



УНИВЕРЗИТЕТ У НИШУ
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ



Јован М. Павловић

**ВИШЕКРИТЕРИЈУМСКА ОПТИМАЛНА
СИНТЕЗА ПОГОНСКИХ МЕХАНИЗАМА
МАНИПУЛАТОРА УТОВАРИВАЧА**

Докторска дисертација

Ниш, 2021.



UNIVERSITY OF NIŠ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING



Jovan M. Pavlović

**MULTICRITERIA OPTIMAL
SYNTHESIS OF MANIPULATOR
DRIVE MECHANISMS IN LOADERS**

Doctoral dissertation

Niš, 2021.

Подаци о докторској дисертацији

Ментор:	др Драгослав Јаношевић, редовни професор, Универзитет у Нишу, Машински факултет, у пензији
Наслов:	Вишекритеријумска оптимална синтеза погонских механизма манипулатора утоваривача
Резиме:	<p>У дисертацији је развијена општа методологија вишекритеријумске оптималне синтезе погонских механизма манипулатора Z кинематике утоваривача заснована на науци о конструисању и поступку модуларног пројектовања. Резултати истраживања добијени при развоју методологије се односе на: анализу параметара функција механизма, генерисање варијантних решења механизма, дефинисање критеријума оптимизације механизма и избор решења механизма методама вишекритеријумског одлучивања. Анализа параметара функција, који се задају при синтези механизма манипулатора, обављена је поступцима динамичке нумеричке симулације и експерименталних испитивања. Резултати анализе показују да су моменти оптерећења механизма највећи при операцији захватања материјала а при операцији преноса материјала највећи утицај на оптерећење механизма има момент гравитационе силе захваћеног материјала. За генерисање решења механизма одређена је област оптимизације која обухвата: преносне параметре - координате зглобова и дужине преносних полуга механизма и трансформационе параметре-величине хидроцилиндара механизма. При генерисању варијантних решења механизма, претраживањем области оптимизације, прво се генеришу преносни параметри -коришћењем генетског алгоритма, а затим трансформациони параметри механизма-поступком секвенцијалног претраживања. Добијени скуп генерисаних решења показују да је за исте задате параметре функција могуће генерисати варијанте механизма са различитим трансформационим и преносним параметрима. За избор решења механизма, из скупа могућих генерисаних варијантних решења, развијени су следећи критеријуми оптимизације: а) кинематички критеријум којим се дефинише минимална промена грудног угла пуне кашике при подизању из транспортног у истоварни положај, б) критеријум усмерене силе кидања с циљем да усмерена сила захватања материјала, одређена за цело радно подручје манипулатора, има максималну вредност, в) триболошки критеријум с циљем да су минимални губици снаге настали услед трења у зглобовима механизма манипулатора, г) временски критеријум с циљем да је минимално време трајања операција захватања, преноса и истовара манипулационог задатка, д) масени критеријум с циљем да је минимална маса чланова кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора, е) динамички критеријум с циљем да су минимална померања ослоно-кретног механизма утоваривача изазвана покретањем погонских механизма манипулатора. За избор најбољег варијантног решења погонских механизма коришћене су методе вишекритеријумског одлучивања на основу вредности дефинисаних функција циља и оцене важности критеријума.</p>
Научна област:	Техничко-технолошке науке
Научна дисциплина	Транспортна техника и логистика
Кључне речи:	Погонски механизми, утоваривачи точкаши, оптимална синтеза
UDK:	62-182.3:621.878.4/.6]:519.6(043.3)
CERIF класификација	T210
Тип лиценце креативне заједнице	CC BY-NC-ND

Data on Doctoral Dissertation

Doctoral supervisor:	dr Dragoslav Janošević, full professor, University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering, in retirement
Title:	Multicriteria optimal synthesis of manipulator drive mechanisms in loaders
Summary:	<p>The dissertation defines the general methodology of multicriteria optimal synthesis of the loader drive mechanisms with the Z kinematics manipulator. The methodology is based on the design science and modular design procedure. The obtained research results during the development of the methodology are related to: the analysis of parameters of mechanisms functions, generation of variant solutions of mechanisms, definition of criteria for optimization of mechanisms and selection of the best solution of mechanisms by methods of multicriteria decision making. The analysis of function parameters, which are set at the beginning of the synthesis of manipulator mechanisms, was performed by dynamic numerical simulation and experimental tests. The results of the analysis show that the load moments of the mechanisms are the greatest during the operation of the material loading, and during the operation of transferring the material, the moment of gravitational force of the loaded material has the greatest influence on the mechanisms load. To generate variant solutions of mechanisms, an optimization area is determined, which includes: transfer parameters – coordinates of joints and lengths of the kinematic chain members of mechanisms and transformation parameters - sizes of hydraulic cylinders. The variant solutions of mechanisms was generated by searching the optimization space, first the transfer parameters are generated - using a genetic algorithm, and then the transformation parameters of the mechanisms - by the sequential search procedure. The obtained set of generated solutions shows that for the same given function parameters it is possible to generate variants of mechanisms with different transformation and transfer parameters. For the selection of mechanism solutions, from the set of possible generated variant solutions, the following optimization criteria have been developed a) kinematic criterion defining the minimum change of back bucket angle when lifting from transport to unloading position, b) criterion of directed breaking force with the aim that the directed loading force of the material has a maximum value, determined for the entire working area of the manipulator, c) tribological criterion with the aim that minimal power losses occurred due to friction in the joints of manipulator mechanisms, d) time criterion with the aim that the minimum time duration of operations of loading, transport and unloading of the manipulation task, e) mass criterion with the aim that the members of the kinematic chain and drive mechanisms of the manipulator have the minimum mass, e) dynamic criterion with the aim that the minimum displacements of the support-moving mechanisms of the loader are caused by the motion of the manipulator mechanisms. For the selection of the best variant solution of drive mechanisms, methods of multicriteria decision making were used based on the values of defined objective functions and evaluation of the importance of criteria.</p>
Scientific field:	Technical and technological sciences
Scientific discipline:	Material handling equipment and logistics
Key words:	Drive mechanisms, loaders, optimal synthesis
UDK:	62-182.3:621.878.4/.6]:519.6(043.3)
CERIF classification:	T210
Creative commons license type:	CC BY-NC-ND

Захвалност аутора

Посебну захвалност дугујем свом ментору проф. др Драгославу Јаношевићу, редовном професору Машинског факултета Универзитета у Нишу, на усмеравању, саветима и свесрдној помоћи током студија и изради дисертације.

Захваљујем се пуковнику др Славку Муждеки, ванредном професору Војне академије у Београду, мр Слободану Јовановићу, асистенту Машинског факултета у Нишу и Јавном комуналном предузећу Медиана у Нишу на помоћи приликом експерименталних истраживања.

Захвалност дугујем и др Радомиру Ђокићу, доценту Факултета техничких наука у Новом Саду, проф. др Горану Петровићу и доц. др Предрагу Милићу, професорима Машинског факултета у Нишу, на корисним консултацијама при изради дисертације.

Захваљујем се и својој породици на подршци и разумевању.

У Нишу, март 2021.

Јован Павловић

САДРЖАЈ

1. УВОД	1
1.1. ПРЕДМЕТ ИСТРАЖИВАЊА	1
1.2. ЦИЉ НАУЧНОГ ИСТРАЖИВАЊА	3
1.3. ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА	4
2. АНАЛИЗА УТОВАРИВАЧА	9
2.1. ФУНКЦИОНАЛНА АНАЛИЗА	9
2.2. СТРУКТУРНА АНАЛИЗА	10
2.2.1. Кинематички ланац утоваривача	10
2.2.1.1. Ослоно-кретни чланови утоваривача	10
2.2.1.2. Манипулатори утоваривача	11
2.2.2. Погонски механизми манипулатора	12
2.2.2.1. Погонски механизми Z кинематике	12
2.2.2.2. Погонски механизми кинематике паралелограма	14
2.2.2.3. Погонски механизми вишечланих манипулатора	15
2.2.3. Погонски механизми утоваривача	16
2.3. ПАРАМЕТАРСКА АНАЛИЗА	18
2.3.1. Морфолошка анализа	19
2.3.1.1. Показатељи анализе утоваривача	20
3. АНАЛИЗА МЕХАНИЗАМА МАНИПУЛАТОРА УТОВАРИВАЧА	21
3.1. ОПШТЕ	21
3.2. НУМЕРИЧКА АНАЛИЗА МЕХАНИЗАМА	22
3.2.1. Математички модел кинематичког ланца утоваривача	22
3.2.2. Модели манипулационих задатака	25
3.2.2.1. Технологије рада утоваривача	26

3.2.2.2. Модели услова симулације.....	26
3.2.3. Примери нумеричке симулације утоваривача.....	29
3.2.3.1. Услови симулације.....	29
3.2.3.2. Резултати симулације.....	37
3.3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА АНАЛИЗА МЕХАНИЗАМА	40
3.3.1. Математички модел утоваривача.....	41
3.3.1.1. Модел кинематичког ланца	41
3.3.1.2. Модели погонских механизма.....	42
3.3.1.3. Геометријске величине	43
3.3.1.4. Моменти оптерећења погонских механизма.....	44
3.3.2. Резултати експерименталне анализе	45
3.3.2.1. Показатељи анализе	48
4. СИНТЕЗА МЕХАНИЗАМА МАНИПУЛАТОРА УТОВАРИВАЧА	49
4.1. ОПШТЕ	49
4.2. ГЕНЕРИСАЊЕ ВАРИЈАНТИ МЕХАНИЗАМА	49
4.2.1. Математички модел утоваривача.....	50
4.2.1.1. Геометријске величине	53
4.2.1.2. Погонски моменти.....	54
4.2.2. Поступак генерисања механизма	55
4.2.2.1. Област генерисања механизма	55
4.2.2.2. Генерисање преносних параметара механизма	56
4.2.2.3. Генерисање трансформационих параметара механизма.....	58
4.2.3. Пример генерисања варијанте механизма.....	62
4.2.3.1. Анализа резултата	64
5. ОПТИМИЗАЦИЈА МЕХАНИЗАМА МАНИПУЛАТОРА УТОВАРИВАЧА.....	69
5.1. КРИТЕРИЈУМИ ОПТИМИЗАЦИЈЕ	69
5.1.1. Опште	69
5.2. КИНЕМАТИЧКИ КРИТЕРИЈУМ ОПТИМИЗАЦИЈЕ	71
5.3. КРИТЕРИЈУМ УСМЕРЕНЕ СИЛЕ ЗАХВАТАЊА	72

5.3.1. Математички модел.....	72
5.3.1.1. Силе захватања (кидања).....	73
5.3.1.2. Ходографи сила захватања.....	76
5.3.1.3. Спектри могућих сила.....	78
5.3.2. Усмерена сила захватања.....	80
5.3.2.1. Фактор правца деловања сила захватања k_w	81
5.3.2.2. Фактор положаја захватања k_{xy}	86
5.3.2.3. Фактор опсега захватања k_θ	87
5.3.3. Програм.....	88
5.3.3.1. Пример.....	88
5.4. ТРИБОЛОШКИ КРИТЕРИЈУМ ОПТИМИЗАЦИЈЕ.....	91
5.4.1. Опште.....	91
5.4.2. Математички модел.....	93
5.4.2.1. Параметри зглобова.....	93
5.4.3. Анализа параметара зглобова.....	95
5.4.4. Функција циља триболошког критеријума.....	103
5.4.4.1. Програм.....	104
5.4.4.2. Пример.....	105
5.5. ВРЕМЕНСКИ КРИТЕРИЈУМ ОПТИМИЗАЦИЈЕ.....	107
5.5.1. Опште.....	107
5.5.2. Математички модел.....	108
5.5.3. Анализа притисака хидроцилиндара.....	111
5.5.4. Функција циља временског критеријума.....	114
5.5.4.1. Програм.....	114
5.5.4.2. Пример.....	115
5.6. МАСЕНИ КРИТЕРИЈУМ ОПТИМИЗАЦИЈЕ.....	117
5.6.1. Опште.....	117
5.6.2. Анализа оптерећења.....	119
5.6.3. Структурна анализа механизма.....	122

5.6.4. Маса чланова механизма.....	123
5.6.5. Функција циља масеног критеријума.....	124
5.6.5.1. Програм.....	125
5.6.5.2. Пример.....	126
5.7. ДИНАМИЧКИ КРИТЕРИЈУМ ОПТИМИЗАЦИЈЕ	128
5.7.1. Опште	128
5.7.2. Динамички математички модели утоваривача	129
5.7.3. Анализа динамичке стабилности утоваривача	131
5.7.4. Функција циља динамичког критеријума	141
5.7.4.1. Пример.....	142
5.8. ИЗБОР ОПТИМАЛНИХ МЕХАНИЗАМА МЕТОДАМА ВИШЕКРИТЕРИЈУМСКОГ ОДЛУЧИВАЊА	144
5.8.1. Опште	144
5.8.2. Ваљаност варијанти механизма одређена истим тежинским коэффицијентима критеријума.....	145
5.8.3. Ваљаност варијанти механизма одређена fuzzy метода вишекритеријумског одлучивања	146
6. ЗАКЉУЧАК	149
ЛИТЕРАТУРА	154
ПРИЛОЗИ	164
Прилог П1 – Параметри утоваривача светских произвођача	164
Прилог П2 – Параметри чланова кинематичког ланца рачунских модела А и Б утоваривача .	165
Прилог П2.1 – Параметри хидроцилиндара	164
Прилог П3 – Поступак испитивања утоваривача	169
Прилог П4 – Оцене чланова тима одлучивања	175
Прилог П5 – Резултати одлучивања	180
Биографија аутора.....	185

1. УВОД

1.1. ПРЕДМЕТ ИСТРАЖИВАЊА

Предмет научних истраживања у овој дисертацији су погонски механизми манипулатора утоваривача.

