papers [žiūrėta 2010-05-09]. Prieiga per internetą:

<http://www.torotrak.com/Resources/Torotrak/Documents/Mech%20hybrid%20paper_CTI%20Berlin09.pdf>.

The engineering toolbox [žiūrėta 2011-05-22]. Prieiga per internetą: <http://www.engineeringtoolbox.com/rolling-friction-resistance-d_1303.html>.

PRIEDAI

A priedas

Automobilio transmisijos su KERS kompiuterinis modeliavimas programa „Fortran“

```
IMPLICIT REAL*8 (a-h,o-z)
PARAMETER ( nvarb=59,  nstep=100)
PARAMETER ( dtime=1.0E-6, ntime=2000000)
DIMENSION Y(nvarb), YR(nvarb)

COMMON /ASYN_VARIKLIS/ ASYN_PARAM(12)
COMMON /PARAM_TRANSMITION/ PARAMTRANSM_KOEF(100)
COMMON /PARAM_COUPLING/ PARAMCOUPLING(100)
Common/Pavaru_deze/ParamDeze(100)
Common/Dif/PramaDif(100)
Common/Galiniai_ratai/ParamRatai(100)
Common/KERS/ParamKERS(100)

COMMON /PARAMPRINT/ kprint

EXTERNAL F_FUNK2

OPEN(1,FILE='rez_disp.dat')
OPEN(2,FILE='rez_vel.dat')
OPEN(3,FILE='rez_accel.dat')
OPEN(4,FILE='rez_torque.dat')
OPEN(7,FILE='rez_dw.dat')

Pi=4.0D0*DATAN(1.0D0);  aps=30.0D0/Pi

kprint=10

CALL F_ASYCH_MOTOR_PARAMETER()
CALL F_COUPLING_PARAMETER()
CALL F_TRANSMITION_PARAMETER()
CALL F_LOAD_PARAMETER()
Call F_Pavaru_deze_parameter()
Call F_KERS_parameter()
Call F_Dif_parameter()
Call F_Galiniai_ratai_parameter()

DO i=1,nvarb
Y(i)=0.0D0
END DO

Y(1)=(ASYN_PARAM(3)/ASYN_PARAM(4))*ASYN_PARAM(2)

isk=0

DO itime=1,ntime;      atime=dtime*itime
isk=isk+1

CALL RUNKUT(nvarb,dtime,atime,Y,F_FUNK2)

IF(isk.GE.nstep) THEN

CALL F_FUNK2(atime,Y,YR,nvarb)
```

```

        WRITE(6,*) ' '
        WRITE(6,1000) atime,Y(1)
        WRITE(6,1000) atime,(Y(1+2*i-1),i=1,29)
        WRITE(6,1000) atime,(Y(1+2*i),i=1,29)
        WRITE(6,1000) atime,(YR(1+2*i),i=1,29)

        WRITE(6,*) ' '

        WRITE(6,*) ' '
        WRITE(6,*) ' '
        WRITE(1,1000) atime,(Y(1+2*i-1),i=1,29)
        WRITE(2,1000) atime,(Y(1+2*i),i=1,29)
        WRITE(3,1000) atime,(YR(1+2*i),i=1,29)

        isk=0

    END IF
    END DO

1000  FORMAT(1x,30(G12.5,1x))

    STOP
    END

SUBROUTINE F_FUNK2(atime,Y,YR,nvarb)
IMPLICIT REAL*8 (a-h,o-z)

COMMON /PARAM_TRANSMISSION/ PARAMTRANSM_KOEF(100)
COMMON /PARAM_COUPLING/ PARAMCOUPLING(100)
COMMON /ASYN_VARIKLIS/ ASYN_PARAM(12)
Common/Pavaru_deze/ParamDeze(100)
Common/Dif/PramaDif(100)
Common/Galiniai_ratai/ParamRatai(100)
Common/KERS/ParamKERS(100)
DIMENSION Y(nvarb),YR(nvarb)

CALL F_EL_SANKABA(atime,Y,YR,nvarb)
CALL F_Pavaru_deze(atime,Y,YR,nvarb)
CALL F_KERS(atime,Y,YR,nvarb)
CALL F_Dif(atime,Y,YR,nvarb)
CALL F_Galiniai_ratai(atime,Y,YR,nvarb)

RETURN
END

DOUBLE PRECISION FUNCTION F_MAX_FRICTION_TORQUE()
IMPLICIT REAL*8 (a-h,o-z)

COMMON /PARAM_COUPLING/ PARAMCOUPLING(100)

R2=PARAMCOUPLING(5)
amiu_2_31=PARAMCOUPLING(15)
ak4=PARAMCOUPLING(18)
z4=PARAMCOUPLING(20)
delta=PARAMCOUPLING(21)

u=0.0D0
FN_max=ak4*(delta-u)
rez=R2*(z4*FN_max)*amiu_2_31
F_MAX_FRICTION_TORQUE=rez

```

```

1000  FORMAT (1x,6 (E12.5,1x))
      RETURN
      END

C
C=====
C
      DOUBLE PRECISION FUNCTION F_PRISPAUDIMO_FORCE (atime)
      IMPLICIT REAL*8      (a-h,o-z)

      COMMON /PARAM_COUPLING/  PARAMCOUPLING (100)

      ak4=PARAMCOUPLING (18)
      z4=PARAMCOUPLING (20)
      delta=PARAMCOUPLING (21)
      u=F_CLUCH_CONTROL_U (atime)
      rez=z4*ak4*(delta-u)
      F_PRISPAUDIMO_FORCE=rez

1000  FORMAT (1x,6 (E12.5,1x))
      RETURN
      END

C
C=====
C
      DOUBLE PRECISION FUNCTION F_CLUCH_CONTROL_U (atime)
      IMPLICIT REAL*8      (a-h,o-z)

      COMMON /PARAM_COUPLING/  PARAMCOUPLING (100)

      T_period=PARAMCOUPLING (43)-PARAMCOUPLING (31)
      n_period=atime/T_period
      t=(atime/T_period-n_period)*T_period
      rez=-10.0D0

      DO i=1,6
         t_min=PARAMCOUPLING (30+(2*i-1));
         t_max=PARAMCOUPLING (30+(2*i+1))

         IF (t_min.LE.t.AND.t.LE.t_max) THEN
            u_min=PARAMCOUPLING (30+(2*i));
            u_max=PARAMCOUPLING (30+(2*i+2))

            rez=u_min+(u_max-u_min)*(t-t_min)/(t_max-t_min)

            GOTO 100

         END IF
      END DO

      WRITE (6,*) '      '
      WRITE (6,*) '***** ERROR. "F_CLUCH_CONTROL_U" '
      WRITE (6,*) '      '
      WRITE (6,*) '      '
      WRITE (6,*) '      atime=',atime
      WRITE (6,*) '      '
      WRITE (6,*) '      '
      WRITE (6,*) ' PARAMCOUPLING():      t,u'
      WRITE (6,*) '      '

      DO j=1,7
         WRITE (6,1010) j,PARAMCOUPLING (30+(2*j-1)), PARAMCOUPLING (30+2*j)
      END DO

```

```

100      STOP
      CONTINUE

      F_CLUCH_CONTROL_U=rez

1000  FORMAT (1x,6(E12.5,1x))
1010  FORMAT (1x,I3,3x,6(E12.5,2x))
      RETURN
      END

C
C=====
C

      DOUBLE PRECISION FUNCTION F_FRICTION_TORQUE_2_31(Y,atime,nvarb)
      IMPLICIT REAL*8      (a-h,o-z)

      COMMON /PARAM_COUPLING/ PARAMCOUPLING(100)

      DIMENSION Y(nvarb)

      dafi2=Y(5); dafi31=Y(7)

      R2=PARAMCOUPLING(5)
      amiu_2_31=PARAMCOUPLING(15)
      aMom_max=F_MAX_FRICTION_TORQUE()
      FN=F_PRISPAUDIMO_FORCE(atime)
      aMom=R2*FN*amiu_2_31

      IF (aMom.GT.aMom_max) THEN
          aMom=aMom_max
      END IF

      aMom=aMom*F_DSIGN(dafi2-dafi31)
      F_FRICTION_TORQUE_2_31=aMom

1000  FORMAT (1x,6(E12.5,1x))
      RETURN
      END

C
C=====
C

      DOUBLE PRECISION FUNCTION F_FRICTION_TORQUE_31_4(Y,atime,nvarb)
      IMPLICIT REAL*8      (a-h,o-z)

      COMMON /PARAM_COUPLING/ PARAMCOUPLING(100)

      DIMENSION Y(nvarb)

      dafi31=Y(7); dafi4=Y(11)

      R31=PARAMCOUPLING(7)
      amiu_31_4=PARAMCOUPLING(16)
      aMom_max=F_MAX_FRICTION_TORQUE()
      FN=F_PRISPAUDIMO_FORCE(atime)
      aMom=R31*FN*amiu_31_4*F_DSIGN(dafi31-dafi4)

      IF (aMom.GT.aMom_max) THEN
          aMom=aMom_max
      END IF

      F_FRICTION_TORQUE_31_4=aMom

1000  FORMAT (1x,6(E12.5,1x))
      RETURN

```

```

      END
C
C=====
C
      DOUBLE PRECISION FUNCTION F_FRICTION_TORQUE_31_32(Y,atime,nvarb)
      IMPLICIT REAL*8      (a-h,o-z)

      COMMON /PARAM_COUPLING/  PARAMCOUPLING(100)

      DIMENSION Y(nvarb)

      dafi31=Y(7); dafi32=Y(9)

      R32=PARAMCOUPLING(8)
      Frict_force_31_32=PARAMCOUPLING(13)
      aMom=R32*Frict_force_31_32*F_DSIGN(dafi31-dafi32)
      F_FRICTION_TORQUE_31_32=aMom

1000  FORMAT(1x,6(E12.5,1x))
      RETURN
      END
C
C=====
C
      DOUBLE PRECISION FUNCTION F_RESISTANCE_TORQUE(Y,atime,nvarb)
      IMPLICIT REAL*8      (a-h,o-z)

      DIMENSION Y(nvarb)

      COMMON /PARAM_LOAD/  PARAM_LOAD(100)

      a0=PARAM_LOAD(1)
      ac=PARAM_LOAD(2)
      as=PARAM_LOAD(3)
      aw=PARAM_LOAD(4)
      b=PARAM_LOAD(5)

      Dafi6=Y(13)

      rez=(a0+ac*DCOS(aw*atime)+as*DSIN(aw*atime))*DEXP(b*atime)

      IF(dafi6.LT.0.0D0) THEN
         rez=0.0D0
      END IF

      F_RESISTANCE_TORQUE=rez

1000  FORMAT(1x,6(E12.5,1x))
      RETURN
      END
C
C=====
C
      DOUBLE PRECISION FUNCTION F_TORQUE_32_6(Y,atime,nvarb)
      IMPLICIT REAL*8      (a-h,o-z)

      COMMON /PARAM_TRANSMISSION/  PARAMTRANSM_KOEF(100)

      DIMENSION Y(nvarb)

      afi32=Y(8); Dafi32=Y(9)
      afi6=Y(12); Dafi6=Y(13)

```

```

ak325=PARAMTRANSM_KOEF(4)          !      ak325
ac325=PARAMTRANSM_KOEF(5)          !      ac325

aMom_32_6=ak325*(afi32-afi6)+ac325*(Dafi32-Dafi6)

F_TORQUE_32_6=aMom_32_6

1000  FORMAT(1x,6(E12.5,1x))
      RETURN
      END
C
C=====
C

DOUBLE PRECISION FUNCTION F_TORQUE_1_2(Y,atime,nvarb)
IMPLICIT REAL*8      (a-h,o-z)

COMMON /PARAM_TRANSMISSION/ PARAMTRANSM_KOEF(100)

DIMENSION Y(nvarb)

afi1=Y(2);  Dafi1=Y(3)
afi2=Y(4);  Dafi2=Y(5)

ak12=PARAMTRANSM_KOEF(2)          !      ak12
ac12=PARAMTRANSM_KOEF(3)          !      ac12

aMom12=ak12*(afi1-afi2)+ac12*(Dafi1-Dafi2)

F_TORQUE_1_2=aMom12

1000  FORMAT(1x,6(E12.5,1x))
      RETURN
      END
C
C=====
C

DOUBLE PRECISION FUNCTION F_TORQUE_31_32(Y,atime,nvarb)
IMPLICIT REAL*8      (a-h,o-z)

COMMON /PARAM_COUPLING/ PARAMCOUPLING(100)

DIMENSION Y(nvarb)

afi31=Y(6); Dafi31=Y(7)
afi32=Y(8); Dafi32=Y(9)

R31=PARAMCOUPLING(7)
ak3=PARAMCOUPLING(9)
ac3=PARAMCOUPLING(10)

aMom_31_32=(ak3*(afi31-afi32)+ac3*(Dafi31-Dafi32))*R31
F_TORQUE_31_32=aMom_31_32

1000  FORMAT(1x,6(E12.5,1x))
      RETURN
      END

DOUBLE PRECISION FUNCTION F_dsign(x)
IMPLICIT REAL*8(a-h,o-z)

IF(x.GT.0.0D0) F_dsign=1.0D0
IF(x.LT.0.0D0) F_dsign=-1.0D0