Утоваривачи спадају у групу мобилних машина који се одликују бројношћу модела (преко 60) различитих величина, масе од 600 до 135000 kg, запремине кашике од 0,23 до 36 m³ које производе водећи светски произвођачи (*Caterpillar, Komatsu, Liebherr*) (Прилог П1, Табела П1.1). Самостално или у техношком ланцу са осталим мобилним машинама (хидрауличким багерима, тракторима гусеничарима), утоваривачи се користе у свим привредним гранама (грађевинарству, рударству, пољопривреди, шумарству, енергетици и комуналним делатностима) при извођењу различитих радова. Независно од величине, примарна функција утоваривача је просторни прекидни транспорт различитих растеристих материјала и палетизованих терета. При томе се јављају циклични манипулациони задаци који се уопштено састоје из следећих операција: захватање материјала на месту пријема, пренос материјала до места истовара или утовара и поновно враћање на ново место пријема. Бројне су и секундарне функције утоваривача при равнању, чишћењу и сабијању подлога, преносу терета и рушењу објеката.



Сл. 1.1.1 Модели утоваривача водећих светских произвођача

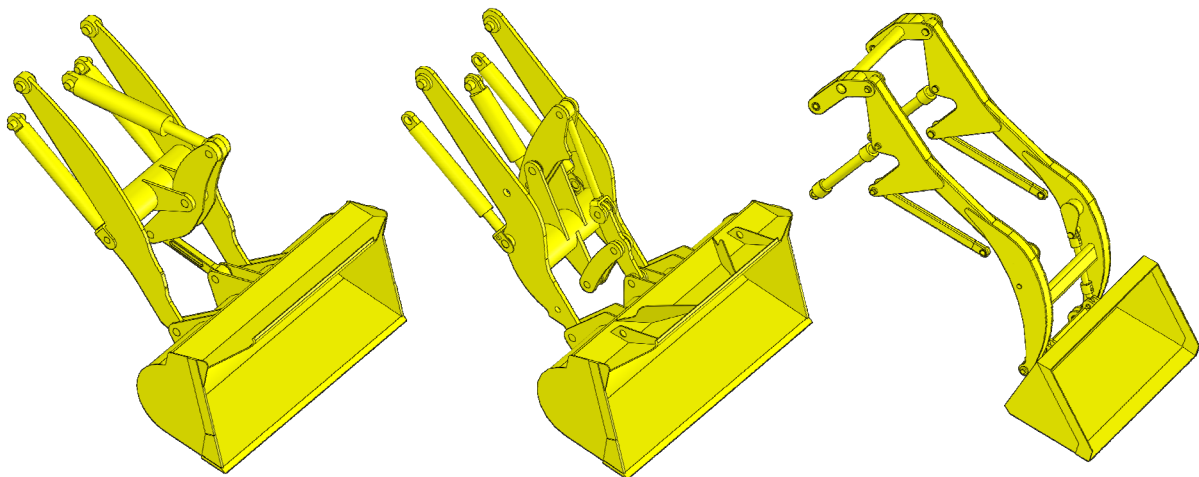
Своје функције утоваривачи остварују општом конфигурацијом кинематичког ланца који се састоји од: ослоно-кретног механизма (на гусеницама или пнеуматичима) и вишечланог манипулатора са последњим чланом у облику различитих сменљивих алата најчешће кашика различитих величина и облика.

Кинематички ланац утоваривача оснажују погонски системи са хидродинамичким и хидростатичким трансмисијама за кретање и хидростатичким системима за погон манипулатора. Извор енергије погонских система су дизел мотори, а најновији модели утоваривача користе хибридне погонске системе са дизел и електромоторима и системима за рекуперацију енергије. Утоваривачи имају интегрисане хидростатичке серво системе управљања и мехатроничке системе за мониторинг и регулацију параметара утоваривача.

Савремени развој утоваривача свих величина заснован је на поступцима модуларног пројектовања и производње са високим захтевима поузданости, ергономије, индустријског дизајна, техничке логистике и одрживог развоја. Као готови модули јављају се компоненте и елементи погонског система, система управљања и мониторинг система и различитих алата манипулатора (кашике, хватачи, куке, виброплоче...) које производе специјализовани произвођачи.

Чланове кинематичког ланца манипулатора утоваривача погоне механизми (сл. 1.1.2) раванске полужне конфигурације са хидрауличким актуаторима у облику диференцијалних хидроцилиндара двосмерног дејства повезаних посредно или непосредно за чланове кинематичког пара манипулатора. Код механизма са посредном везом, хидроцилиндри су за чланове кинематичког пара манипулатора повезани посредним полугама које са члановима манипулатора греде раванске зглавкасте четворуглове.

Као предмет научног истраживања дисертације издвајају се погонски механизми манипулатора Z-кинематике који су заступљени на свим величинама утоваривача.



Сл. 1.1.2 Погонски механизми манипулатора утоваривача

1.2. ЦИЉ НАУЧНОГ ИСТРАЖИВАЊА

Основни циљ научног истраживања дисертације је дефинисање опште методологије за оптималну вишекритеријумску синтезу погонских механизма манипулатора утоваривача свих величина.

Основни циљ истраживања чине следећи парцијални циљеви:

- функционална, структурна и параметарска анализа погонских механизма манипулатора утоваривача и формирање морфолошке матрице утоваривача;
- истраживање кинематичких и динамичких параметара погонских механизма манипулатора динамичком нумеричком симулацијом рада утоваривача и на основу мерених величина стања рада утоваривача у експлоатационим условима;
- генерисање могућих варијантних решења погонских механизма манипулатора утоваривача на основу задатих захтева, ограничења и области оптимизације коришћењем генетског алгоритма и секвенционалног поступка претраживања;
- истраживање утицаја параметара погонских механизма манипулатора на величину могућих сила копања у целом радном простору утоваривача;
- истраживање утицаја параметара погонских механизма манипулатора на губитак снаге услед трења у зглобовима кинематичког ланца манипулатора утоваривача;
- истраживање утицаја преносних функција погонских механизма и хидростатичког система манипулатора на време трајања манипулационог задатка утоваривача;
- анализа утицаја еластично пригушних карактеристика актуатора погонских механизма манипулатора, које настају услед стишљивости хидрауличког уља у радним запреминама и водовима хидроцилиндара погона, на динамичку стабилност утоваривача;
- анализа утицаја параметара погонских механизма на масу чланова кинематичког ланца манипулатора на основу општих фактора номиналне масе одређеног према напонском стању чланова кинематичког ланца манипулатора;
- дефинисање математичких модела за анализу и одређивање функција циља оригиналних критеријума за вишекритеријумску оптималну синтезу погонских механизма манипулатора утоваривача и развој програма за: динамичку нумеричку симулацију рада утоваривача, генерисање варијантних решења погонских механизма манипулатора утоваривача, триболошку анализу погонских механизма манипулатора, одређивање граничних и могућих сила копања у целом радном подручју утоваривача и номиналне масе чланова кинематичког ланца и анализу динамичке стабилности утоваривача.

1.3. ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА

Резултати досадашњих истраживања утоваривача углавном су дати у облику стручних, прегледних и научних радова публикованих у часописима, зборницима радова стручних скупова или као докторске дисертације и мастер радови.

Преглед радова показује да су се досадашња истраживања утоваривача углавном односила на: а) аналитичку и експерименталну анализу параметара погонских система [5-14]; б) концепције и вучне карактеристике хидродинамичких, хидростатичких и хибридних трансмисија за кретање утоваривача [15-26]; в) регулацију и аутоматизацију система управљања [27-36]; г) аналитичко и експериментално одређивање компоненти отпора захватања материјала алатима у облику кашике [37-48]; д) развој математичких модела и софтвера за нумеричку симулацију рада утоваривача [49-56]; е) истраживања оптерећења и напрезања чланова кинематичког ланца манипулатора [57-63] и ђ) анализу и оптималну синтезу погонских механизма манипулатора утоваривача [64-74].

У наставку је дат краћи преглед издвојених радова са резултатима истраживања који се односе на оптималну синтезу и анализу параметара погонских механизма манипулатора утоваривача.

У раду [64] је извршена вишекритеријумска оптимизација погонских механизма манипулатора *Z*-кинематике утоваривача. Развијен је математички модел кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора. Математичким моделом су дефинисани релативни положаји чланова кинематичког ланца погонских механизма манипулатора, преносне функције погонских механизма и угао положаја кашике при операцији преноса материјала. При оптимизацији су постављене следеће функције циља: минимална промена положаја кашике при преносу материјала, максималне преносне функције погонских механизма у целом опсегу кретања стреле и кашике манипулатора и минимални ходови актуатора (хидроцилиндара) погонских механизма. Област оптимизације представљају подручја могућих промена положаја координата зглобова актуатора и преносних полуга механизма. Као пример за утоваривач масе *16000 kg* извршена је оптимизација погонских механизма са променом координата свих и поједних зглобова манипулатора. У закључку рада се наводи да су параметари погонских механизма манипулатора добијени развијеним поступком оптимизације знатно бољи од параметра погонских механизма физичког модела утоваривача *WL56* произвођача John Deere.

У раду [65] је развијен динамички математички модел манипулатора *Z*-кинематике за оптимизацију погонских механизма манипулатора с циљем минималног губитка снаге погонских механизма при операцији захватања материјала. За област оптимизаци-

ције узимају се могућа подручја промене координата зглобова кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора утоваривача. Коришћењем развијеног динамичког модела одређује се потребна снага механизма стреле и кашике манипулатора на основу задате промене вектора отпора копања и путање копања зависно од времена трајања операције. Као пример дата је упоредна анализа потребне снаге при операцији копања физичког модела утоваривача *DL400A* и модела добијеног развијеним поступком оптимизације. Резултати упоредне анализе показују да модел манипулатора добијен поступком оптимизације има за 7,9 % мању потрошњу енергије од физичког модела утоваривача у почетној фази операцији захватања док је разлика у осталим деловима операције незнатна.

У раду [66] је дат математички модел утоваривача на основу којег је извршена вишекритеријумска оптимизација погонских механизма манипулатора применом генетског алгорита. Критеријуми оптимизације се односе на: одржавање угла капшике при преносу и пражњењу у целом опсегу преноса, стабилност преноса материјала, ход хидроцилиндра стреле, дубину копања, положај кашике при враћању у нови положај захватања. Област оптимизације се односи на координате зглобова у којима се везују чланови и актуатори манипулатора утоваривача. Математички модел за оптималну синтезу погонских механизма манипулатора утоваривача у овом раду је одређен нелинеарним једначинама са тежинском вишекритеријумском оптимизацијом која подлеже скупу дефинисаних ограничења датих у облику неједнакости.

У раду [67] представљена је вишекритеријумска оптимизација погонских механизма манипулатора утоваривача тачкаша заснована на fuzzy скуповима којима су изражене функције циља оптимизације функцијама припадности. Тако формиране функције циља сведене су на исту димензију односно коришћењем fuzzy скупова вишекритеријумска оптимизација сведена је на једнокритеријумску оптимизацију. У првом делу рада дефинисано је једанаест променљивих оптимизације и оне представљају промену координата зглобова где се везују чланови кинематичког ланца манипулатора. Дате су и једначине ограничења које представљају кинематичка ограничења механизма. У другом делу рада дефинисане су три функције циља: максимална висина истресања, минимални хоризонтални дохват и минимално одступање угла од задатог. Симулацијом у софтверу *MSC.Adams* извршена је кинематичка анализа и анализа сензитивности којом је истражено које променљиве највише утичу на функције циља а потом је извршена оптимизација коришћењем мање релевантних параметара одређених анализом сензитивности.

У раду [56] приказана су истраживања синтезе погонских механизма хидрауличких

багера која користе поступак методског конструисања као део науке о конструисању. При синтези, погонски механизми се посматрају као подсистеми багера са познатим улазним и излазним величинама а непознатим величинама елемената структурне грађе својих трансформационих и преносних функција. За опште структурне моделе погонских механизма, који се примењују на свим величинама багера, издвојен је подсистем независних величина елемената њихове структурне грађе, чија могућа област промена и избора представља област оптимизације. За одређивање и анализу могућих варијантних решења погонских механизма, према задатим параметрима и ограничењима оптимизације дефинисани су математички модели багера засновани на *Newton-Euler*-овим општим теоремама механике. За оптимално одређивање погонских механизма користи се метод компаративног вредновања варијантних решења машинских система. При томе су критеријуми синтезе изражени у систему циљева оптимизације одређених према основним функцијама циља: *max.* учинак *min.* снага багера. Спроведена истраживања поткрепљена су нумеричким примерима на карактеристичним математичким моделима багера.

У раду [49] је дефинисан динамички математички модел утоваривача који посебно издваја манипулатор *Z* кинематике у циљу одређивања оптерећења чланова кинематичког ланца утоваривача. Моделом је обухваћена динамика хидростатичког система манипулатора и деловање компонената оптора копања на ивици резне кашике. На основу развијеног модела извршена је динамичка симулација манипулационог задатка утоваривача. Добијени резултати симулације се односе на промене притиска у актуаторима – хидроцилиндрима погонских механизма стреле и кашике манипулатора утоваривача. У раду се наводи да претпоставке модела немају довољну тачност да би се адекватно узела у обзир могућа оптерећења посебно током трајања операције копања и пуњања кашике. На крају рада указује се да ће се будућа истраживања односити на побољшање услова симулације посебно при фази пуњења кашике уз могућност промене концепција погонских механизма и карактеристика материјала захватања као и услова управљања током трајања манипулационог задатка утоваривача.

У раду [44] је извршена упоредна анализа сила у зглобовима везе кашике за стрелу и спону манипулатора утоваривача, *L180G Volvo CE* масе 28000 kg и запремине кашике $4,8\text{ m}^3$, одређених експериментално и на основу нумеричке симулације. При нумеричкој симулацији коришћен је метод дискретних елемената (*Discrete Element Method - DEM*) за одређивање компонената отпора копања при захватању шљункастог материјала кашиком. Извршено је 15 нумеричких симулација са истим временом трајања циклуса али са различитим коракном временом трајања циклуса. Резултати симулације су верифи-

ковани поређењем са експериментално мерним оптерећењима добијених ранијим истраживањима на истом моделу утоваривача. Резултати истраживања рада показују да развијени модел симулације са математичким моделом који је заснован на методи дискретних елемената се може користити, са довољном тачношћу, за одређивање интеракције материјала и алата различитих модела утоваривача а и других мобилних машина.

У раду [45] развијен је модел за симулацију процеса пуњења кашика подземних утоваривача заснован на методи дискретних елемената. Коришћењем развијеног модела симулације извршена је анализа различитих облика резних ивица кашика подземних утоваривача фирме *Atlas Copco's* при процесу пуњења каменим материјалима различитих гранулација. Циљ истраживања је оптимизација геометрије кашика подземних утоваривача где се као критеријум оптимизације узима минимални отпор пуњења кашике. При истраживању мењани су облици: дна кашике и дебљина и угао врха чеоног ножа и бочних страница кашике. Уочено је да дебљина чеоног ножа има највећи утицај на смањење отпора захватања материјала.

У раду [13] су анализирани четири различите концепције манипулатора утоваривача с циљем избора варијанте за које је потребна минимална енергија за обављање манипулационог задатка. Анализирани су следеће варијанте механизма манипулатора: са кинематиком паралелограма и хидроцилиндром кашике везаним за ослоно-кретни механизам (*TP-linkage*), са *Z*-кинематиком (*Z-linkage*), кинематиком паралелограма и хидроцилиндром кашике посредно везан за кашику (*TBM-linkage*) и кинематиком где је хидроцилиндр кашике непосредно повезан за кашику (*TPC-linkage*). Варијанте манипулатора и утоваривача су анализирани помоћу софтвера *AMESim*, *MatLab* and *SimuLink*. При поређењу варијанти коришћени су следећи показатељи: маса манипулатора, губитак енергије током симулираног манипулационог задатка и цена одржавања током животног века манипулатора.

У раду [37] представљени су резултати дугогодишњих истраживања енергетске ефикасности утоваривача. Уочено је да су параметри операција пуњења и захватања материјала кашиком утоваривача битни за истраживање манипулационог задатка, продуктивности и ефикасности утоваривача. Истраживања су обављена поступком нумеричке симулације захватања материјала кашиком утоваривача коришћењем методе дискретних елемената с циљем одређивања оптималне путање захватања материјала кашиком. Резултати истраживања су верификовани на основу мерених величина рада утоваривача у експлоатационим условима. Из скупа добијених података издвојене су пет стратегија захватања материјала.

У раду [29] је дат поступак оптимизације радног циклуса утоваривача точкаша приликом захватања зрнастог материјала. Симулиран је цео радни циклус од захватања зрнастог материјала применом методе дискретних елемената, транспорта захваћеног материјала, истресања и повратка утоваривача на почетак радног циклуса. Функција циља представља минималну потрошњу горива изражену кроз однос масе транспортованог материјала и утрошеног горива. Овако дефинисана функција циља се додатно анализира функцијом продуктивности утоваривача кроз однос транспортног материјала у времену. Резултати оптимизације су упоређени са експерименталним резултатима и показују око 15% мању потрошњу горива у поређењу са најмањом потрошњом горива измерену током рада утоваривача у реалним условима.

У раду [108] проучаване су осцилација кашике утоваривача за два радна случаја: споро спуштање стреле са пуном кашиком материјала и кретање неравним путем. Нелинеарни математички модел са при степена слободe успостављен је за нумеричку симулацију диференцијалних једначина кретања утоваривача (у оба случаја) и за процену динамичког коефицијента. Математички модел је сведен на две масе, на масу ослоно-кретног члана и масу манипулатора са кашиком пуном материјала. Предложени метод омогућава проучавање одзива система на варијацију параметара, при различитим еластично-пригушним својствима пнеуматика, различитим оптерећења и условима пута.

Преглед досадашњих истраживања везаних за оптимизацију погонских механизма манипулатора утоваривача показује да се за област оптимизације узимају углавном координате зглобова везе чланова кинематичког ланца манипулатора а да се критеријуми оптимизације односе само на кинематику механизма.

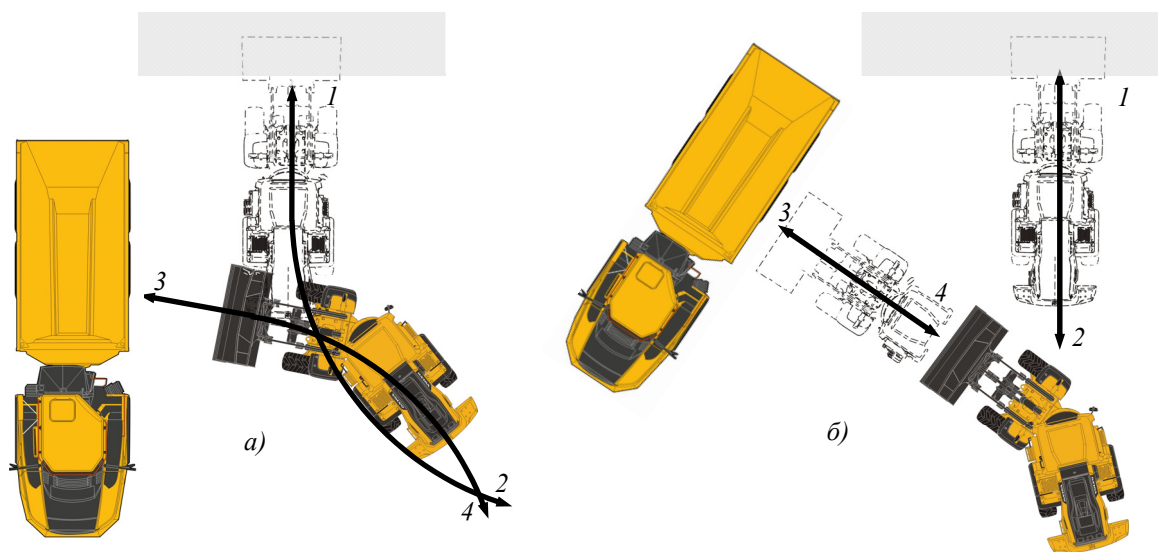
У наставку рада, дефинисана је општа методологија вишекритеријумске синтезе погонских механизма манипулатора утоваривача поступком који обухвата: а) функционалну, структурну и параметарску анализу утоваривача и формирање морфолошке матрице утоваривача, б) анализу параметара механизма манипулатора утоваривача метода нумеричке динамичке симулације рачунских модела утоваривача и експерименталних испитивања физичког модела утоваривача, в) оптималну синтезу механизма манипулатора утоваривача при чему област оптимизације чине координате зглобова везе чланова погонских механизма за чланове кинематичког ланца манипулатора и величина актуатора - хидроцилиндара погонских механизма, а критеријуми оптимизације се односе на кинематичке, триболошке, енергетске и динамичке параметре погонских механизма манипулатора, г) избор варијантног решења погонских механизма манипулатора утоваривача вишекритеријумским методама одлучивања.

2. АНАЛИЗА УТОВАРИВАЧА

2.1 ФУНКЦИОНАЛНА АНАЛИЗА

Бројне функције утоваривача, свих величина, су различити видови прекидног транспорта материјала и терета у разним привредним гранама: грађевинарству, индустрији, пољопривреди, шумарству, енергетици и комуналним и другим делатностима. Утоваривачима се најчешће транспортују већ ископани, растрешени и зрнасти материјали (разне врсте земљишта, угаљ, поједине руде, житарице, хемијска средства) и разни палетизовани терети (грађевински материјали, прехранбени производи).

Општи циклични манипулациони задатак утоваривача чине операције: захватање *1* (сл. 2.1.1), пренос *2* и истовар *3* материјала или терета и поновно враћање (*4*) на почетак новог циклуса. При операцијама захватања и истовара правац кретања утоваривача нормалан је на положај материјала захватања или терета, односно на подужну осу транспортног средства у које се врши истовар. Зависно од положаја места и начина истовара, путање кретања утоваривача при операцијама преноса и поновног враћања на почетак новог циклуса имају, најчешће, облик латиничних слова *V* и *Y* [32] [51].



Сл. 2.1.1 Путање кретања утоваривача током манипулационог задатка облика латиничног слова: а) *V*, б) *Y*

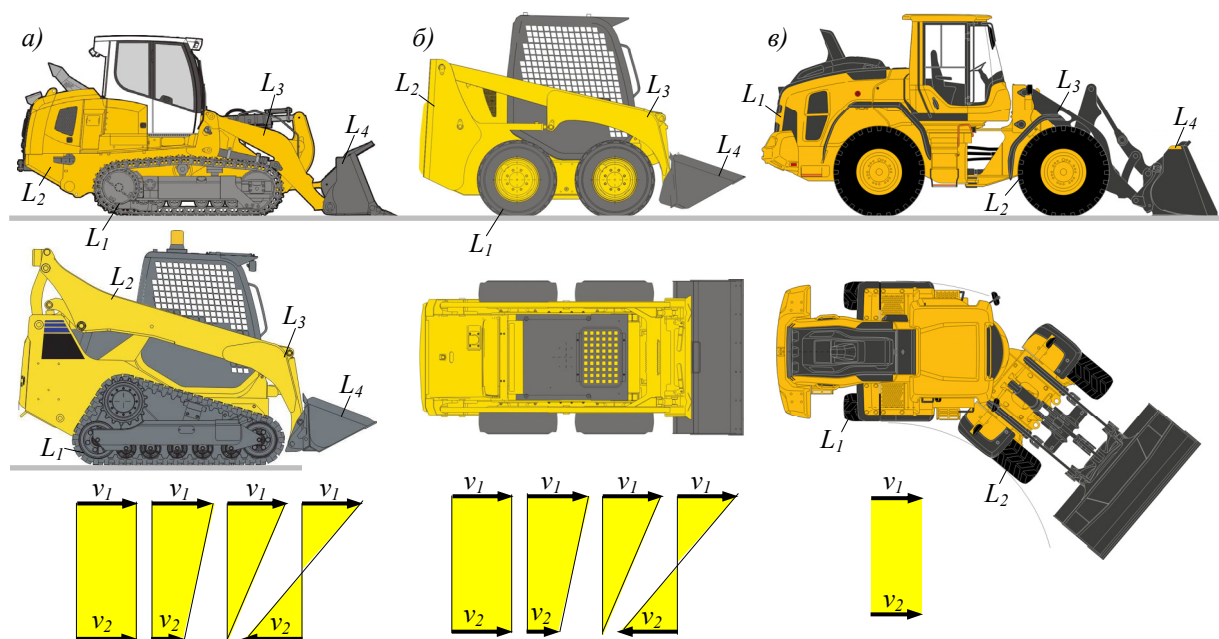
2.2. СТРУКТУРНА АНАЛИЗА

Структурни носилац бројних функција утоваривача је кинематички ланац машине који, током манипулационог задатка, има усмерено просторно кретање, оснажено погонским системом и праћено системом управљања машине.

2.2.1. Кинематички ланац утоваривача

Општу конфигурацију кинематичког ланца утоваривача чине: ослоно-кретни члан L_1, L_2 (сл. 2.2.1) и манипулатор L_3 са извршним чланом - алатом L_4 . Чланови ланца граде кинематичке парове, повезане обртним зглобовима пете класе, образујући просте (отворене) или сложене (затворене) конфигурације кинематичких ланаца. Просте конфигурације кинематичких ланаца су углавном заступљене на свим величинама утоваривача, док се затворене конфигурације користе код мањих утоваривача намењених за обављање функција у ограниченом радном простору.

2.2.1.1. Ослоно-кретни чланови утоваривача.- Код утоваривача ослоно-кретни чланови су на пнеуматцима или гусеницама. Изводе се са једноделним - крутим (сл. 2.2.1 а, б) или дводелним - зглобним костуром (сл. 2.2.1 в). Код ослоно-кретних чланова утоваривача са крутим костуром усмерено кретање се постиже могућношћу остваривања различитих брзина (v_1, v_2) левих и десних пнеуматика или гусеница. Користе се код мањих утоваривача на пнеуматцима при кретању у ограниченом простору и код утоваривача на гусеницама при кретању на топлотно или хемијски агресивним подлогама или подлогама са малим дозвољеним површинским притиском.