```

```

        IF (x.EQ.0.0D0) F_dsign=0.0D0

RETURN
END

SUBROUTINE MATMU8 (A,B,C,L,M,N)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A (L,M) ,B (M,N) ,C (L,N)

DO I=1,L
    DO J=1,N
        C (I,J)=0.0D0
        DO K=1,M
            C (I,J)=C (I,J)+A (I,K) *B (K,J)
        END DO
    END DO
END DO

RETURN
END

SUBROUTINE PRIN8 (a,k,l,nf)
implicit real*8 (a-h,o-z)
dimension a (k,l)

DO i=1,k
    WRITE (nf,1000) (a (i,j),j=1,l)
END DO
1000 FORMAT (1x,6 (E12.5,1x))
RETURN
END

SUBROUTINE PRIN8_NOTZERO (A,nrow,ncol,nf)
implicit real*8 (a-h,o-z)
dimension A (nrow,ncol)
    WRITE (nf,*) '**** PRINT_NONZERO:'
DO i=1,nrow; DO j=1,ncol
    IF (A (i,j).NE.0D0) THEN
        WRITE (nf,1000) i,j,A (i,j)
    END IF
END DO; END DO
1000 FORMAT (1x,'Matrix(' ,I2,',',I2,',')=',E12.5)
RETURN
END

SUBROUTINE RUNKUT (N,H,T,X,LSK)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION X (*),Y (1000),YR (1000),YF (1000),A (5)

    IF (N.GT.1000) THEN
        WRITE (6,*) '*** ERROR. "RUNKUT" : N>1000'
    END IF

A (1)=0.5*H
A (2)=A (1)
A (3)=H
A (4)=H
A (5)=A (1)
TE=T

```

```

DO J=1,N
  Y(J)=X(J)
  YF(J)=X(J)
END DO
DO I=1,4
  CALL LSK(TE,Y,YR,N)

  TE=T+A(I)
  DO K=1,N
    Y(K)=X(K)+A(I)*YR(K)
    YF(K)=YF(K)+A(I+1)*YR(K)/3.0D0
  END DO

END DO

DO J=1,N
  X(J)=YF(J)
END DO

RETURN
END

SUBROUTINE F_ASYCH_MOTOR_PARAMETER()
IMPLICIT REAL*8 (a-h,o-z)

COMMON /ASYN_VARIKLIS/ ASYN_PARAM(12)

  Pi=4.0D0*DATAN(1.0D0)
  ainv=7.14D-2
  p=2
  aM_nom=47.0D0; aM_kr=94.67D0
  S_nom=0.04D0; S_kr=0.149D0
  w0=157.08D0 ! w0=2*Pi*ft/p
  Tm=0.0089D0 ! Tv=1/((ft*S_kr)      wt=ft*(2*Pi)      ft=50Hz
  vt=2.40D0
  aniu=7.87D-4 ! aniu=S_kr/(2*Mkr)
  Tv=Tm*vt
  betav=1.0D0/(aniu*w0)
  Cv=1.0D0/(aniu*w0*Tv)
  Dv=Cv/betav

  WRITE(6,*) '      '
  WRITE(6,*) ' ainv=',ainv
  WRITE(6,*) ' w0=',w0
  WRITE(6,*) ' Cv=',Cv
  WRITE(6,*) ' Dv=',Dv
  WRITE(6,*) '      '

  ASYN_PARAM(1)=ainv; ASYN_PARAM(2)=w0; ASYN_PARAM(3)=Cv
  ASYN_PARAM(4)=Dv;

RETURN
END

SUBROUTINE F_COUPLING_PARAMETER()
IMPLICIT REAL*8 (a-h,o-z)

COMMON /PARAM_COUPLING/ PARAMCOUPLING(100)

R2=0.15D0;

```

```

R31=0.15D0; R32=0.05D0; z3=8; ak3=1.0D5; ac3=1.0D-2
R4=0.15D0; z4=8; ak4=1.0D4
ain2=2.0D-2;
ain31=1.0D-3; ain32=1.0D-3;
ain4=5.0D-3;
delta=1.0D-2
amiu_2_31=0.40D0
amiu_31_4=0.40D0;
c2=1.0D-3
c31=1.0D-3; c32=1.0D-3; Frict_force_31_32=1.0D0
c4=1.0D-3

DO i=1,100; PARAMCOUPLING(i)=0.0D0; END DO

PARAMCOUPLING(1)=ain2
PARAMCOUPLING(2)=ain31
PARAMCOUPLING(3)=ain32
PARAMCOUPLING(4)=ain4
PARAMCOUPLING(5)=R2
PARAMCOUPLING(6)=c2
PARAMCOUPLING(7)=R31
PARAMCOUPLING(8)=R32
PARAMCOUPLING(9)=ak3;
PARAMCOUPLING(10)=ac3;
PARAMCOUPLING(11)=c31
PARAMCOUPLING(12)=c32
PARAMCOUPLING(13)=Frict_force_31_32
PARAMCOUPLING(14)=z3;
PARAMCOUPLING(15)=amiu_2_31
PARAMCOUPLING(16)=amiu_31_4
PARAMCOUPLING(17)=R4
PARAMCOUPLING(18)=ak4
PARAMCOUPLING(19)=c4
PARAMCOUPLING(20)=z4
PARAMCOUPLING(21)=delta
PARAMCOUPLING(31)=0.0D0; PARAMCOUPLING(32)=delta
PARAMCOUPLING(33)=2.0D0; PARAMCOUPLING(34)=delta
PARAMCOUPLING(35)=2.25D0; PARAMCOUPLING(36)=0.5*delta
PARAMCOUPLING(37)=2.50D0; PARAMCOUPLING(38)=0.0D-4
PARAMCOUPLING(39)=3.50D0; PARAMCOUPLING(40)=0.0D-4
PARAMCOUPLING(41)=3.75D0; PARAMCOUPLING(42)=0.5*delta
PARAMCOUPLING(43)=4.0D0; PARAMCOUPLING(44)=delta

aMOM_MAX=F_MAX_FRICTION_TORQUE()
FN_MAX=F_PRISPAUDIMO_FORCE(0.0D0)

WRITE(6,*)' FN_MAX=',FN_MAX
WRITE(6,*)' aMOM_MAX=',aMOM_MAX

PAUSE 'F_COUPLING_PARAMETER'

RETURN
END

SUBROUTINE F_TRANSMISSION_PARAMETER()
IMPLICIT REAL*8 (a-h,o-z)

COMMON /PARAM_TRANSMISSION/ PARAMTRANSM_KOEF(100)

DO i=1,100; PARAMTRANSM_KOEF(i)=0.0D0; END DO

```

```

ain5=1.0D-1
ak12=1.0D5; ac12=1.0D-2
ak325=1.0D5; ac325=1.0D-2

PARAMTRANSM_KOEF(1)=ain5           !      ak12
PARAMTRANSM_KOEF(2)=ak12           !      ak12
PARAMTRANSM_KOEF(3)=ac12           !      ac12
PARAMTRANSM_KOEF(4)=ak325          !      ak325
PARAMTRANSM_KOEF(5)=ac325          !      ac325

RETURN
END

```

C-----

```

SUBROUTINE F_LOAD_PARAMETER()
IMPLICIT REAL*8 (a-h,o-z)

COMMON /PARAM_LOAD/ PARAM_LOAD(100)

DO i=1,100; PARAM_LOAD(i)=0.0D0; END DO

a0=30.0D0
ac=10.0D0
as=10.0D0
aw=40.0D0
b=0.0D0

PARAM_LOAD(1)=a0           !      a0
PARAM_LOAD(2)=ac           !      a1
PARAM_LOAD(3)=as           !      a2
PARAM_LOAD(4)=aw           !      a3
PARAM_LOAD(5)=b            !      a4

RETURN
END

SUBROUTINE F_EL_SANKABA(ptime,Y,YR,nvarb)
IMPLICIT REAL*8 (a-h,o-z)

COMMON /PARAM_TRANSMISSION/ PARAMTRANSM_KOEF(100)
COMMON /PARAM_COUPLING/ PARAMCOUPLING(100)
COMMON /ASYN_VARIKLIS/ ASYN_PARAM(12)
Common/Pavaru_deze/ParamDeze(100)
Common/Dif/PramaDif(100)
Common/Galiniai_ratai/ParamRatai(100)
Common/KERS/ParamKERS(100)

DIMENSION Y(nvarb),YR(nvarb)

aMomv=Y(1)
afi1=Y(2); Dafi1=Y(3)
afi2=Y(4); Dafi2=Y(5)
afi31=Y(6); Dafi31=Y(7)
afi32=Y(8); Dafi32=Y(9)
afi4=Y(10); Dafi4=Y(11)
afi5=Y(12); Dafi5=Y(13)

ainv=ASYN_PARAM(1)
ain2=PARAMCOUPLING(1)
ain31=PARAMCOUPLING(2)
ain32=PARAMCOUPLING(3)

```

```

ain4=PARAMCOUPLING(4)
ain5=PARAMTRANSM_KOEF(1)           !      ain5
ak12=PARAMTRANSM_KOEF(2)           !      ak12
ac12=PARAMTRANSM_KOEF(3)           !      ac12
ak325=PARAMTRANSM_KOEF(4)          !      ak325
ac325=PARAMTRANSM_KOEF(5)          !      ac325
ak3=PARAMCOUPLING(9)
ac3=PARAMCOUPLING(10)
c2=PARAMCOUPLING(6)
c31=PARAMCOUPLING(11)
c32=PARAMCOUPLING(12)
c4=PARAMCOUPLING(19)

ainv=ASYN_PARAM(1)
w0=ASYN_PARAM(2)
Cv=ASYN_PARAM(3)
Dv=ASYN_PARAM(4)

aMom12=F_TORQUE_1_2(Y,atime,nvarb)
aMom_32_6=F_TORQUE_32_6(Y,atime,nvarb)
aMom_31_32=F_TORQUE_31_32(Y,atime,nvarb)
aMomTr_2_31=F_FRICTION_TORQUE_2_31(Y,atime,nvarb)
aMomTr_31_4=F_FRICTION_TORQUE_31_4(Y,atime,nvarb)
aMomTr_31_32=F_FRICTION_TORQUE_31_32(Y,atime,nvarb)

YR(1)=Cv*(w0-Dafi1)-Dv*aMomv
YR(2)=Dafi1
YR(3)=(aMomv-aMom12)/ainv

IF(Dafi2.NE.Dafi31) THEN

YR(4)=Dafi2
YR(5)=(aMom12-aMomTr_2_31-c2*Dafi2)/ain2

IF(Dafi31.NE.Dafi4) THEN

YR(6)=Dafi31
YR(7)=(aMomTr_2_31 - aMomTr_31_4 - aMom_31_32 -
&      aMomTr_31_32 -
&      c31*Dafi31)/ain31

YR(8)=Dafi32
YR(9)=(aMom_31_32 - aMom_32_6 +
&      aMomTr_31_32 -
&      c32*Dafi32)/ain32

YR(10)=Dafi4
YR(11)=(aMomTr_31_4-c4*Dafi4)/ain4

ELSE

YR(6)=Dafi31
YR(7)=(aMomTr_2_31 - aMom_31_32 -
&      aMomTr_31_32 -
&      c31*Dafi31 - c4*Dafi4)/(ain31+ain4)

YR(8)=Dafi32
YR(9)=(aMom_31_32 - aMom_32_6 + aMomTr_31_32 -
&      c32*Dafi32)/(ain32)

YR(10)=Dafi4
YR(11)=(aMomTr_2_31 - aMom_31_32 -
&      c31*Dafi31 - c4*Dafi4)/(ain31+ain4)