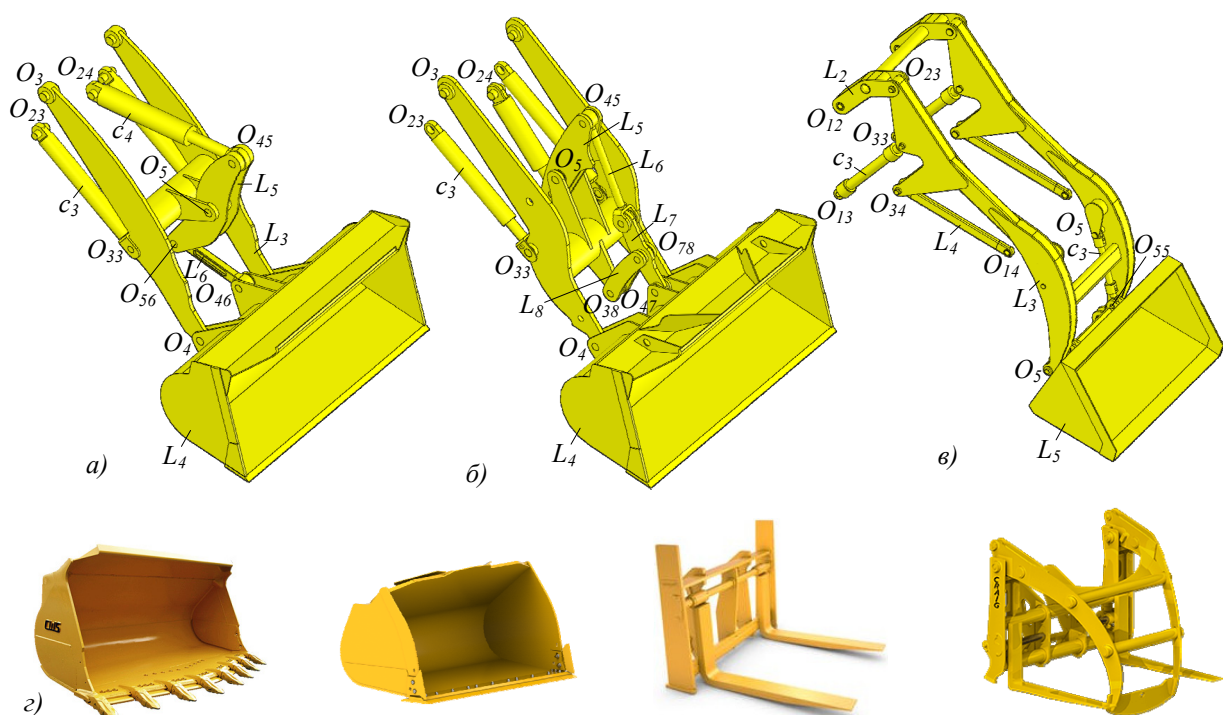
Сл. 2.2.1 Ослоно-кретни чланови кинематичког ланца утоваривача: а, б) крути на гусеницама и пнеуматцима и в) зглобни на пнеуматцима

Код свих величина утоваривача највише су заступљени ослоно-кретни чланови са дводелним - зглобним костуром. Манипулативно кретње се постиже релативним закретњем предњег и задњег дела костура око вертикалног зглоба, помоћу посебног хидростатичког система управљања. За предњи део костура се везује крути погонски мост са пнеуматицима а за задњи део костура клатећи погонски мост са пнеуматицима.

2.2.1.2. Манипулатори утоваривача.- Кинематички ланци манипулатора утоваривача су равански са простом (отвореном) (сл. 2.2.2 а,б) или сложеном (затвореном) конфигурацијом (сл. 2.2.2 в). Прости - отворени кинематички ланци имају два полужна члана стрелу L_3 и алат L_4 . Стрела је једним крајем обртним зглобом O_3 везана за предњи део ослоно-кретног члана а за њен други крај се обртним зглобом O_4 везује алат манипулатора. Прости двочлани манипулатори се користе на свим величинама утоваривача.

Карактеристични манипулатор сложене - затворене конфигурације је четворчлани манипулатор утоваривача са стрелом L_3 (сл. 2.2.2 в) алатом-кашиком L_5 и две полуге L_2 и L_4 које повезана са стрелом и ослоно-кретним чланом граде равански зглавкasti четвороугао. Сложене конфигурације манипулатора имају мали утоваривачи који се користе за рад у ограниченом радном простору.

Чланови манипулатора се обликују заваривањем челичних лимова. Код већих машина главчине зглобова манипулатора су ливене или коване и заваривањем спојене са лименим делом члана. Алате манипулатора (кашике, виљушке, хватаче) различитих величина као посебне модуле производе специјализовани произвођачи.



Сл. 2.2.2 Манипулатори утоваривача: а,б) прости, в) сложене конфигурације, з) могући алати - кашике, виљушке, хватачи манипулатора

Одлика утоваривача свих величина је да се могу опремити алатима за обављање врло различитих функција. Најзаступљенији алати утоваривача су кашике (сл. 2.2.2 г) различитих запремина и облика прилагођених физичко-мехничким карактеристикама материјала захватања. Поред кашика, као алате, утоваривачи користе виљушке, хватаљке, пнеуматске чекиће, сврдла и куке.

2.2.2. Погонски механизми манипулатора

Релативно кретање чланова кинематичког ланца у радном простору утоваривача омогућују погонски механизми манипулатора. Изводе се као равански полужни механизми који за погонске чланове - актуторе имају диференцијалне хидроцилиндре дво-смерног деловања.

Погонски механизам стреле L_3 (сл. 2.2.3), двочланог манипулатора утоваривача чини кинематички пар: L_2-L_3 (предњи део ослоно-кретног члана L_2 - стрела L_3) непосредно повезани паром хидроцилиндра стреле c_3 . Погонски механизам алата двочланог манипулатора утоваривача, чини кинематички пар: стрела L_3 - алат L_4 посредно повезани хидроцилиндром алата c_4 .

Зависно од начина посредне везе хидроцилиндра алата c_4 за чланове кинематичког пара стрела L_3 - алат L_4 издвајају се погонски механизми алата са Z кинематиком и кинематиком паралелограма.

Код обе концепције погонских механизма манипулатора кретање погонског механизма алата је зависно од кретања погонског механизма стреле. Ова зависност, у ергономском погледу, омогућује олакшано руковање манипулатором.

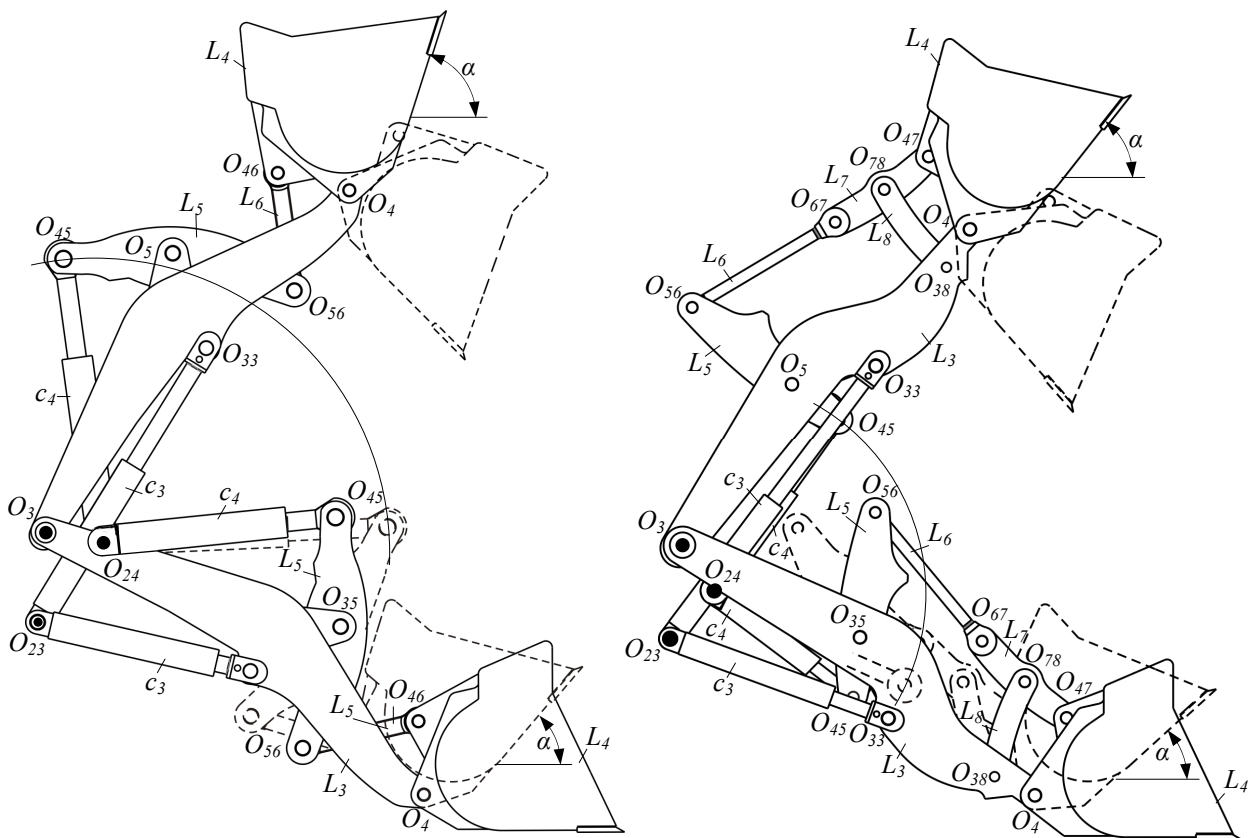
2.2.2.1. Погонски механизми Z кинематике.- Ови механизми имају погонски механизам алата са једним или два хидроцилиндра алата c_4 (сл. 2.2.3 а), који су, с једне стране, непосредно везани зглобом O_{24} за предњи део костура кретног механизма L_2 , а с друге стране за један крај двокраке полуге L_5 , која је, зглобом O_5 везана за стрелу L_3 . Други крај двокраке полуге L_5 је споном L_6 непосредно или посредно повезан са алатом. Код посредне везе, спона L_6 (сл. 2.2.3 б) је преко полужног зглавкастог четвороугла везана за алат. Полужни зглавкasti четвороугао образују полуга L_5 , спона L_6 кашике L_4 и врх стреле L_3 као релативно непокретни члан.

Хидроцилиндри алата c_4 , двокарака полуга L_5 , спона L_6 образују конфигурацију кинематичког ланца погонског механизма алата у облику латиничног слова Z по коме је кинематика погонског механизма и добила назив.

Погонски механизми манипулатора утоваривача Z кинематике опрењени алатима у облику кашике или виљушке, омогућују, при подизању напуњене кашике или виљушке са теретом, из положаја захватања до положаја почетка истовара, одржавање положаја кашике и виљушке приближно под истим углом α (сл.2.2.3 а) у односу на хоризонталну раван подлоге ослањања без просипања материјала и пада терета. Тиме је постигнута већа ефикасност и олакшано управљање манипулатором јер се при томе, системом управљања, активира само извлачење клипњаче хидроцилиндара c_3 погонског механизма стреле, док хидроцилиндри c_4 погонског механизма алата не мењају своју дужину коју су имали на почетку подизања.

Улогу релативног закретања (корекције) алата око врха стреле у циљу одржавања жељеног положаја алата, при померању само стреле, имају зглавкasti четвороуглови: $O_{24}O_3O_5O_{45}$ и $O_5O_{56}O_{46}O_4$ (сл.2.2.3а). Преко њих се остварује зависно кретање погонског механизма алата променом хода хидроцилиндра погонског механизма стреле.

Осим тога, Z кинематиком погонског механизма алата је могуће остварити већу силу извлачења хидроцилиндра c_4 алата која се користи при савладавању технолошких отпора при пуњењу кашике или подизању виљушке са теретом.

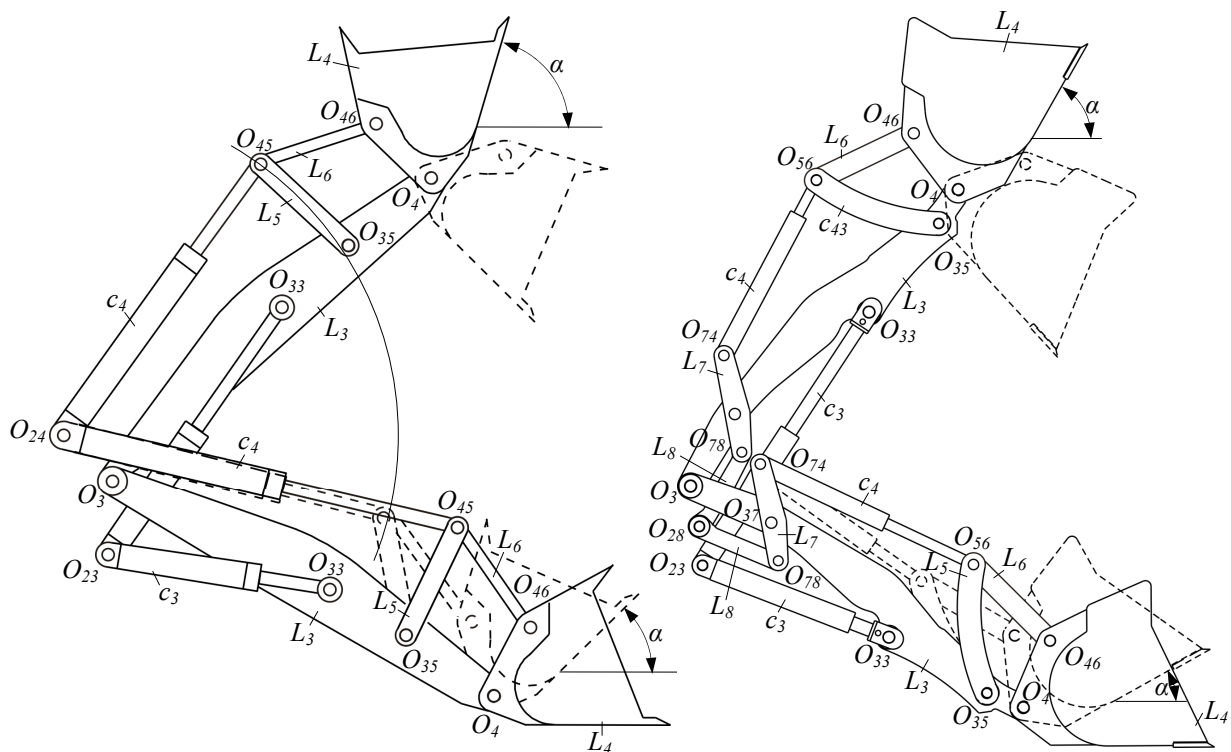


Сл. 2.2.3 Погонски механизми манипулатора утоваривача Z кинематике: а) са непосредном [75][76][77], б) посредном везом споне са кашиком (TP linkage) [80]

2.2.2.2.- Погонски механизми кинематике паралелограма.- Ови механизми имају један или два хидроцилиндра c_4 (сл. 2.2.4 а) алата који су преко преносних полука посредно везани за алат манипулатора. При томе хидроцилиндри алата и преносне полуге, у односу на стрелу L_3 , могу градити конфигурације кинематичких ланаца погонског механизма алата са два, три и више зглавкастих четвороуглова облика паралелограма.