```

```

      END IF
    ELSE

      IF (Dafi31.NE.Dafi4) THEN

        YR(4)=Dafi2
        YR(5)=(aMom12 - aMomTr_31_4 - aMom_31_32 - aMomTr_31_32 -
&             c2*Dafi2 - c31*Dafi31 - c4*Dafi4)/(ain2+ain31)

        YR(6)=Dafi31
        YR(7)=(aMom12 - aMomTr_31_4 - aMom_31_32 - aMomTr_31_32 -
&             c2*Dafi2 - c31*Dafi31 - c4*Dafi4)/(ain2+ain31)

        YR(8)=Dafi32
        YR(9)=(aMom_31_32 - aMom_32_6 + aMomTr_31_32 -
&             c32*Dafi32 )/(ain32)

        YR(10)=Dafi4
        YR(11)=(aMomTr_31_4 - c4*Dafi4)/(ain4)

      ELSE

        YR(4)=Dafi2
        YR(5)=(aMom12 - aMom_31_32 - aMomTr_31_32 -
&             c2*Dafi2 - c31*Dafi31 - c4*Dafi4)/(ain2+ain31+ain4)

        YR(6)=Dafi31
        YR(7)=(aMom12 - aMom_31_32 - aMomTr_31_32 -
&             c2*Dafi2 - c31*Dafi31 - c4*Dafi4)/(ain2+ain31+ain4)

        YR(8)=Dafi32
        YR(9)=(aMom_31_32 - aMom_32_6 + aMomTr_31_32 -
&             c32*Dafi32 )/(ain32)

        YR(10)=Dafi4
        YR(11)=(aMom12 - aMom_31_32 -
&             c2*Dafi2 - c31*Dafi31 - c4*Dafi4)/(ain2+ain31+ain4)

      END IF
    END IF

  Return
End

Subroutine F_Pavaru_deze_parameter()
Implicit real*8 (a-h,o-z)

Common/Pavaru_deze/ParamDeze(100)

do i=1,100; ParamDeze(i)=0.0D0; end do

ain5=459.7D-6
ain6=6088.0D-6
ain7=2288.0D-6
ain8=936.8D-6
ain9=426.0D-6
ain10=9442.0D-6
ain11=1921.0D-6
ain12=4100.0D-6
ain13=6452.0D-6
ain14=370.0D-6
ain25=2153.0D-6

```

```

R5=0.035D0
R6=0.065D0
R7=0.051D0
R8=0.041D0
R9=0.034D0
R10=0.0725D0
R11=0.049D0
R12=0.059D0
R13=0.066D0
R14=0.0275D0
ak325=1.0D5
ac325=1.0D-2
ak5_6=150.0D6
c5_6=150.0D3
ak6_7=106262.0D0
c6_7=106.0D0
ak7_8=174460.0D0
c7_8=174.0D0
ak8_9=106262.0D0
c8_9=106.0D0
ak9_10=174460.0D0
c9_10=174.0D0
ak11_12=816790.0D0
c11_12=817.0D0
ak12_13=163358.0D0
c12_13=163.0D0
ak13_14=816790.0D0
c13_14=817.0D0
ak5_11=163358.0D0
c5_11=163.0D0
ak7_11=150.0D6
c7_11=150.0D3
ak8_12=150.0D6
c8_12=150.0D3
ak9_13=150.0D6
c9_13=150.0D3
ak10_14=150.0D6
c10_14=150.0D3
ak14_26=45570.0D0
c14_26=46.0D0

```

```

ParamDeze(1)=ain5
ParamDeze(2)=ain6
ParamDeze(3)=ain7
ParamDeze(4)=ain8
ParamDeze(5)=ain9
ParamDeze(6)=ain10
ParamDeze(7)=ain11
ParamDeze(8)=ain12
ParamDeze(9)=ain13
ParamDeze(10)=ain14
ParamDeze(11)=ain25
ParamDeze(12)=R5
ParamDeze(13)=R6
ParamDeze(14)=R7
ParamDeze(15)=R8
ParamDeze(16)=R9
ParamDeze(17)=R10
ParamDeze(18)=R11
ParamDeze(19)=R12
ParamDeze(20)=R13
ParamDeze(21)=R14
ParamDeze(22)=ak325

```

```

ParamDeze (23)=ac325
ParamDeze (24)=ak5_6
ParamDeze (25)=c5_6
ParamDeze (26)=ak6_7
ParamDeze (27)=c6_7
ParamDeze (28)=ak7_8
ParamDeze (29)=c7_8
ParamDeze (30)=ak8_9
ParamDeze (31)=c8_9
ParamDeze (32)=ak9_10
ParamDeze (33)=c9_10
ParamDeze (34)=ak11_12
ParamDeze (35)=c11_12
ParamDeze (36)=ak12_13
ParamDeze (37)=c12_13
ParamDeze (38)=ak13_14
ParamDeze (39)=c13_14
ParamDeze (40)=ak5_11
ParamDeze (41)=c5_11
ParamDeze (42)=ak7_11
ParamDeze (43)=c7_11
ParamDeze (44)=ak8_12
ParamDeze (45)=c8_12
ParamDeze (46)=ak9_13
ParamDeze (47)=c9_13
ParamDeze (48)=ak10_14
ParamDeze (49)=c10_14
ParamDeze (50)=ak14_26
ParamDeze (51)=c14_26

```

Return
End

Subroutine F_Pavaru_deze (atime,Y,YR,nvarb)
Implicit real*8 (a-h,o-z)
Dimension Y(nvarb),YR(nvarb)

```

ain5=459.7D-6
ain6=6088.0D-6
ain7=2288.0D-6
ain8=936.8D-6
ain9=426.0D-6
ain10=9442.0D-6
ain11=1921.0D-6
ain12=4100.0D-6
ain13=6452.0D-6
ain14=370.0D-6
ain25=2153.0D-6
R5=0.035D0
R6=0.065D0
R7=0.051D0
R8=0.041D0
R9=0.034D0
R10=0.0725D0
R11=0.049D0
R12=0.059D0
R13=0.066D0
R14=0.0275D0
ak325=1.0D5
ac325=1.0D-2
ak5_6=150.0D6
c5_6=150.0D3

```

```

ak6_7=106262.0D0
c6_7=106.0D0
ak7_8=174460.0D0
c7_8=174.0D0
ak8_9=106262.0D0
c8_9=106.0D0
ak9_10=174460.0D0
c9_10=174.0D0
ak11_12=816790.0D0
c11_12=817.0D0
ak12_13=163358.0D0
c12_13=163.0D0
ak13_14=816790.0D0
c13_14=817.0D0
ak5_11=163358.0D0
c5_11=163.0D0
ak7_11=150.0D6
c7_11=150.0D3
ak8_12=150.0D6
c8_12=150.0D3
ak9_13=150.0D6
c9_13=150.0D3
ak10_14=150.0D6
c10_14=150.0D3
ak14_26=45570.0D0
c14_26=46.0D0

```

c I pavara

```

afi32=Y(8); Dafi32=Y(9)      ! iš F_EL_SANKABA paprogramės
afi5=Y(12); Dafi5=Y(13)
afi6=Y(14); Dafi6=Y(15)
afi7=Y(16); Dafi7=Y(17)
afi8=Y(18); Dafi8=Y(19)
afi9=Y(20); Dafi9=Y(21)
afi10=Y(22); Dafi10=Y(23)
afi11=Y(24); Dafi11=Y(25)
afi12=Y(26); Dafi12=Y(27)
afi13=Y(28); Dafi13=Y(29)
afi14=Y(30); Dafi14=Y(31)
afi26=Y(32); Dafi26=Y(33)

```

```
YR(12)=Dafi5
```

```
YR(13)=(-ak325*(afi5-afi32)-ac325*(Dafi5-Dafi32)-ak5_6*R5*(R5
&      *afi5+R6*afi6)-c5_6*R5*(R5*Dafi5+R6*Dafi6))/ain5
```

```
YR(14)=Dafi6
```

```
YR(15)=(-ak5_6*R6*(R5*afi5+R6*afi6)-c5_6*R6*(R5*Dafi5+R6*Dafi6)-
&      ak6_7*(afi6-afi7)-c6_7*(Dafi6-Dafi7))/ain6
```

```
YR(16)=Dafi7
```

```
YR(17)=(-ak6_7*(afi7-afi6)-c6_7*(Dafi7-Dafi6)-ak7_8*(afi7-
&      afi8)-c7_8*(Dafi7-Dafi8))/ain7
```

```
YR(18)=Dafi8
```

```
YR(19)=(-ak7_8*(afi8-afi7)-c7_8*(Dafi8-Dafi7)-
&      ak8_9*(afi8-afi9)-c8_9*(Dafi8-Dafi9))/ain8
```

```
YR(20)=Dafi9
```

```
YR(21)=(-ak8_9*(afi9-afi8)-c8_9*(Dafi9-Dafi8)-ak9_13*R9*(R9*afi9+
&      R13*afi13)-c9_13*R9*(R9*Dafi9+R13*Dafi13)-ak9_10*(afi9-afi10)-
&      c9_10*(Dafi9-Dafi10))/ain9
```

```

YR(22)=Dafi10
YR(23)=(-ak9_10*(afi10-afi9)-c9_10*(Dafi10-Dafi9))/ain10

YR(24)=Dafi11
YR(25)=(-ak11_12*(afi11-afi12)-c11_12*(Dafi11-Dafi12))/ain11

YR(26)=Dafi12
YR(27)=(-ak12_13*(afi12-afi13)-c12_13*(Dafi12-Dafi13)-ak11_12
& * (afi12-afi11)-c11_12*(Dafi12-Dafi11))/ain12

YR(28)=Dafi13
YR(29)=(-ak9_13*R13*(R9*afi9+R13*afi13)-c9_13*R13*(R9*Dafi9+R13
& *Dafi13)-ak12_13*(afi13-afi12)-c12_13*(Dafi13-Dafi12)-ak13_14
& * (afi13-afi14)-c13_14*(Dafi13-Dafi14))/ain13

YR(30)=Dafi14
YR(31)=(-ak13_14*(afi14-afi13)-c13_14*(Dafi14-Dafi13)-ak14_26
& * (afi14-afi26)-c14_26*(Dafi14-Dafi26))/ain14

```

c II pavara

```

c   afi32=Y(8); Dafi32=Y(9)      ! iš F_EL_SANKABA paprogramės
c   afi5=Y(12); Dafi5=Y(13)
c   afi6=Y(14); Dafi6=Y(15)
c   afi7=Y(16); Dafi7=Y(17)
c   afi8=Y(18); Dafi8=Y(19)
c   afi9=Y(20); Dafi9=Y(21)
c   afi10=Y(22); Dafi10=Y(23)
c   afi11=Y(24); Dafi11=Y(25)
c   afi12=Y(26); Dafi12=Y(27)
c   afi13=Y(28); Dafi13=Y(29)
c   afi14=Y(30); Dafi14=Y(31)
c   afi26=Y(32); Dafi26=Y(33)

c   YR(12)=Dafi5
c   YR(13)=(-ak325*(afi5-afi32)-ac325*(Dafi5-Dafi32)-ak5_6*R5*(R5
c   & *afi5+R6*afi6)-c5_6*R5*(R5*Dafi5+R6*Dafi6))/ain5

c   YR(14)=Dafi6
c   YR(15)=(-ak5_6*R6*(R5*afi5+R6*afi6)-c5_6*R6*(R5*Dafi5+R6*Dafi6)
c   & -ak6_7*(afi6-afi7)-c6_7*(Dafi6-Dafi7))/ain6

c   YR(16)=Dafi7
c   YR(17)=(-ak6_7*(afi7-afi6)-c6_7*(Dafi7-Dafi6)-ak7_8*(afi7
c   & -afi8)-c7_8*(Dafi7-Dafi8))/ain7

c   YR(18)=Dafi8
c   YR(19)=(-ak8_12*R8*(R8*afi8+R12*afi12)-c8_12*R8*(R8*Dafi8+R12
c   & *Dafi12)-ak8_9*(afi8-afi9)-c8_9*(Dafi8-Dafi9)-ak7_8*(afi8
c   & -afi7)-c7_8*(Dafi8-Dafi7))/ain8

c   YR(20)=Dafi9
c   YR(21)=(-ak9_10*(afi9-afi10)-c9_10*(Dafi9-Dafi10)-ak8_9*(afi9
c   & -afi8)-c8_9*(Dafi9-Dafi8))/ain9

c   YR(22)=Dafi10
c   YR(23)=(-ak9_10*(afi10-afi9)-c9_10*(Dafi10-Dafi9))/ain10

c   YR(24)=Dafi11
c   YR(25)=(-ak11_12*(afi11-afi12)-c11_12*(Dafi11-Dafi12))/ain11

c   YR(26)=Dafi12