Код погонског механизма алата са два преносна зглавкаста четвороугла први зглавкасти четвороугао $O_3O_{24}O_5O_{45}$ (сл.2.2.4 а) граде хидроцилиндри алата c_4 и део стреле L_3 зглобовима $O_{24}O_3$ везани једним крајем за предњи део костура кретног механизма L_2 и полуга L_5 везана зглобом O_5 за стрелу а другим крајем зглобом O_{45} за клипњачу хидроцилиндара алата c_4 . Други зглавкасти четвороугао $O_5O_{45}O_{46}O_4$ образују полуга L_5 , спона L_6 , део врха стреле L_3 и алат L_4 манипулатора.

Конфигурација погонског механизма алата са три зглавкаста четвороугла облика паралелограма је слична претходној конфигурацији са два зглавкаста четвороугла с том разликом што су у кинематички ланац погонског механизма алата убачене двокрака полуга L_7 (сл. 2.2.4 б) и спона L_8 , које са стрелом L_3 , предњим делом ослоно-кретног члана L_2 граде трећи зглавкасти четвороугао $O_3O_{28}O_{37}O_{78}$ облика паралелограма. Сличне кинематике је и манипулатор (сл. 2.2.5 а) који има два зглавкаста четвороугла.



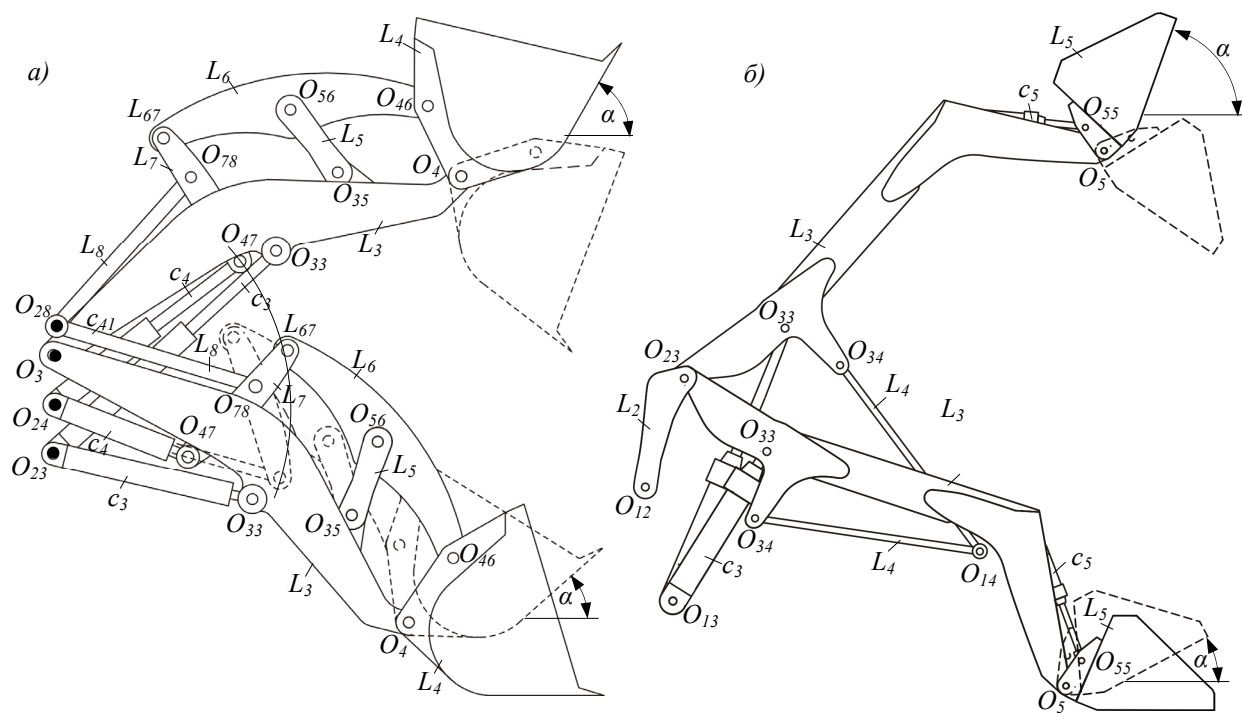
Сл. 2.2.4 Погонски механизми манипулатори утоваривача кинематике паралелограма: а) са два [77], б) са три зглавкаста четвороугла у кинематичком ланцу погонског механизма алата [76]

Први зглавкасти четворугао $O_{24}O_{47}O_{78}O_{28}$ граде хидроцилиндар кашике c_4 , полука L_7 , спона L_8 и ослоно-кретни члан L_2 . Други зглавкасти четворугао $O_5O_{56}O_{46}O_4$ граде полука L_5 , спона L_6 , кашика L_5 и стрела L_3 . Зглавкасти четвороуглови су спојени зглобом O_{67} кинематичког пара L_6-L_7 .

Заједничко је за погонске механизме манипулатора са кинематиком паралелограма да постижу потребно усмерено одржавање положаја алата (на пример хоризонталан положај виљушке) при подизању и спуштању стреле L_3 извлачењем и увлачењем само хидроцилиндра стреле c_3 .

Кинематиком паралелограма погонски механизми алата при савладавању технолошких отпора пуњењу кашике материјалом или подизању виљушке са теретом користе силу увлачења хидроцилиндра c_4 алата.

2.2.2.3. Погонски механизми вишечланих манипулатора. - Код вишечланог манпулатора сложене (затворене) конфигурације манипулатора пар хидроцилиндара c_3 (сл. 2.2.5 б) погонског механизма стреле L_3 , везани једним крајем, зглобом O_{33} , за стрелу L_3 а другим крајем, зглобом O_{13} , за ослоно-кретни члан. Алат L_5 око врха стреле L_3 креће пар хидроцилиндара c_5 погонског механизма алата везаних непосредно за стрелу L_3 и алат L_5 . Извлачењем и увлачењем хидроцилиндара c_3 стреле L_3 у зглавкастом четвороуглу $O_{12}O_{23}O_{34}O_{14}$ манипулатора, алат L_5 има приближно вертикално подизање и спуштање чиме је омогућена манипулација утоваривача у ограниченом урбаном простору.



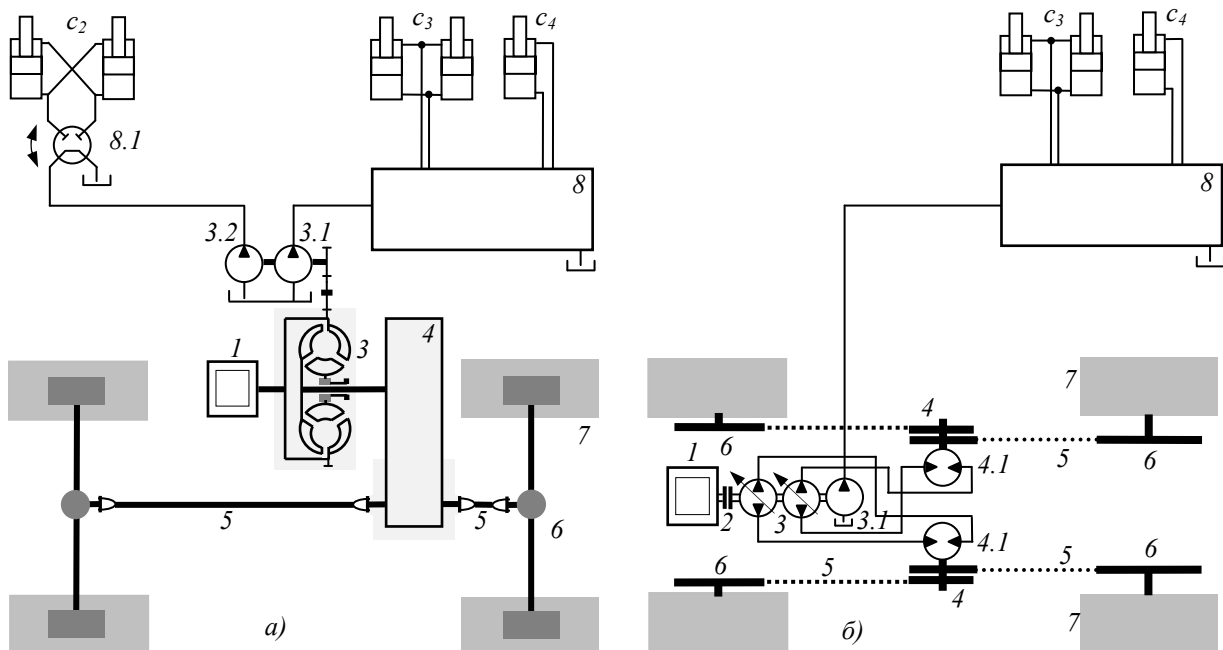
Сл. 2.2.5 Манипулатори утоваривача: а) двочлани (Powerllel) [78], б) вишечлани [79]

2.2.3. Погонски системи утоваривача

Општи погонски систем утоваривача у основи чини: систем (трансмисија) погона ослоно-кретног члана, систем погона манипулатора и погон система управљања и кочења. Извор енергије погонског система су дизел мотори *1* (сл. 2.2.6 а,б,в) или хибридни извори енергије са дизел *1* и електромотором *1.1* (сл. 2.2.7 б).

За погон ослоно-кретних механизма утоваривача се користе хидродинамичке или хидростатичке трансмисије. Општу концепцију хидродинамичке трансмисије утоваривача чине: хидродинамички претварач *3* (сл. 2.2.6 а), мењач *4*, карданска вратила *5* и погонски мостови *6* са пнеуматичима *7*. Користе се код великих утоваривача са двочланим зглобним ослоно-кретним механизмом.

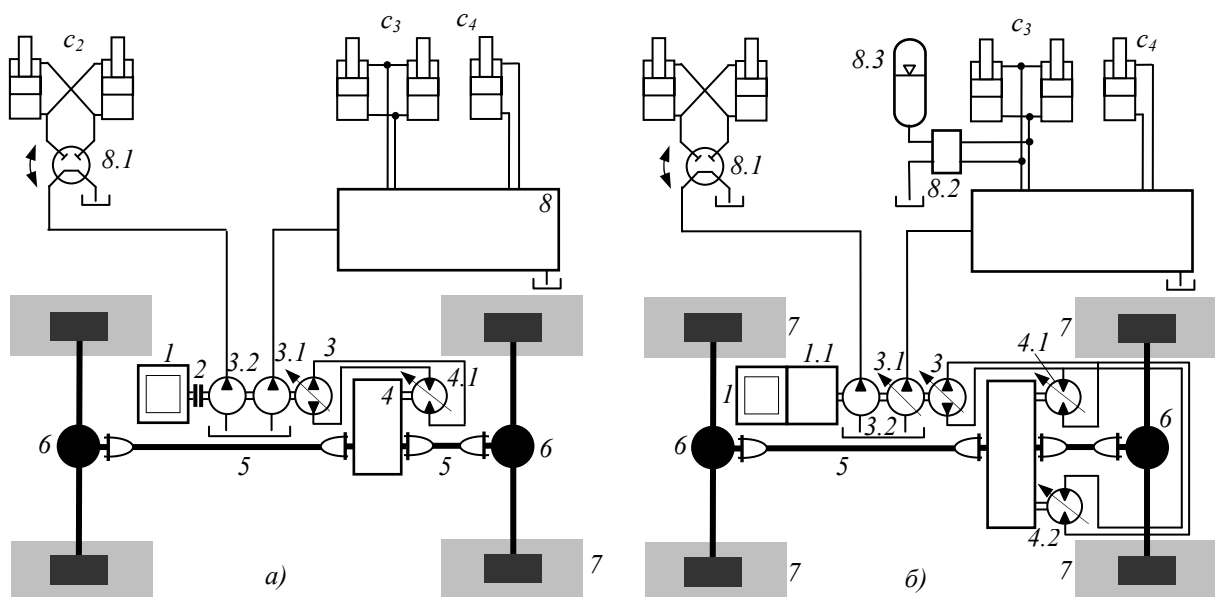
Хидростатичке трансмисије се изводе на свим величинама утоваривача са крутим и двочланим зглобним ослоно-кретним механизмом. Код малих утоваривача са крутим ко-стуром ослоно-кретног механизма трансмисије кретања имају два независна затворена хидростатичка кола са две двострујне хидропуме *3* (сл. 2.2.6 б) променљивог специфичног протока и два хидромотора *4.1* константног специфичног протока. Пар ланчаника *4* на вратилима хидромотора се ланцима *5* спреже са ланчаницима *6* на пнеуматичима. Регулацијом протока хидропумпи се постижу истосмерни или супоротносмерни, исти или различити бројеви обртаја хидромотора *4.1* односно пнеуматика *7* леве или десне стране кретног механизма чиме се остварује жељно усмерено кретање утоваривача [19].



Сл. 2.2.6 Погонски системи утоваривача: а) са хидродинамичком [16] [18], б) хидростатичком трансмисијом кретања [79]

Код осталих већих утоваривача хидростатичке трансмисије имају хидропумпе 3, променљивог специфичног протока, један хидромотор 4.1 (сл. 2.2.7 а) или два хидромотора 4.1 и 4.2 (сл. 2.2.7 б), повезане у затвореном хидростатичком колу максималног притиска 35-45 МПа. Вратила хидромотора су повезана са вишестепеним мењачем 4 преко којег се даље карданским вратилима 5 енергија погонског дизел мотора преноси на погонске мостове 6 и пнеуматике 7.

Актуаторе погонских механизма манипулатора утоваривача: хидроцилиндре c_3 (сл. 2.2.6 а,б, 2.2.7 а,б) и хидроцилиндре c_4 погонског механизма алата напајају хидропумпе 3.1 преко разводника 8 у отвореном хидростатичком колу максималног радног притиска 25-35 МПа. Хидропумпе могу бити константног (сл. 2.2.6 а,б, 2.2.7 а) или променљивог специфичног протока (сл. 2.2.7 б). За стабилизацију кретања утоваривача, односно повећање комфора и сигурности руковаоца, у погонски систем манипулатора се уграђују посебни разводни вентили 8.2 (сл. 2.2.7 б) са хидрауличким акумулатором 8.3 који омогућују амортизацију осцилаторног кретања машине коришћењем еластично-пригушне везе манипулатора са ослоно-кретним чланом [81]. Управљање кретањем утоваривача са зглобним ослоно-кретним механизмом омогућује хидростатички систем управљања са хидроцилиндрима c_2 (сл. 2.2.6 а, 2.2.7 а,б) које преко сервоуправљача 8.1 напаја хидропумпа 3.2 у отвореном хидростатичком колу са максималним радним притиском 15-20 МПа. Код погонских система утоваривача са хидродинамичким трансмисијама, хидропумпе 3.1 и 3.2 (сл. 2.2.6 а) за напајање манипулатора и система управљања, погон добијају од пумпног кола хидродинамичког претварача 3 [82].



Сл. 2.2.7 Погонски системи утоваривача: а) хидростатички [19], б) хибридни [23]

2.3. ПАРАМЕТАРСКА АНАЛИЗА

Основни параметри којима се одређује величина утоваривача је укупна маса машине и снага мотора погонског система који се променом алата манипулатора незнатно мењају, за разлику од запремина или капацитета алата који могу бити за исти модел машине врло различити.

Анализа утоваривача светских произвођача (*Liebherr, Cat, Volvo, Komatsu...*) (Табела Т1, Прилог П1) показује да је развијено преко двадесетак, по величини, различитих модела од малих, масе 2000 kg , снаге $21,3\text{ kW}$ и запремине кашике $0,23\text{ m}^3$ до великих, масе 205200 kg , снаге 1165 и запремине кашике 36 m^3 .

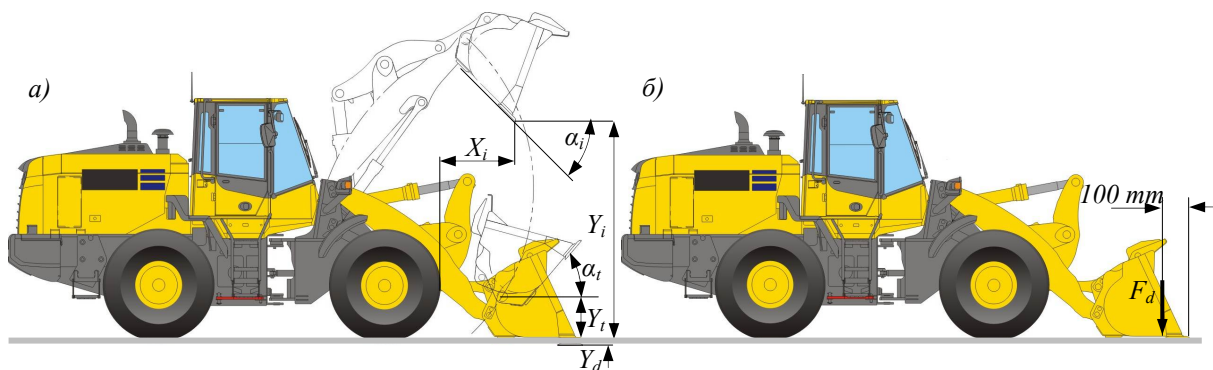
Параметри утоваривача који се односе на манипулатор и његове погонске механизме обухваћен је скупом величина (сл. 2.3.1):

$$P_m = \{V, X_i, Y_i, \alpha_i, Y_d, Y_t, \alpha_t, t_p, t_i, t_s, F_d\} \quad (2.3.1)$$

где је: V - запремина кашике, X_i, Y_i, α_i - хоризонтални дохват, висина и угао истовара, Y_d - дубина захватања, Y_t, α_t - транспортна висина и угао положаја кашике при транспорту материјала, t_p, t_i, t_s - време подизања, истовара и спуштања манипулатора током манипулационог задатка, F_d - декларисана сила кидања (*breaking force*).

Карактеристично је да се исти модел утоваривача може опремити са више кашика различитих запремина за хватање и пренос различитих материјала. Запремина кашике се дефинише стандардом [83] а дозвољена специфична тежина материјала која се може користити се одређује према стандарду о стабилности утоваривача [84].

Декларисана сила кидања утоваривача је такође дефинисана стандардом [85] и представља максималну силу коју може да савлада погонски механизам кашике манипулатора при максималном притиску хидроцилиндара кашике, при чему је кашика спуштена на хоризонталну подлогу ослањања машине, а сила ортпора захватања делује нормално на чеони нож кашике удаљено 100 mm од резне ивице ножа.



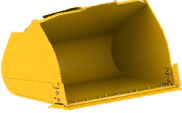








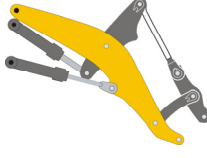

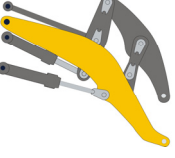

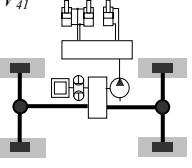
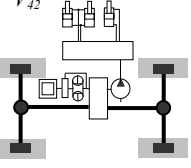
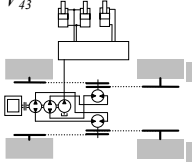
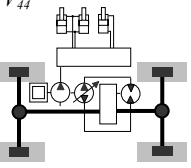
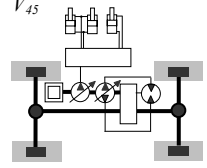
Сл. 2.3.1 Параметри утоваривача: а) дохвати, б) декларисана сила кидања

2.3.1. Морфолошка анализа

На основу претходно спроведене функционалне, структурне и параметарске анализе развијена је морфолошка матрица утоваривача (Табела Т2.3.1, Т2.3.2), где су, зависно од масе утоваривача, дата могућа варијантна решења V_{ij} за поједине парцијалне функције манипулационог задатка утоваривача.

Према морфолошкој матрици за функцију захватања материјала и терета, утоваривачи као алате углавном користе кашике V_{11} , (Табела Т2.3.1 Т2.3.2) виљушке V_{12} , хватаче V_{13} и кукe V_{14} . Различите смењиве алате користе мањи утоваривачи масе до 15000 kg, при чему је кашика примарни облик алата који се примењује на свим величинама утоваривача.

Табела Т2.3.1 Морфолошка матрица утоваривача

Бр i	Парцијална функција, F_i	Варијантно решење				
		V_{i1}	V_{i2}	V_{i3}	V_{i4}	V_{i5}
1	Стабилно ослањање, кретање и пренос материјала и терета					
2	Захватање материјала и терета					
3	Захватање, подизање и истовар материјала и терета					
4	Пренос енергије					

Табела Т2.3.2 Заступљеност варијантних решења према морфолошкој матрици

Маса m_i [t]	Варијанте V_{ij}																		
	V_{11}	V_{12}	V_{13}	V_{14}	V_{21}	V_{22}	V_{23}	V_{24}	V_{31}	V_{32}	V_{33}	V_{34}	V_{35}	V_{41}	V_{42}	V_{43}	V_{44}	V_{45}	
2	•	•	•		•	•	•	•	•				•					•	
5	•	•	•		•	•	•	•	•				•					•	
10				•	•	•	•	•	•									•	•
15		•		•	•	•	•	•	•					•				•	•
20		•		•	•	•	•	•	•			•		•	•			•	•
30		•		•	•	•	•	•	•			•		•	•			•	•
50				•	•	•	•	•	•					•	•			•	•
100				•	•	•	•	•	•					•	•			•	•
150				•	•	•	•	•	•					•	•			•	•
200				•	•	•	•	•	•					•	•			•	•

Према морфолошкој матрици, ослоно-кретни механизми са гусеницама V_{21} (Табела Т2.3.1) (Табела Т2.3.2) и пнеуматицима V_{22} и крутим костурима користе се код утоваривача масе до 5000 kg (са гуменим гусеницама и нешто већих маса до 30000 kg (са челичним гусеницама). Зглобни ослоно-кретни механизам са пнеуматицима користи се код свих величина утоваривача.

Варијанта манипулатора Z кинематике V_{31} заступљена је на свим величинама утоваривача. Манипулатор кинематике паралелограма V_{33} се примењује код утоваривача масе до 15000 kg који при раду поред кашике често користе и остале алате (виљушке, хватаче). Варијанте манипулатора V_{32} , V_{34} и V_{35} користе одређени произвођачи (*Volvo*, *John Deer*, *Bob Cat*) на појединим моделима утоваривача.

Хидродинамичке трансмисије кретања са класичним V_{41} и комплексним V_{42} хидродинамичким претварачима имају већи утоваривачи масе преко 15000 kg .

Хидростатичка трансмисија са развођењем енергије од хидромотора до тачкова ланчаним преносом користе одређени произвођачи (*Bob Cat*) на појединим моделима утоваривача. Хидростатичка трансмисија V_{43} са хидропумпама и хидромоторима повезаних у затвореном хидрауличком колу користе се на свим утоваривачима масе до 50000 kg . Хибридне трансмисије V_{44} су развили одређени произвођачи (*John Deer*, *Komatsu*) на поједним моделима утоваривача.

Морфолошка матрица показује да све величине утоваривача имају дводелни зглобни ослоно-кретни механизам, двочлани манипулатора са погонским механизмима Z кинематике и алатом у облику кашике.

2.3.1.1. Показатељи анализе утоваривача.- Резултати функционалне, структурне и параметарске анализе показују:

- путање кретања утоваривача током манипулационог задатка имају најчешће облик латиничног слова V и Y ,
- општу конфигурацију кинематичког ланца утоваривача чине: ослоно-кретни члан и манипулатор са извршним чланом алатом повезаним обртним зглобовима пете класе,
- погонски механизми манипулатора утоваривача имају Z кинематику или кинематику паралелограма,
- погонски систем утоваривача су са хидродинамичком или хидростатичком трансмисијом кретања и хидростатичким погоном манипулатора,
- хидроцилиндре механизма манипулатора напајају хидропумпе константног или променљивог специфичног протока.

3. АНАЛИЗА МЕХАНИЗАМА МАНИПУЛАТОРА УТОВАРИВАЧА

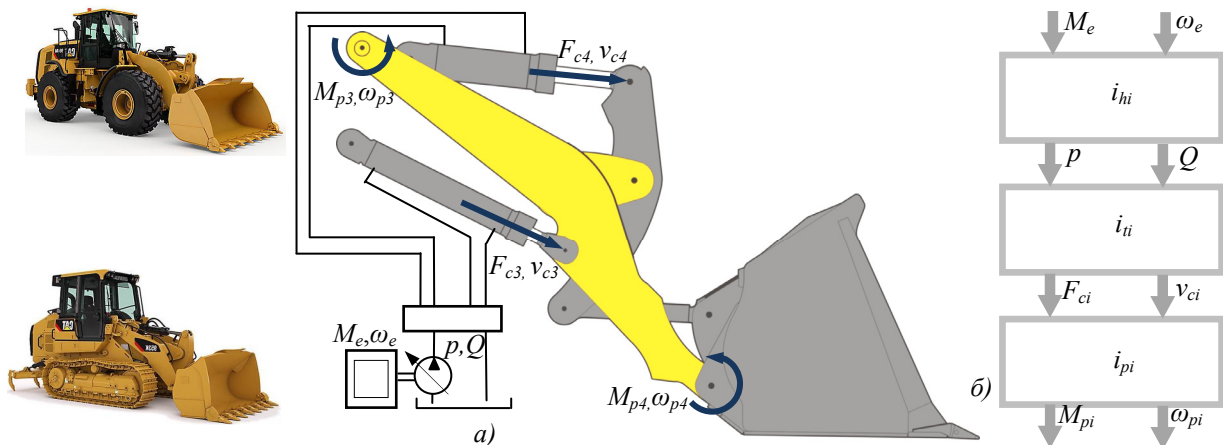
3.1. ОПШТЕ

Функционална, структурна и параметарска анализа, дата у претходном поглављу, између осталог, показује да се принципијелно општи модел погонског механизма манипулатора утоваривача састоји од трансформационог и преносног дела.