```

```

c      YR(27)=(-ak8_12*R12*(R8*afi8+R12*afi12)-c8_12*R12*(R8*Dafi8
c      & +R12*Dafi12)-ak12_13*(afi12-afi13)-c12_13*(Dafi12-Dafi13)-ak11_12
c      & *(afi12-afi11)-c11_12*(Dafi12-Dafi11))/ain12

c      YR(28)=Dafi13
c      YR(29)=(-ak13_14*(afi13-afi14)-c13_14*(Dafi13-Dafi14)-ak12_13
c      & *(afi13-afi12)-c12_13*(Dafi13-Dafi12))/ain13

c      YR(30)=Dafi14
c      YR(31)=(-ak13_14*(afi14-afi13)-c13_14*(Dafi14-Dafi13)-ak14_26
c      & *(afi14-afi26)-c14_26*(Dafi14-Dafi26))/ain14

c      III pavara

c      afi32=Y(8); Dafi32=Y(9)      ! iš F_EL_SANKABA paprogramės
c      afi5=Y(12); Dafi5=Y(13)
c      afi6=Y(14); Dafi6=Y(15)
c      afi7=Y(16); Dafi7=Y(17)
c      afi8=Y(18); Dafi8=Y(19)
c      afi9=Y(20); Dafi9=Y(21)
c      afi10=Y(22); Dafi10=Y(23)
c      afi11=Y(24); Dafi11=Y(25)
c      afi12=Y(26); Dafi12=Y(27)
c      afi13=Y(28); Dafi13=Y(29)
c      afi14=Y(30); Dafi14=Y(31)
c      afi26=Y(32); Dafi26=Y(33)

c      YR(12)=Dafi5
c      YR(13)=(-ak325*(afi5-afi32)-ac325*(Dafi5-Dafi32)-ak5_6*R5*(R5
c      & *afi5+R6*afi6)-c5_6*R5*(R5*Dafi5+R6*Dafi6))/ain5

c      YR(14)=Dafi6
c      YR(15)=(-ak5_6*R6*(R5*afi5+R6*afi6)-c5_6*R6*(R5*Dafi5+R6*Dafi6)
c      & -ak6_7*(afi6-afi7)-c6_7*(Dafi6-Dafi7))/ain6

c      YR(16)=Dafi7
c      YR(17)=(-ak7_11*R7*(R7*afi7+R11*afi11)-c7_11*R7*(R7*Dafi7+R11
c      & *Dafi11)-ak7_8*(afi7-afi8)-c7_8*(Dafi7-Dafi8)-ak6_7*(afi7
c      & -afi6)-c6_7*(Dafi7-Dafi6))/ain7

c      YR(18)=Dafi8
c      YR(19)=(-ak7_8*(afi8-afi7)-c7_8*(Dafi8-Dafi7)
c      & -ak8_9*(afi8-afi9)-c8_9*(Dafi8-Dafi9))/ain8

c      YR(20)=Dafi9
c      YR(21)=(-ak9_10*(afi9-afi10)-c9_10*(Dafi9-Dafi10)-ak8_9*(afi9
c      & -afi8)-c8_9*(Dafi9-Dafi8))/ain9

c      YR(22)=Dafi10
c      YR(23)=(-ak9_10*(afi10-afi9)-c9_10*(Dafi10-Dafi9))/ain10

c      YR(24)=Dafi11
c      YR(25)=(-ak7_11*R11*(R7*afi7+R11*afi11)-c7_11*R11*(R7
c      & *Dafi7+R11*Dafi11)-ak11_12*(afi11-afi12)-c11_12*(Dafi11
c      & -Dafi12))/ain11

c      YR(26)=Dafi12
c      YR(27)=(-ak12_13*(afi12-afi13)-c12_13*(Dafi12-Dafi13)-ak11_12
c      & *(afi12-afi11)-c11_12*(Dafi12-Dafi11))/ain12

c      YR(28)=Dafi13
c      YR(29)=(-ak13_14*(afi13-afi14)-c13_14*(Dafi13-Dafi14)-ak12_13
c      & *(afi13-afi12)-c12_13*(Dafi13-Dafi12))/ain13

```

```

c      YR(30)=Dafi14
c      YR(31)=(-ak13_14*(afi14-afi13)-c13_14*(Dafi14-Dafi13)-ak14_26
c      &      *(afi14-afi26)-c14_26*(Dafi14-Dafi26))/ain14

c      IV pavara

c      afi32=Y(8); Dafi32=Y(9)      ! iš F_EL_SANKABA paprogramės
c      afi5=Y(12); Dafi5=Y(13)
c      afi6=Y(14); Dafi6=Y(15)
c      afi7=Y(16); Dafi7=Y(17)
c      afi8=Y(18); Dafi8=Y(19)
c      afi9=Y(20); Dafi9=Y(21)
c      afi10=Y(22); Dafi10=Y(23)
c      afi11=Y(24); Dafi11=Y(25)
c      afi12=Y(26); Dafi12=Y(27)
c      afi13=Y(28); Dafi13=Y(29)
c      afi14=Y(30); Dafi14=Y(31)
c      afi26=Y(32); Dafi26=Y(33)

c      YR(12)=Dafi5
c      YR(13)=(-ak325*(afi5-afi32)-ac325*(Dafi5-Dafi32)-ak5_6*R5*(R5
c      &      *afi5+R6*afi6)-c5_6*R5*(R5*Dafi5+R6*Dafi6)-ak5_11*(afi5
c      &      -afi11)-c5_11*(Dafi5-Dafi11))/ain5

c      YR(14)=Dafi6
c      YR(15)=(-ak5_6*R6*(R5*afi5+R6*afi6)-c5_6*R6*(R5*Dafi5+R6*Dafi6)
c      &      -ak6_7*(afi6-afi7)-c6_7*(Dafi6-Dafi7))/ain6

c      YR(16)=Dafi7
c      YR(17)=(-ak6_7*(afi7-afi6)-c6_7*(Dafi7-Dafi6)-ak7_8*(afi7
c      &      -afi8)-c7_8*(Dafi7-Dafi8))/ain7

c      YR(18)=Dafi8
c      YR(19)=(-ak7_8*(afi8-afi7)-c7_8*(Dafi8-Dafi7)
c      &      -ak8_9*(afi8-afi9)-c8_9*(Dafi8-Dafi9))/ain8

c      YR(20)=Dafi9
c      YR(21)=(-ak9_10*(afi9-afi10)-c9_10*(Dafi9-Dafi10)-ak8_9*(afi9
c      &      -afi8)-c8_9*(Dafi9-Dafi8))/ain9

c      YR(22)=Dafi10
c      YR(23)=(-ak9_10*(afi10-afi9)-c9_10*(Dafi10-Dafi9))/ain10

c      YR(24)=Dafi11
c      YR(25)=(-ak5_11*(afi11-afi5)-c5_11*(Dafi11-Dafi5)
c      &      -ak11_12*(afi11-afi12)-c11_12*(Dafi11-Dafi12))/ain11

c      YR(26)=Dafi12
c      YR(27)=(-ak12_13*(afi12-afi13)-c12_13*(Dafi12-Dafi13)-ak11_12
c      &      *(afi12-afi11)-c11_12*(Dafi12-Dafi11))/ain12

c      YR(28)=Dafi13
c      YR(29)=(-ak13_14*(afi13-afi14)-c13_14*(Dafi13-Dafi14)-ak12_13
c      &      *(afi13-afi12)-c12_13*(Dafi13-Dafi12))/ain13

c      YR(30)=Dafi14
c      YR(31)=(-ak13_14*(afi14-afi13)-c13_14*(Dafi14-Dafi13)-ak14_26
c      &      *(afi14-afi26)-c14_26*(Dafi14-Dafi26))/ain14

c      V pavara

c      afi32=Y(8); Dafi32=Y(9)      ! iš F_EL_SANKABA paprogramės

```

```

c      afi5=Y(12); Dafi5=Y(13)
c      afi6=Y(14); Dafi6=Y(15)
c      afi7=Y(16); Dafi7=Y(17)
c      afi8=Y(18); Dafi8=Y(19)
c      afi9=Y(20); Dafi9=Y(21)
c      afi10=Y(22); Dafi10=Y(23)
c      afi11=Y(24); Dafi11=Y(25)
c      afi12=Y(26); Dafi12=Y(27)
c      afi13=Y(28); Dafi13=Y(29)
c      afi14=Y(30); Dafi14=Y(31)
c      afi26=Y(32); Dafi26=Y(33)

c      YR(12)=Dafi5
c      YR(13)=(-ak325*(afi5-afi32)-ac325*(Dafi5-Dafi32)-ak5_6*R5*(R5
c      &      *afi5+R6*afi6)-c5_6*R5*(R5*Dafi5+R6*Dafi6))/ain5

c      YR(14)=Dafi6
c      YR(15)=(-ak5_6*R6*(R5*afi5+R6*afi6)-c5_6*R6*(R5*Dafi5+R6*Dafi6)
c      &      -ak6_7*(afi6-afi7)-c6_7*(Dafi6-Dafi7))/ain6

c      YR(16)=Dafi7
c      YR(17)=(-ak6_7*(afi7-afi6)-c6_7*(Dafi7-Dafi6)-ak7_8*(afi7
c      &      -afi8)-c7_8*(Dafi7-Dafi8))/ain7

c      YR(18)=Dafi8
c      YR(19)=(-ak7_8*(afi8-afi7)-c7_8*(Dafi8-Dafi7)
c      &      -ak8_9*(afi8-afi9)-c8_9*(Dafi8-Dafi9))/ain8

c      YR(20)=Dafi9
c      YR(21)=(-ak9_10*(afi9-afi10)-c9_10*(Dafi9-Dafi10)-ak8_9*(afi9
c      &      -afi8)-c8_9*(Dafi9-Dafi8))/ain9

c      YR(22)=Dafi10
c      YR(23)=(-ak10_14*R10*(R10*afi10+R14*afi14)-c10_14*R10*(R10*Dafi10
c      &      +R14*Dafi14)-ak9_10*(afi10-afi9)-c9_10*(Dafi10-Dafi9))/ain10

c      YR(24)=Dafi11
c      YR(25)=(-ak11_12*(afi11-afi12)-c11_12*(Dafi11-Dafi12))/ain11

c      YR(26)=Dafi12
c      YR(27)=(-ak12_13*(afi12-afi13)-c12_13*(Dafi12-Dafi13)-ak11_12
c      &      *(afi12-afi11)-c11_12*(Dafi12-Dafi11))/ain12

c      YR(28)=Dafi13
c      YR(29)=(-ak13_14*(afi13-afi14)-c13_14*(Dafi13-Dafi14)-ak12_13
c      &      *(afi13-afi12)-c12_13*(Dafi13-Dafi12))/ain13

c      YR(30)=Dafi14
c      YR(31)=(-ak10_14*R14*(R10*afi10+R14*afi14)-c10_14*R14
c      &      *(R10*Dafi10+R14*Dafi14)-ak13_14*(afi14-afi13)-c13_14*(Dafi14
c      &      -Dafi13)-ak14_26*(afi14-afi26)-c14_26*(Dafi14-Dafi26))/ain14

```

Return
End

Subroutine F_KERS_parameter()
Implicit real*8 (a-h,o-z)

Common/KERS/ParamKERS(100)

do i=1,100; ParamKERS(i)=0.0D0; **end do**

```

ain26=1000.0D-6
ain27=1000.0D-6
ain28=0.1357D0
ain29=0.9428D0
R26=0.04D0
R27=0.04D0
R28=0.15D0
R29=0.05D0
ak14_26=45570.0D0
c14_26=46.0D0
ak15_26=45570.0D0
c15_26=46.0D0
ak26_27=150.0D6
c26_27=150.0D3
ak27_28=694668.0D0
c27_28=695.0D0
ro=876.0D0
Cf=2.08D0

```

```

ParamKERS(1)=ain26
ParamKERS(2)=ain27
ParamKERS(3)=ain28
ParamKERS(4)=ain29
ParamKERS(5)=R26
ParamKERS(6)=R27
ParamKERS(7)=R28
ParamKERS(8)=R29
ParamKERS(9)=ak14_26
ParamKERS(10)=c14_26
ParamKERS(11)=ak15_26
ParamKERS(12)=c15_26
ParamKERS(13)=ak26_27
ParamKERS(14)=c26_27
ParamKERS(15)=ak27_28
ParamKERS(16)=c27_28
ParamKERS(17)=ro
ParamKERS(18)=Cf

```

Return
End

Subroutine F_KERS(etime,Y,YR,nvarb)
Implicit real*8 (a-h,o-z)
Dimension Y(nvarb),YR(nvarb)

```

ain26=2153.0D-6
ain27=2153.0D-6
ain28=0.1357D0
ain29=0.9428D0 ! kai papildomos masės suskleistos, ain29=0.9428D0,
                ! kai išskleistos - ain29=1.069D0
R26=0.05D0
R27=0.05D0
R28=0.15D0
R29=0.05D0
ak14_26=45570.0D0
c14_26=46.0D0
ak15_26=45570.0D0
c15_26=46.0D0
ak26_27=150.0D6
c26_27=150.0D3
ak27_28=694668.0D0

```

```

c27_28=695.0D0
ro=876.0D0
Cf=2.08D0

```

```

afi14=Y(30); Dafi14=Y(31) ! iš paprogramės F_Pavaru_deze
afi26=Y(32); Dafi26=Y(33)
afi27=Y(34); Dafi27=Y(35)
afi28=Y(36); Dafi28=Y(37)
afi29=Y(38); Dafi29=Y(39)
afi15=Y(40); Dafi15=Y(41) ! iš paprogramės F_Dif

```

```

YR(32)=Dafi26
YR(33)=(-ak26_27*R26*(R26*afi26+R27*afi27)-c26_27*R26*(R26*Dafi26
& +R27*Dafi27)-ak14_26*(afi26-afi14)-c14_26*(Dafi26-Dafi14)
& -ak15_26*(afi26-afi15)-c15_26*(Dafi26-Dafi15))/ain26

```

```

YR(34)=Dafi27
YR(35)=(-ak26_27*R27*(R26*afi26+R27*afi27)-c26_27*R27*(R26*Dafi26
& +R27*Dafi27)-ak27_28*(afi27-afi28)-c27_28*(Dafi27-Dafi28))/ain27

```

```

YR(36)=Dafi28

```

```

      Q=(DSQRT((R28**2-R29**2)/Cf)*
&      DSQRT(DABS(Dafi28**2-Dafi29**2)))*F_DSIGN(Dafi28**2-Dafi29**2)

```

```

aMOM_S=ro*Q*(Dafi28*R28**2-Dafi29*R29**2)

```

```

aMOM_T=ro*Q*(Dafi29*R29**2-Dafi28*R28**2)

```

```

YR(37)=(-aMOM_S -ak27_28*(afi28-afi27)-
&      c27_28*(Dafi28-Dafi27))/ain28

```

```

YR(38)=Dafi29

```

```

YR(39)=(-aMOM_T)/ain29

```

```

      RETURN
      END

```

```

Subroutine F_Dif_parameter()
Implicit real*8 (a-h,o-z)

```

```

Common/Dif/ParamDif(100)

```

```

do i=1,100; ParamDif(i)=0.0D0; end do

```

```

ain15=2500.0D-6
ain16=50000.0D-6
ain18=1000.0D-6
ain19=1000.0D-6
ain20=1420.0D-6
ain21=1420.0D-6
R15=0.0475D0
R16=0.1D0
R17=0.08D0
R18=0.0325D0
R19=0.0325D0
R20=0.043D0
R21=0.043D0
ak15_26=45570.0D0
c15_26=46.0D0
ak15_16=150.0D6
c15_16=150.0D3

```

```

ak18_20=150.0D6
c18_20=150.0D3
ak18_21=150.0D6
c18_21=150.0D3
ak19_20=150.0D6
c19_20=150.0D3
ak19_21=150.0D6
c19_21=150.0D3
ak20_24=10322.0D0
c20_24=10.0D0
ak21_22=10322.0D0
c21_22=10.0D0

```

```

ParamDif(1)=ain15
ParamDif(2)=ain16
ParamDif(3)=ain18
ParamDif(4)=ain19
ParamDif(5)=ain20
ParamDif(6)=ain21
ParamDif(7)=R15
ParamDif(8)=R16
ParamDif(9)=R17
ParamDif(10)=R18
ParamDif(11)=R19
ParamDif(12)=R20
ParamDif(13)=R21
ParamDif(14)=ak15_26
ParamDif(15)=c15_26
ParamDif(16)=ak15_16
ParamDif(17)=c15_16
ParamDif(18)=ak18_20
ParamDif(19)=c18_20
ParamDif(20)=ak18_21
ParamDif(21)=c18_21
ParamDif(22)=ak19_20
ParamDif(23)=c19_20
ParamDif(24)=ak19_21
ParamDif(25)=c19_21
ParamDif(26)=ak20_24
ParamDif(27)=c20_24
ParamDif(28)=ak21_22
ParamDif(29)=c21_22

```

Return
End

Subroutine F_Dif(atime,Y,YR,nvarb)
Implicit real*8 (a-h,o-z)
Dimension Y(nvarb),YR(nvarb)

```

ain15=2500.0D-6
ain16=50000.0D-6 ! be korpuso ain16=36180.0D-6
ain18=1000.0D-6
ain19=1000.0D-6
ain20=1420.0D-6
ain21=1420.0D-6
R15=0.0475D0
R16=0.1D0
R17=0.08D0
R18=0.0325D0
R19=0.0325D0
R20=0.043D0

```

```

R21=0.043D0
ak15_26=45570.0D0
c15_26=46.0D0
ak15_16=150.0D6
c15_16=150.0D3
ak18_20=150.0D6
c18_20=150.0D3
ak18_21=150.0D6
c18_21=150.0D3
ak19_20=150.0D6
c19_20=150.0D3
ak19_21=150.0D6
c19_21=150.0D3
ak20_24=10322.0D0
c20_24=10.0D0
ak21_22=10322.0D0
c21_22=10.0D0

```

```

afi15=Y(40); Dafi15=Y(41)
afi16=Y(42); Dafi16=Y(43)
afi18=Y(44); Dafi18=Y(45)
afi19=Y(46); Dafi19=Y(47)
afi20=Y(48); Dafi20=Y(49)
afi21=Y(50); Dafi21=Y(51)
afi22=Y(52); Dafi22=Y(53)
afi24=Y(56); Dafi24=Y(57)
afi26=Y(32); Dafi26=Y(33) ! iš F_KERS paprogramės

```

```
YR(40)=Dafi15
```

```
YR(41)=(-ak15_26*(afi15-afi26)-c15_26*(Dafi15-Dafi26)-ak15_16*R15
& *(R15*afi15-R16*afi16)-c15_16*R15*(R15*Dafi15-R16*Dafi16))/ain15
```

```
YR(42)=Dafi16
```

```
YR(43)=(-ak15_16*R16*(R16*afi16-R15*afi15)-c15_16*R16*(R16*Dafi16
& -R15*Dafi15)-ak19_20*R17*(R17*afi16+R19*afi19-R20*afi20)-c19_20
& *R17*(R17*Dafi16+R19*Dafi19-R20*Dafi20)-ak19_21*R17*(R17*afi16
& -R19*afi19-R21*afi21)-c19_21*R17*(R17*Dafi16-R19*Dafi19-R21
& *Dafi21)-ak18_20*R17*(R17*afi16+R18*afi18-R20*afi20)-c18_20*R17
& *(R17*Dafi16+R18*Dafi18-R20*Dafi20)-ak18_21*R17*(R17*afi16-R18
& *afi18-R21*afi21)-c18_21*R17*(R17*Dafi16-R18*Dafi18-R21
& *Dafi21))/ain16
```

```
YR(44)=Dafi18
```

```
YR(45)=(-ak18_20*R18*(R17*afi16+R18*afi18-R20*afi20)-c18_20*R18
& *(R17*Dafi16+R18*Dafi18-R20*Dafi20)-ak18_21*R18*(-R17*afi16+R18
& *afi18+R21*afi21)-c18_21*R18*(-R17*Dafi16+R18*Dafi18+R21
& *Dafi21))/ain18
```

```
YR(46)=Dafi19
```

```
YR(47)=(-ak19_20*R19*(R17*afi16+R19*afi19-R20*afi20)-c19_20*R19
& *(R17*Dafi16+R19*Dafi19-R20*Dafi20)-ak19_21*R19*(-R17*afi16+R19
& *afi19+R21*afi21)-c19_21*R19*(-R17*Dafi16+R19*Dafi19+R21
& *Dafi21))/ain19
```

```
YR(48)=Dafi20
```

```
YR(49)=(-ak19_20*R20*(-R17*afi16-R19*afi19+R20*afi20)-c19_20*R20
& *(-R17*Dafi16-R19*Dafi19+R20*Dafi20)-ak18_20*R20*(-R17*afi16-R18
& *afi18+R20*afi20)-c18_20*R20*(-R17*Dafi16-R18*Dafi18+R20
& *Dafi20)-ak20_24*(afi20-afi24)-c20_24*(Dafi20-Dafi24))/ain20
```

```
YR(50)=Dafi21
```

```
YR(51)=(-ak19_21*R21*(-R17*afi16+R19*afi19+R21*afi21)-c19_21*R21
& *(-R17*Dafi16+R19*Dafi19+R21*Dafi21)-ak18_21*R21*(-R17*afi16+R18
```

```

& *afi18+R21*afi21)-c18_21*R21*(-R17*Dafi16+R18*Dafi18+R21
& *Dafi21)-ak21_22*(afi21-afi22)-c21_22*(Dafi21-Dafi22))/ain21

```

Return
End

Subroutine F_Galiniai_ratai_parameter()
Implicit real*8 (a-h,o-z)

Common/Galiniai_ratai/ParamRatai(100)

do i=1,100; ParamRatai(i)=0.0D0; **end do**

```

ain22=30660.0D-6
ain23=0.05945D0
ain24=30660.0D-6
ain25=0.05945D0
ak21_22=10322.0D0
c21_22=10.0D0
ak22_23=10.0D5
c22_23=100.0D0
ak20_24=10322.0D0
c20_24=10.0D0
ak24_25=10.0D5
c24_25=100.0D0
aMom_pas=132.435D0

```

```

ParamRatai(1)=ain22
ParamRatai(2)=ain23
ParamRatai(3)=ain24
ParamRatai(4)=ain25
ParamRatai(5)=ak21_22
ParamRatai(6)=c21_22
ParamRatai(7)=ak22_23
ParamRatai(8)=c22_23
ParamRatai(9)=ak20_24
ParamRatai(10)=c20_24
ParamRatai(11)=ak24_25
ParamRatai(12)=c24_25
ParamRatai(13)=aMom_pas

```

Return
End

Subroutine F_Galiniai_ratai(ptime,Y,YR,nvarb)
Implicit real*8 (a-h,o-z)
Dimension Y(nvarb),YR(nvarb)

```

ain22=30660.0D-6
ain23=0.05945D0
ain24=30660.0D-6
ain25=0.05945D0
ak21_22=10322.0D0
c21_22=10.0D0
ak22_23=10.0D5
c22_23=100.0D0
ak20_24=10322.0D0
c20_24=10.0D0
ak24_25=10.0D5
c24_25=100.0D0
aMom_pas=132.435D0