Трансформациони део механизма је погонски члан (актуатор) (сл. 3.1.1) хидроцилиндар двосмерног дејства који својом трансформационом функцијом i_{ti} хидростатичке параметре снаге притисак p и проток Q хидропумпе погонског система као улазне величине, трансформише у линеарне параметре механичке снаге: брзину v_{ci} и силу F_{ci} .

Хидропумпа, својом преносном функцијом i_{hi} , момент M_e и угаону брзину ω_e дизел мотора трансформишу у притисак p и проток Q .

Хидроцилиндар повезан непосредно или посредно за кинематички пар чланова механизма гради преносни део погонског механизма. Параметре механичке снаге брзину v_{ci} и силу F_{ci} преносни део погонског механизма претвара својом преносном функцијом i_{pi} у излазне параметре обртне механичке снаге: угаону брзину ω_{pi} и момент M_{pi} извршног члана кинематичког пара меаханизама.



Сл. 3.1.1 Општа концепција погонског механизма манипулатора утоваривача:
а) функционална шема, б) блок дијаграм

Поступком синтезе погонских механизма манипулатора утоваривача, који је развијен у овом раду, одређују се параметри структурне грађе погонских механизма, односно структурни параметри трансформационог и преносног дела, на основу задатог скупа улазних и излазних параметара механизма. Скуп параметара који се задају при синтези погонских механизма утоваривача се дефинише према циљевима истраживања који се односе на:

- одређивање геометријских, кинематичких, динамичких и енергетских параметара функција утоваривача током обављања различитих манипулационих задатака,
- анализу и моделирање кретања и отпора захватања материјала са алатом у облику кашике,
- одређивање врсте и карактера статичког и динамичког оптерећења погонских механизма манипулатора утоваривача,
- енергетску анализу погонских механизма манипулатора утоваривача током манипулационог задатка.

До резултата истраживања потребних за дефинисање параметара који се задају при синтези погонских механизма манипулатора утоваривача дошло се поступцима нумеричке и експерименталне анализе. Нумеричком анализом је извршена динамичка симулација рада утоваривача задавањем параметара манипулационих задатака са различитим технологијама захватања материјала кашиком. Експериментална анализа је заснована на мереним величинама положаја кинематичког ланца и притисака у актуаторима – хидроцилиндрима погонских механизма манипулатора физичког модела утоваривача при раду у експлоатационим условима [49] [50].

3.2. НУМЕРИЧКА АНАЛИЗА МЕХАНИЗАМА

За нумеричку анализу погонских механизма манипулатора утоваривача дефинисани су општи математички модели кинематичког ланца утоваривача и математички модели манипулационих задатака утоваривача.

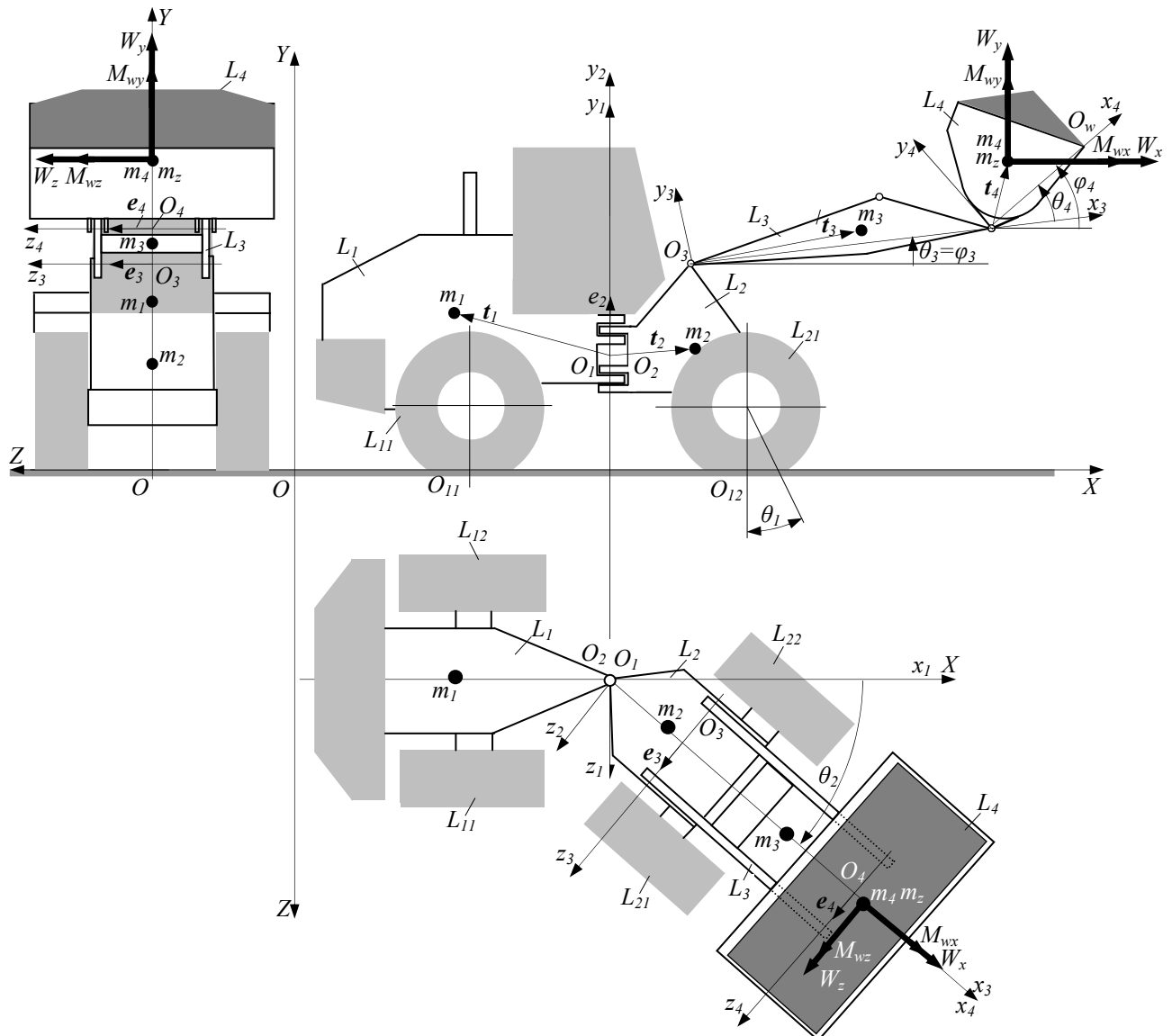
3.2.1. Математички модел кинематичког ланца утоваривача

За нумеричку анализу механизма дефинисан је математички модел кинематичког ланца утоваривача опште конфигурације коју чине: задњи ослоно-кретни члан L_1 (сл. 3.2.1) са точковима L_{11} и L_{12} и предњи ослоно-кретни члан L_2 са точковима L_{21} и L_{22} и манипулатор са стрелом L_3 и кашиком L_4 . Задњи и предњи ослоно-кретни члан су повезани са ветрикалним обртним зглобом O_2 пете класе градећи зглобни кретни механизам

машине. Кинематички ланац манипулатора утоваривача је раванске конфигурације. Осе обртних зглобова стреле и кашике пете класе су паралелне, а средишта зглобова леже у истој равни - равни манипулатора.

Претпоставке математичког модела кинематичког ланца утоваривача су:

- подлога ослањања и чланови кинематичког ланца утоваривача моделирају се крутим телима,
- котрљање тачкова по подлози је без клизања и проклизавања са одређеним коефицијентом пријањања,
- током манипулационог задатка на кинематички ланац утоваривача отворене конфигурације делују спољашњи (технолошки) отпори при захватању материјала, гравитационе силе (тежине) чланова кинематичког ланца и инерцијална оптерећења настала услед кретања чланова кинематичког ланца утоваривача,



Сл. 3.2.1 Математички модел утоваривача

- технолошке отпоре током манипулационог задатка чине вектори силе W и момента M_w отпора захваћеног материјала одређени у координатном систему са координатним почетком у средишту масе кашике,

- занемарује се треће у зглобовима кинематичког ланца утоваривача.

Простор модела утоваривача одређен је апсолутним координатним системом $OXYZ$ (сл. 3.2.1) са јединичним векторима i, j, k у правцу и смеру координатних оса OX, OY и OZ . Подлога ослањања утоваривача лежи у хоризонталној равни OXZ апсолутног координатног система, док се вертикална оса OY истог система, поклапа са осом кинематичког пара предњег и задњег члана ослоно-кретног механизма на почетку манипулационог задатка утоваривача.

Члан кинематичког ланца утоваривача L_i одређен је, у свом локалном координатном систему $O_i x_i y_i z_i$, скупом величина (сл. 3.2.1) [56]:

$$L_i = \{ \tilde{e}_i, \tilde{s}_i, \tilde{t}_i, m_i, \tilde{J}_i \} \quad \forall i = 1, 2, 3, 4 \quad (3.2.1)$$

где је: \tilde{e}_i - јединични вектор (орт) осе зглоба O_i којим се члан L_i везује за претходни члан L_{i-1} ; \tilde{s}_i - вектор положаја средишта зглоба O_{i+1} којим се члан ланца L_i везује за наредни члан L_{i+1} , при чему интензитет вектора представља кинематичку дужину члана L_i ; \tilde{t}_i - вектор положаја средишта масе m_i члана L_i , \tilde{J}_i - тензор момента инерције члана у односу на локални координатни систем.

Точкови ослоно-кретног механизма су исти и одређени скупом величина:

$$L_{ij} = \{ r_{dij}, m_{ij}, J_{ij} \} \quad \forall i, j = 1, 2 \quad (3.2.2)$$

где је: r_{dij} - динамички полупречник точка, m_{ij} - маса точка, J_{ij} - момент инерције точка.

Унутрашње (генералисане) координате математичког модела кинематичког ланца утоваривача су обухваћене скупом (сл. 3.2.1):

$$\theta = \{ \theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4 \} \quad (3.2.3)$$

где је: θ_1 - угао окретања точкова у односу на подлогу, θ_2 - угао релативног положаја предњег и задњег дела ослоно-кретног механизма утоваривача, θ_3 - угао релативног положаја стреле у односу на предњи ослоно-кретни члан, θ_4 - угао релативног положаја кашике у односу на стрелу.

Положај члана ланца L_i у односу на вертикалну OXY и хоризонталну OXZ раван апсолутног координатног система одређене су угловима:

$$\varphi_1 = \theta_1; \varphi_2 = \theta_2 \quad (3.2.4)$$

$$\varphi_i = \sum_{i=3}^4 \theta_i \quad \forall i = 3, 4 \quad (3.2.5)$$

Фиктивним прекидом кинематичког ланца манипулатора у зглобу O_i ($i=3,4$) из услова равнотеже одбаченог дела ланца одређују се оптерећења у средишту зглоба:

- резултујућа сила:

$$\mathbf{F}_{ri} = \mathbf{F}_{gi} + \mathbf{F}_i + \mathbf{W} \quad \forall i = 3,4 \quad (3.2.6)$$

- резултујући момент:

$$\mathbf{M}_{ri} = \mathbf{M}_{gi} + \mathbf{M}_i + \mathbf{M}_{wm} + \mathbf{M}_{ww} \quad \forall i = 3,4 \quad (3.2.7)$$

где је: \mathbf{F}_{gi} - резултанта гравитационих сила чланова одбаченог дела ланца, \mathbf{F}_i - резултанта инерцијалних сила насталих услед кретања чланова одбаченог дела ланца, \mathbf{W} - сила отпора при захватању материјала, \mathbf{M}_{gi} - резултујући момент гравитационих сила, \mathbf{M}_i - резултујући инерциони момент настао услед кретања чланова ланца, \mathbf{M}_w - момент отпора при захватању материјала, \mathbf{M}_{ww} - момент силе отпора при захватању материјала.

Моменти оптерећења погонских механизма манипулатора утоваривача:

$$\mathbf{M}_{oi} = \mathbf{M}_{ri} \cdot \mathbf{e}_i \quad \forall \quad i = 3,4 \quad (3.2.8)$$

где је: \mathbf{e}_i - једнични вектор осе зглоба извршног члана погонског механизма.

На основу дефинисаног математичког модела кинематичког ланца, коришћењем софтвера *Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems (MSC Adams)*, симулиран је рад утоваривача према задатим условима симулације одређеним различитим моделима манипулационих задатака утоваривача. Софтвер *MSC Adams* се користи за динамичку анализу механичких система. Посебно је погодан за динамичку симулацију мобилних система са механизмима различитих конфигурација. Заснован је на *Lagrangian*-овим једначинама друге врсте [86].

3.2.2. Модели манипулационих задатака

Модели манипулационих задатака представљају услове нумеричке симулације утоваривача који зависе од параметара: услова, предмета и технологије рада утоваривача. Уопштено, услови рада се односе на окружење у којем се машина креће и обавља своје функције а параметри предмета рада су карактеристике материјала које машина преноси.

За нумеричку симулацију рада утоваривача издвојени параметри услова и предмета рада су обухваћени скупом величина:

$$U_p = \{ \alpha_p, \mu_p, U_m \} \quad (3.2.9)$$

где је: α_p - угао подлоге кретања утоваривача током обављања манипулационог задатка, μ_p - коефицијент пријањања пнеуматика ослоно-кретног механизма и подлоге, U_m - подскуп карактеристика предмета рада преношеног материјала.