```

afi20=Y(48); Dafi20=Y(49) ! iš paprogramės F_Dif

```

afi21=Y(50); Dafi21=Y(51) ! iš paprogramės F_Dif
afi22=Y(52); Dafi22=Y(53)
afi23=Y(54); Dafi23=Y(55)
afi24=Y(56); Dafi24=Y(57)
afi25=Y(58); Dafi25=Y(59)

YR(52)=Dafi22
YR(53)=(-ak22_23*(afi22-afi23)-c22_23*(Dafi22-Dafi23)-ak21_22
&      *(afi22-afi21)-c21_22*(Dafi22-Dafi21))/ain22

YR(54)=Dafi23
YR(55)=(aMom_pas-ak22_23*(afi23-afi22)-c22_23*(Dafi23
&      -Dafi22))/ain23

YR(56)=Dafi24
YR(57)=(-ak24_25*(afi24-afi25)-c24_25*(Dafi24-Dafi25)-ak20_24
&      *(afi24-afi20)-c20_24*(Dafi24-Dafi20))/ain24

YR(58)=Dafi25
YR(59)=(aMom_pas-ak24_25*(afi25-afi24)-c24_25*(Dafi25
&      -Dafi24))/ain25

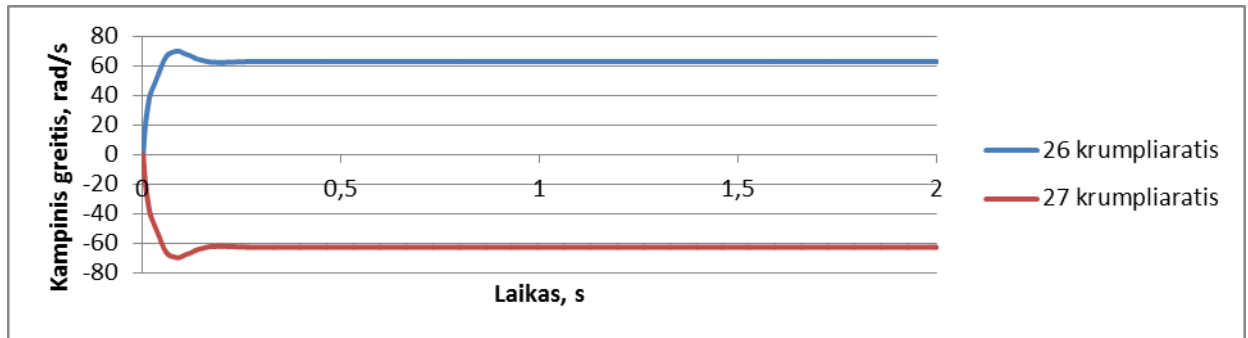
```

Return

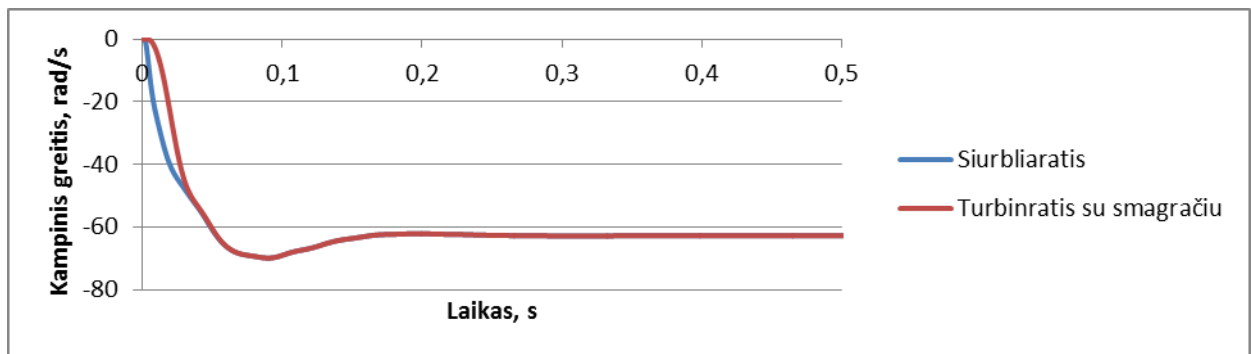
End

B priedas

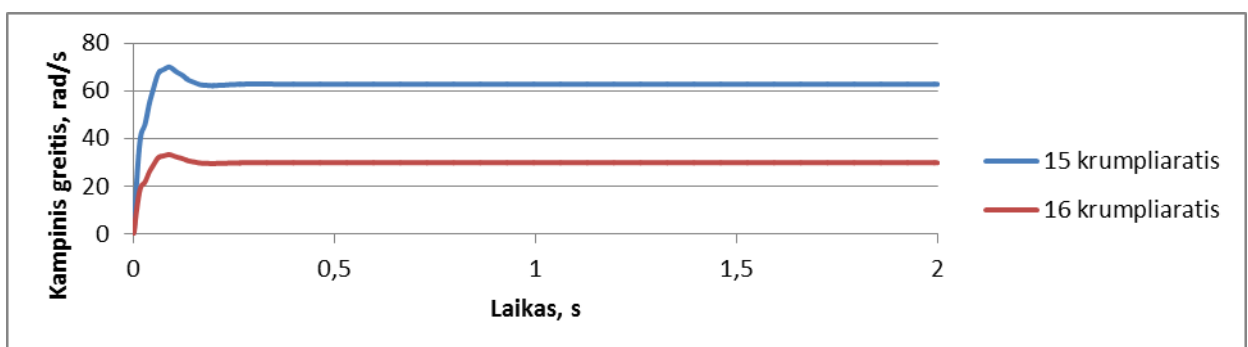
Automobilio transmisijos su KERS kompiuterinio modeliavimo rezultatai



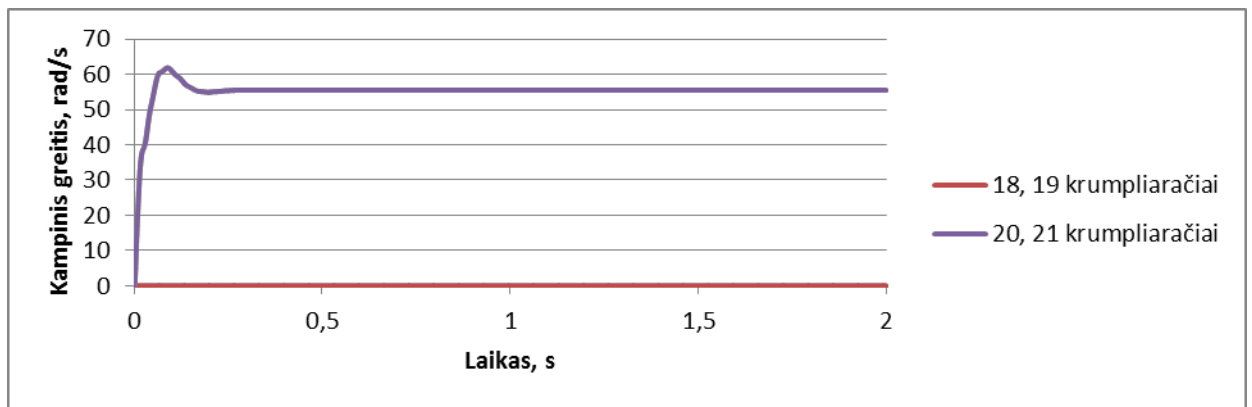
B.1 pav. KERS krumpliaraičių 26 ir 27 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta antra pavara



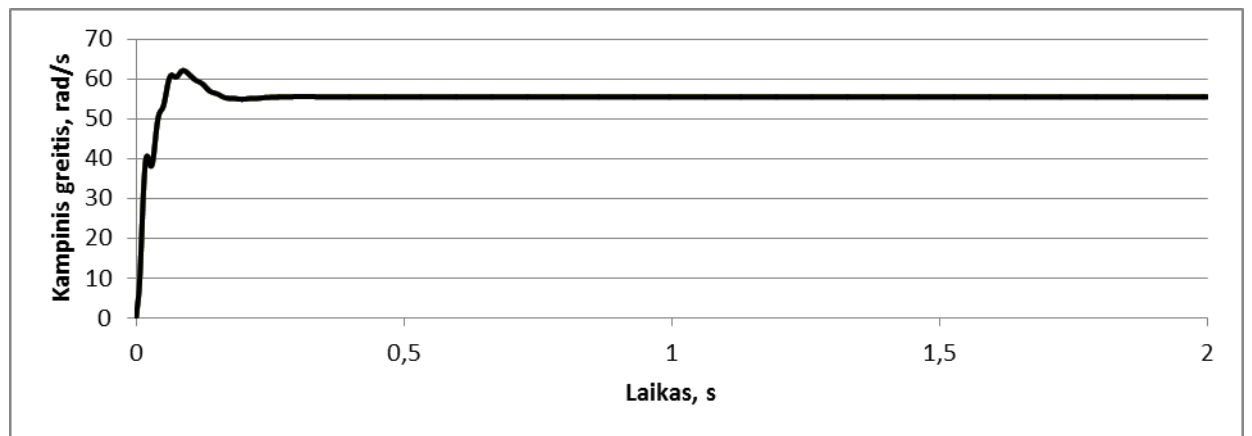
B.2 pav. Hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta antra pavara



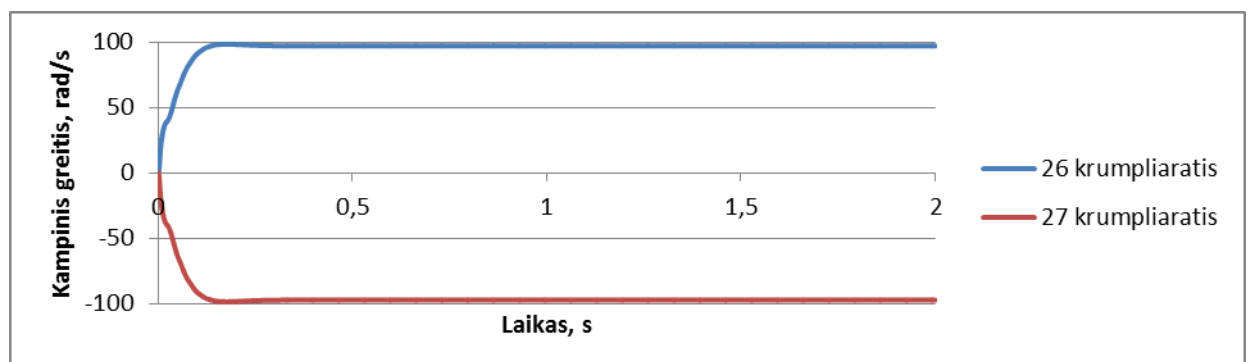
B.3 pav. Diferencialo krumpliaraičių 15 ir 16 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta antra pavara



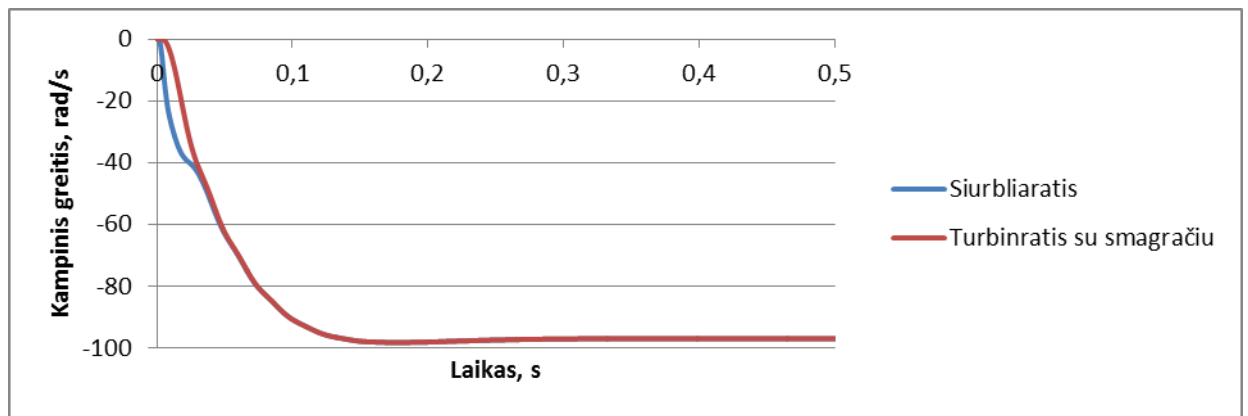
B.4 pav. Diferencialo krumpliaračių 18–21 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta antra pavara



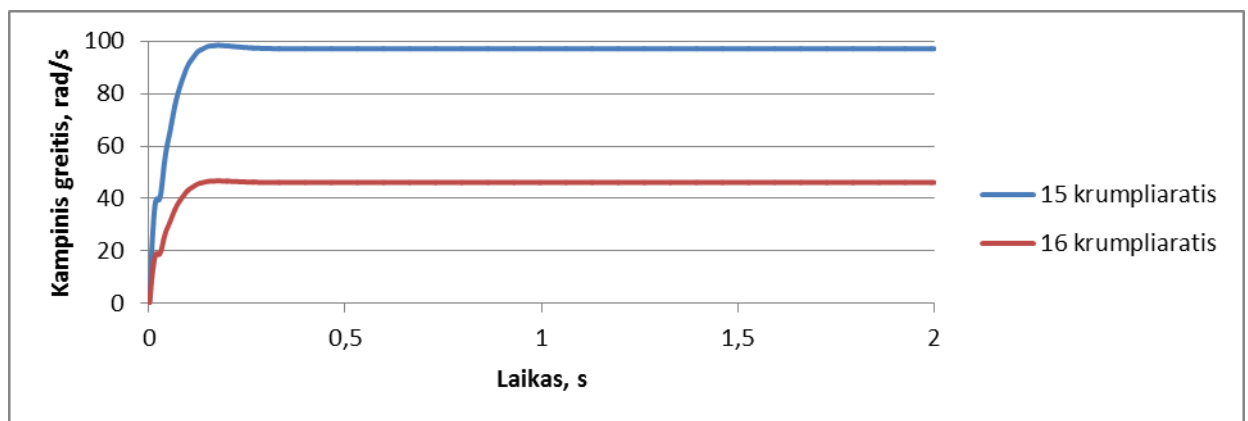
B.5 pav. Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta antra pavara



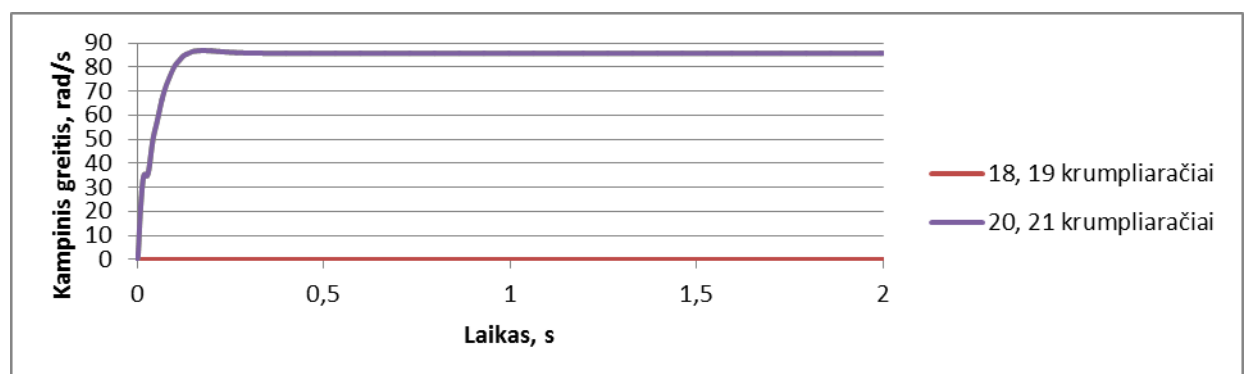
B.6 pav. KERS krumpliaračių 26 ir 27 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta trečia pavara



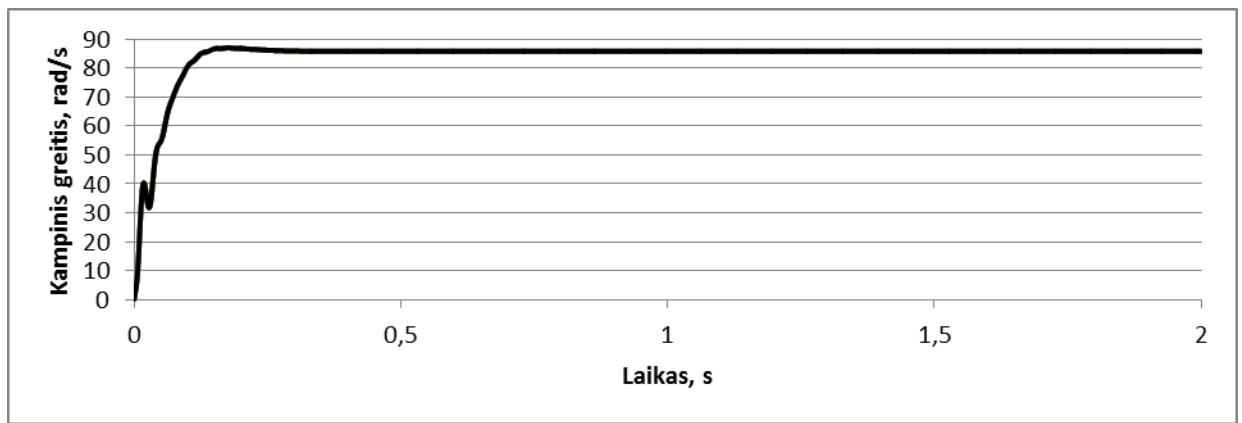
B.7 pav. Hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta trečia pavara



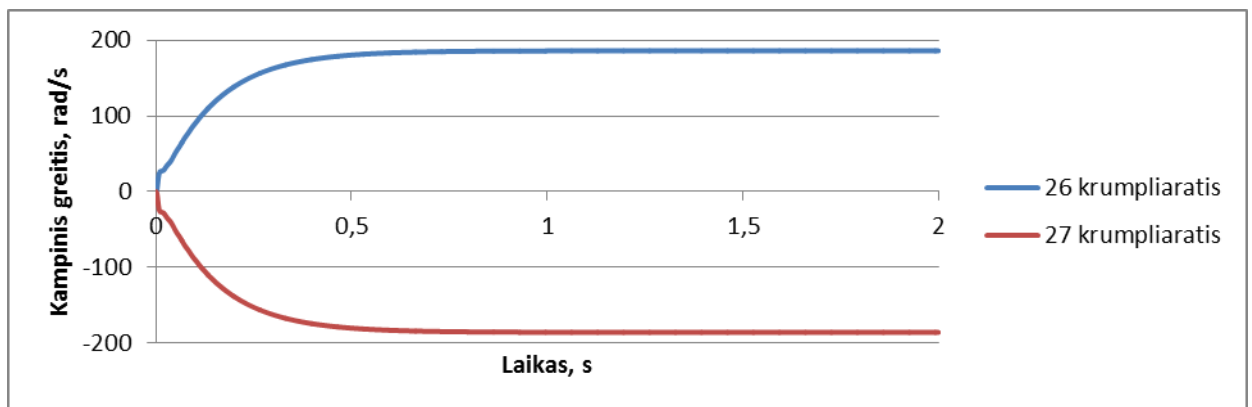
B.8 pav. Diferencialo krumpliaraičių 15 ir 16 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta trečia pavara



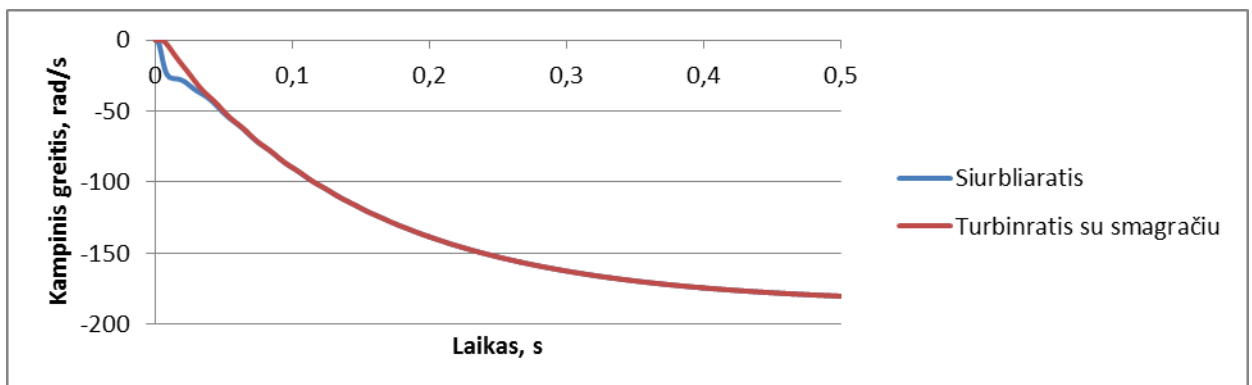
B.9 pav. Diferencialo krumpliaraičių 18–21 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta trečia pavara



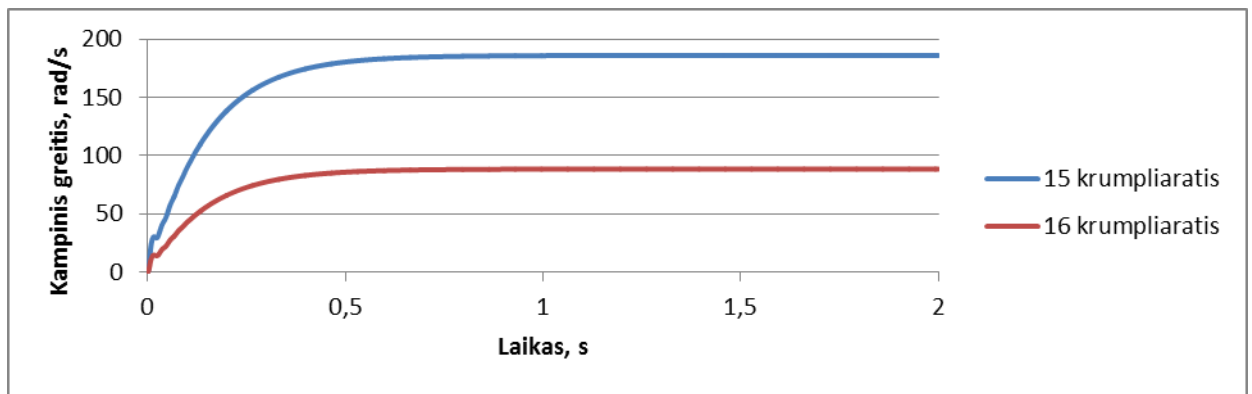
B.10 pav. Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta trečia pavara



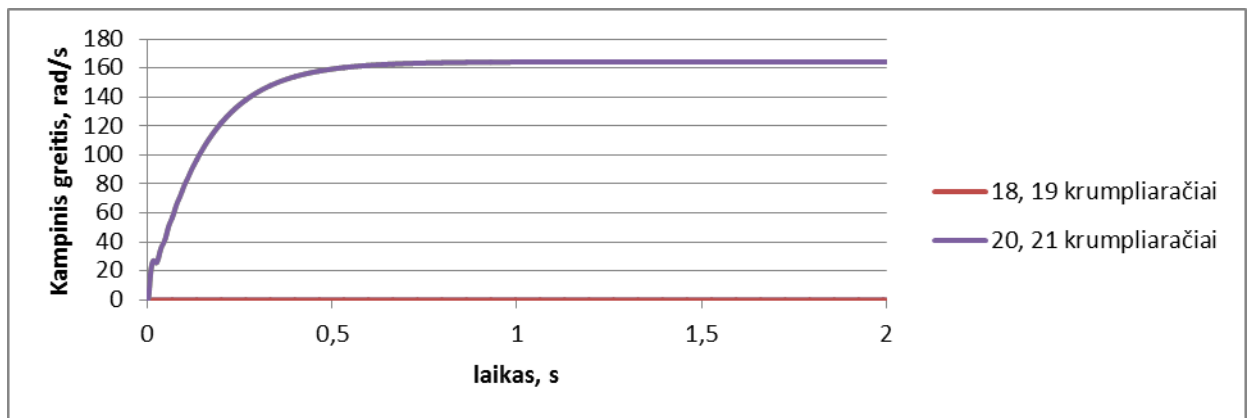
B.11 pav. KERS krumpliaraičių 26 ir 27 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta ketvirta pavara



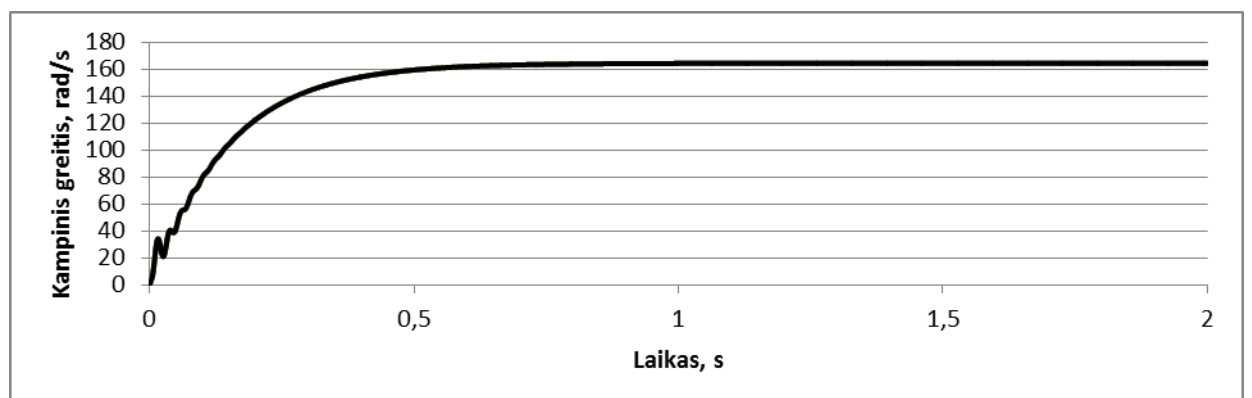
B.12 pav. Hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta ketvirta pavara



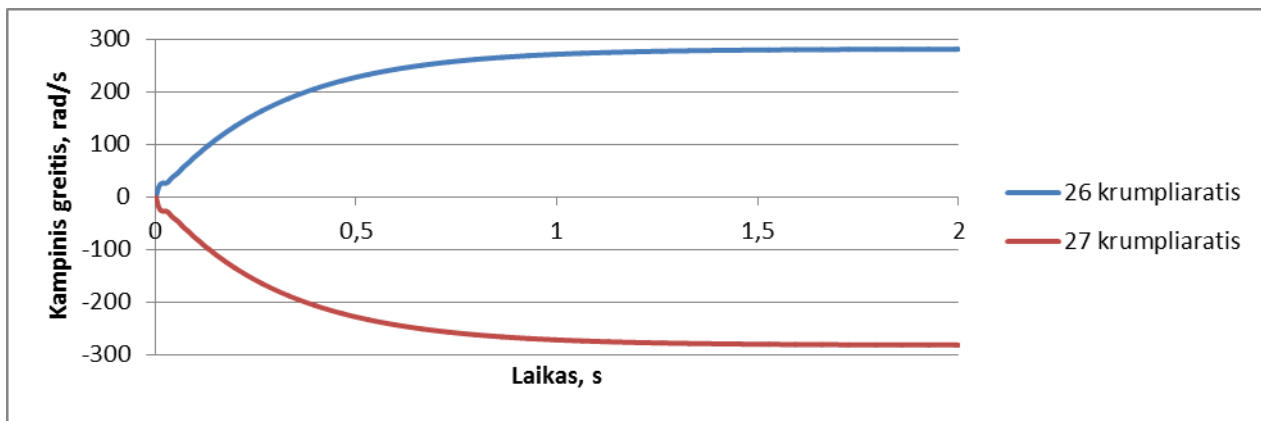
B.13 pav. Diferencialo krumpliaraičių 15 ir 16 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta ketvirta pavara



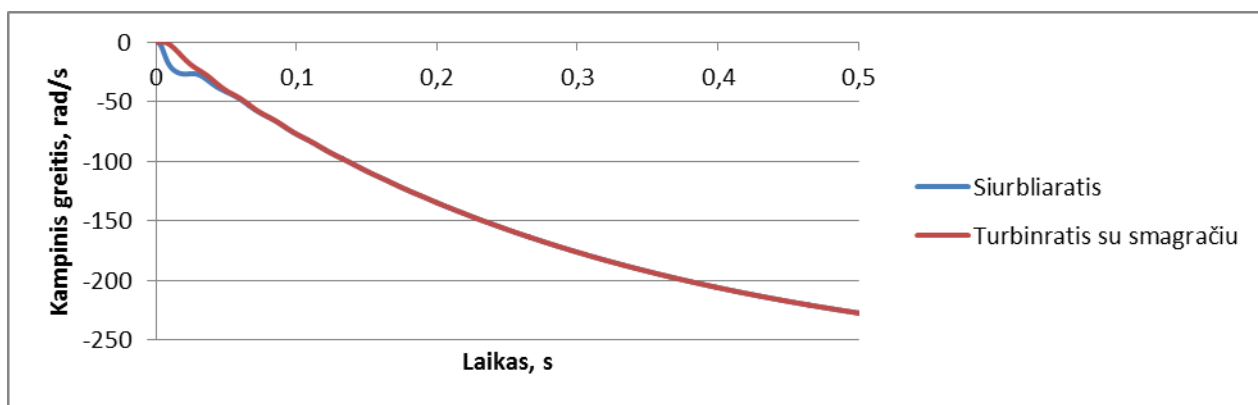
B.14 pav. Diferencialo krumpliaraičių 18–21 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta ketvirta pavara



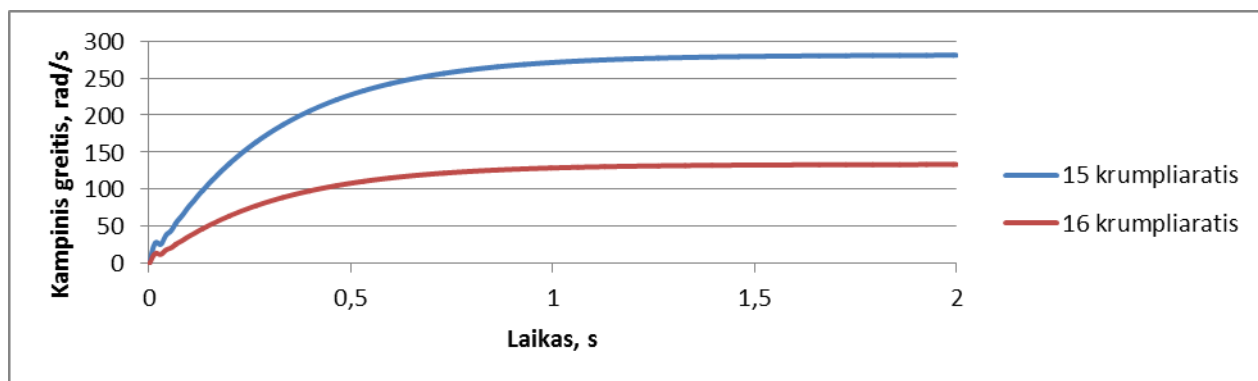
B.15 pav. Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta ketvirta pavara



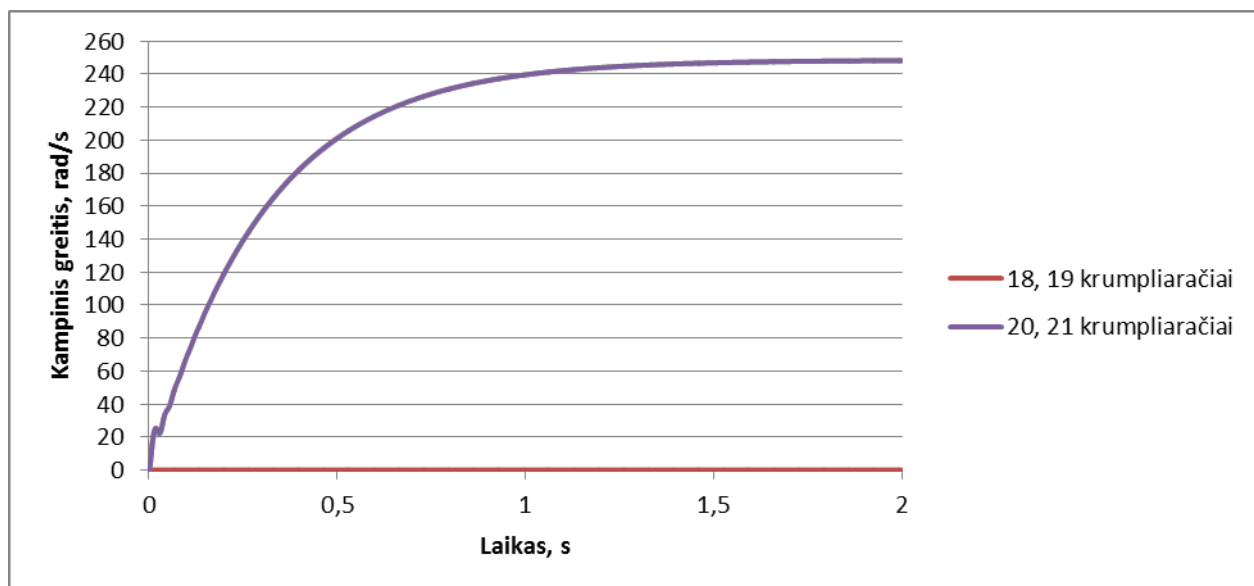
B.16 pav. KERS krumpliaraičių 26 ir 27 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavarą



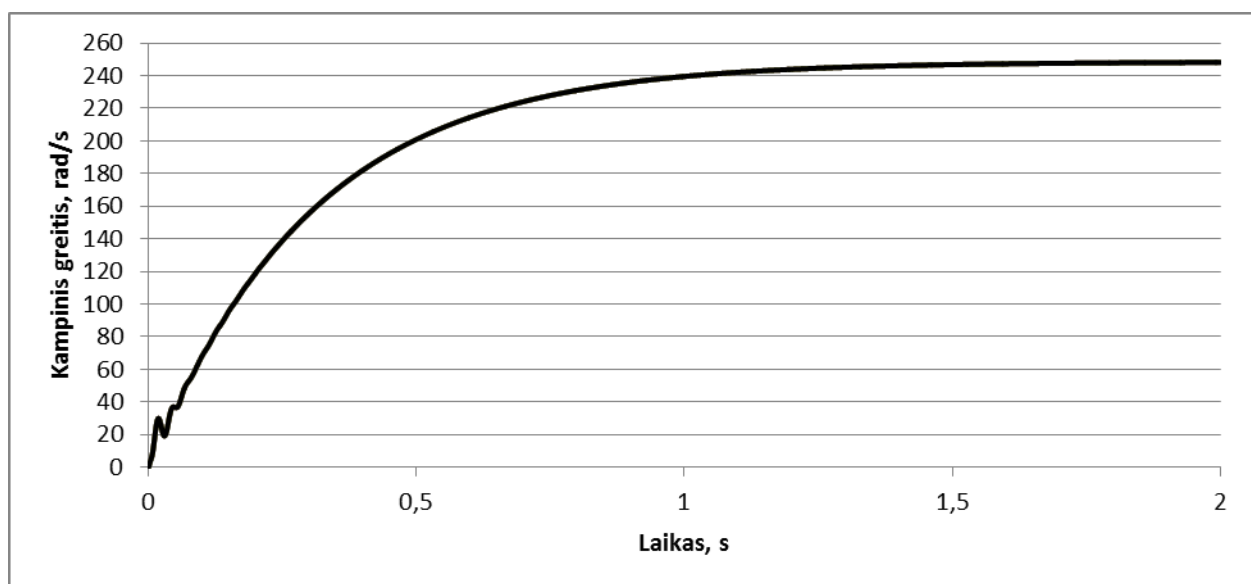
B.17 pav. Hidraulinės movos kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavarą



B.18 pav. Diferencialo krumpliaraičių 15 ir 16 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavarą



B.19 pav. Diferencialo krumpliaračių 18–21 kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavarą



B.20 pav. Galinių varančiųjų ratų kampinių greičių priklausomybės nuo laiko grafikas, kai yra įjungta penkta pavarą