3.2.2.1. Технологије рада утоваривача.- Већ је речено да су утоваривачи свих величина, нашли примену у бројним привредним гранама обављајући различите функције са различитим алатима и манипулационим задацима.

За нумеричку симулацију утоваривача развијени су модели технологије рада за примарну функцију утоваривача - прекидни (циклични) транспорт материјала са алатом у облику кашике.

Моделе технологије рада одређују параметри операција манипулационог задатка цикличног рада утоваривача. Основе операције цикличног манипулационог задатка утоваривача су: захватање, пренос и истовар материјала.

Истраживања [29][32] везана за ефикасност рада утоваривача показују да се основне операције манипулационог задатка обављају на различите начине. Према резултатима спроведених истраживања начин обављања операције захватања зависи, поред осталог, од врсте материјала, услова рада (да ли је материјал на неограниченом или ограниченом простору) и руковаоца машине. Операција преноса материјала битно зависи од релативног положаја места захватања и истовара. Међутим, за планирање радова са обимнијим материјалом на неограниченом простору места захваћа и одређеном положају места истовара материјала, путање операције преноса материјала имају облик латиничног слова V или Y . Типичне V и Y путање преноса материјала формирају повезане деонице путање кретања утоваривача назад са пуном кашиком од места захватања и деоницом путање кретања утоваривача напред пуном кашиком према месту истовара материјала. Операција истовара се обавља најчешће у посебно транспортно место или место са ограниченим или неограниченим простором.

3.2.2.2. Модели услова симулације. - За нумеричку симулацију утоваривача развијени су модели манипулационих задатака са три различита модела операције захватања и истим моделима операције преноса и истовара материјала.

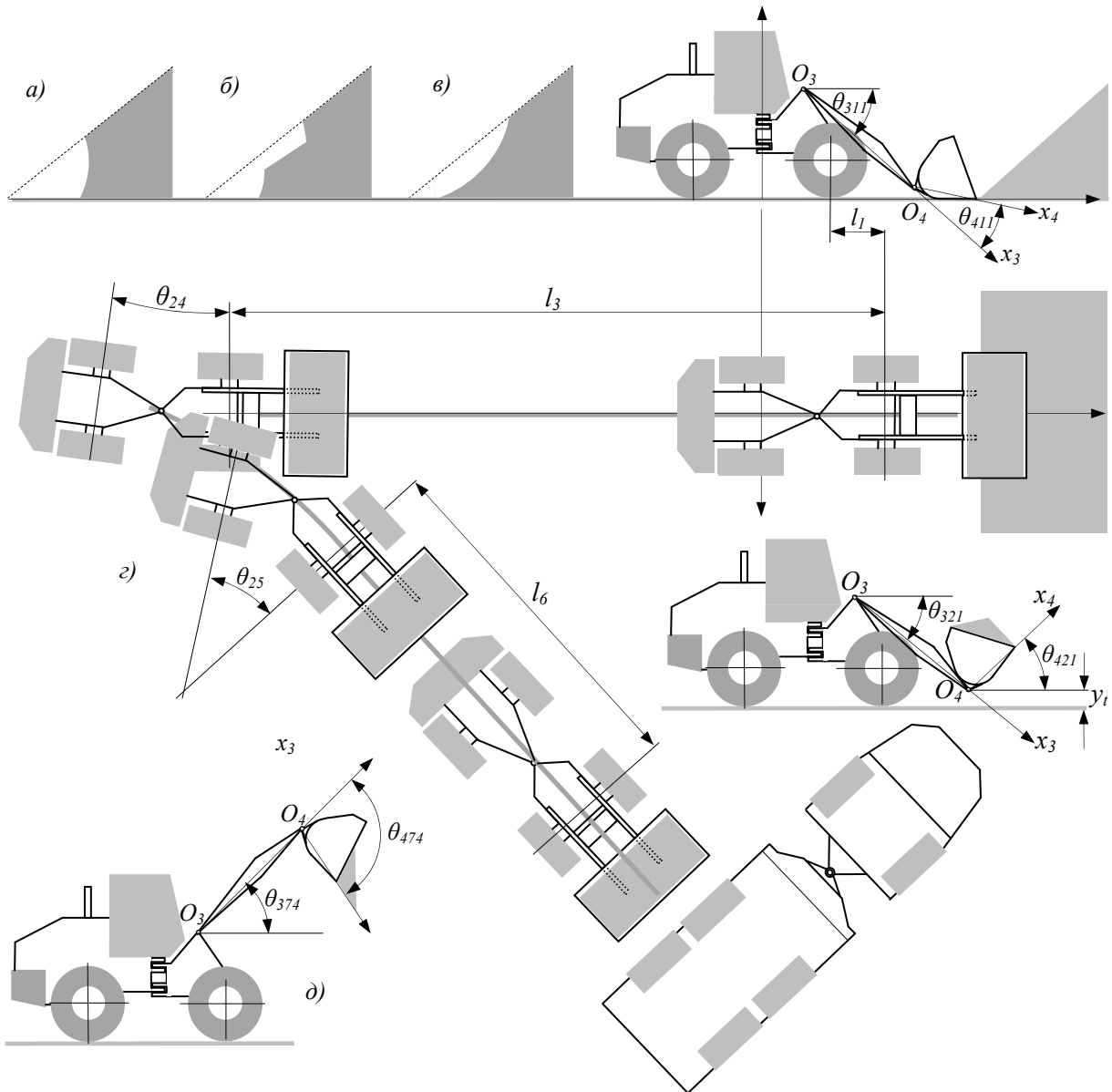
Параметри који одређују моделе операција манипулационог задатка се односе на: путању, време и отпоре кретања који се јављају при операцијама. Због лакшег дефинисања, сваки параметар операције манипулационог задатка је означен индексима ijk , где индекс i означава број члана L_i кинематичког ланца који је носилац операције са индексом j . Фазе трајања операција означене су индексом k , при чему $k=1$ означава почетак операције а $k=4$ крај операције [4] [37] [49].

За симулацију је развијена V путања манипулационог задатка са операцијама:

- захватање материјала ($j=1$) са: праволинијском (сл.3.2.2 а), степенастом (сл. 3.2.2 б) или лучном (сл. 3.2.2 в) путањом продирања ивице кашике у масив материјала, при че-

му утоваривач пређе пут дужине l_1 ,

- спуштања пуне кашике после захватања на висину транспортања y_t ($j=2$),
- праволинијско кретање назад ($j=3$) супротно од кретања при захватању на деоници дужине l_3 (сл. 3.2.2 г), после спуштања пуне кашике,
- криволинијско кретање назад ($j=4$) - закретање зглобног ослоно-кретног механизма за угао закретања θ_{24} ,
- криволинијско кретање напред ($j=5$) - закретање зглобног ослоно-кретног механизма за угао θ_{25} ,
- праволинијско кретање напред ($j=6$) на деоници дужине l_6 , са истовременим подизањем стреле из транспортног положаја у положај истовара и корекционог кретања пуне кашике да би одржала транспортни положај без просипања материјала.



Сл. 3.2.2 Манипулациони задатак утоваривача: а) праволинијска, б) степенаста, в) лучна путања захватања, г) операција преноса, д) операција истовара материјала

• истовар материјала ($j=7$) са кретањем (отварањем) кашике из положаја преноса у положај пражњења.

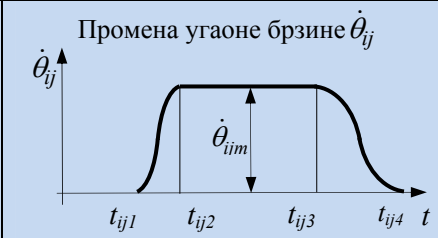
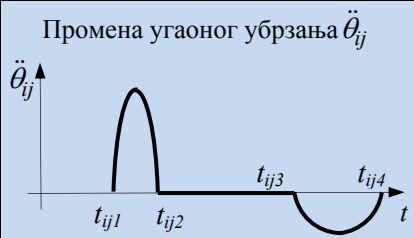
При нумеричкој симулацији рада утоваривача дефинисано је укупно време трајања манипулационог задатка, на основу времена трајања сваке операције j . За чланове кинематичког ланца током операција манипулационог задатка, усвојен је, према експерименталним истраживањима, циклоидни трапезни модел карактера промене релативне брзине кретања чланова кинематичких парова механизма [8][9][11].

За сваки члан L_i кинематичког ланца, носиоца операције j , трајање операције одређено је скупом фазних времена кретања члана (Табела Т.3.2.1):

$$I_t = \{t_{ij1}, t_{ij2}, t_{ij3}, t_{ij4}\} \quad (3.2.10)$$

где је: t_{ij1} - време почетка операције j и почетка убрзања, t_{ij2} - време краја убрзања, t_{ij3} - време почетка успорења и t_{ij4} - време краја операције j и краја успорења.

Табела Т3.2.1 Промена угаоних брзина и убрзања чланова кинематичког ланца L_i $i=2,3,4,6$

Промена времена	Промена угаоне брзине $\dot{\theta}_{ij}$	Промена угаоног убрзања $\ddot{\theta}_{ij}$
$t_{ij1} \leq t \leq t_{ij2}$		
$t_{ij2} \leq t \leq t_{ij3}$	$\frac{\dot{\theta}_{ijm}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{t - t_{ij1}}{t_{ij2} - t_{ij1}} \pi \right) \right]$	$\frac{\dot{\theta}_{ijm}}{2} \frac{\pi}{t_{ij2} - t_{ij1}} \sin \left(\frac{t - t_{ij1}}{t_{ij2} - t_{ij1}} \pi \right) \pi$
$t_{ij3} \leq t \leq t_{ij4}$	$\frac{\dot{\theta}_{ijm}}{2} \left[1 + \cos \left(\frac{t - t_{ij3}}{t_{ij4} - t_{ij3}} \pi \right) \right]$	$-\frac{\dot{\theta}_{ijm}}{2} \frac{\pi}{t_{ij4} - t_{ij3}} \sin \left(\frac{t - t_{ij3}}{t_{ij4} - t_{ij3}} \pi \right) \pi$

Отпори кретања захваћеног материјала при свим операцијама манипулационог задатка утоваривача се моделирају компонентама W_x, W_y, W_z (сл. 3.2.2) вектора силе отпора и компонента M_{wx}, M_{wy}, M_{wz} вектора момената отпора при хватању материјала које делују орјентисаним осама апсолутног координатног система утоваривача са координатним почетком у средишту масе кашике.

Отпори кретања при хватању материјала током операција манипулационог задатка утоваривача одређени су коришћењем софтвера *EDEM*. Софтвер *EDEM* се користи за анализу отпора транспорта зрнастих материјала различитих карактеристика код система прекидног и непрекидног транспорта. Заснован је на методи дискретних елемена-

та где се посматра свака честица грануларног материјала и њена интеракција са околним честицама. За разлику од методе коначних елемената која је заснована на механици континуума, код методе дискретних елемената свака честица се моделира као засебни (дискретни) елемент грануларног материјала.

Претпоставка математичког модела методе дискретних елемената је да су честице грануларног материјала круте али са малом деформацијом током контакта. Математички модел контакта честица заснован је на модификованом *Hertz-Mindlin* контактном моделу и једначинама другог *Newton*-овог закона [87] [88].

3.2.3. Примери нумеричке симулације утоваривача

Према дефинисаним општим математичким моделима кинематичког ланца и манипулационих задатака, коришћењем софтвера *MSC Adams* и *EDEM*, симулиран је рад утоваривача масе $m=15100\text{ kg}$ и запремине кашике $V=2,7\text{ m}^3$. Потребни геометријски и динамички параметри чланова кинематичког ланца симулираног утоваривача варијанта А (Прилог П2, Табеле П2.1-П2.7) су одређени према развијеном 3D моделу утоваривача који одговара физичком моделу утоваривача ознаке *WA320* произвођача *Komatsu* [75].

Развијеним поступком динамичке симулације утоваривача обављена су истраживања с циљем да се одреде:

- врста, интензитет и карактер промене оптерећења погонских механизма манипулатора током манипулационог задатка утоваривача,
- однос статичких и динамичких оптерећења механизма,
- утицај оптерећења од отпора захваћеног материјала на оптерећење механизма,
- значај и величина кинематичких, динамичких и енергетских параметара појединих операција манипулационог задатка утоваривача потребних за синтезу погонских механизма манипулатора.

3.2.3.1. Услови симулације. - Параметри услова симулације су одређени на основу анализе манипулационих задатака утоваривача ознаке *WA320* при цикличном транспорту зрнастог материјала у експлоатационим условима [89]. Анализом су обухваћени задаци са захватањем материјала природног нагиба у неограђеном простору и преносу V путањом на равној хоризонталној подлози са истоваром у транспортно средство. Праћене су путање и време трајања операција обављених манипулационих задатака.

Према резултатима спроведене анализе дефинисани су (Табела Т3.2.2) услови нумеричке симулације операције: захватања, преноса и истовара материјала утоваривача.

Табела Т3.2.2 Услови симулације преноса и истовара материјала

Операција			Члан кинематичког ланца		
Број j	Опис	Време почетка/краја t_{ij}/t_{ij4}	Ознака члана L_i	Положај почетни/крајњи θ_{ij}/θ_{ij4}	Опсег кретања $\theta_{ij4}-\theta_{ij1}$
<i>I</i> начин захватања са праволинијском путањом продирања (сл. 3.2.3 а)					
1.	Захватање материјала праволинијском путањом продирања резне ивице кашике	0/6 s	L_1-L_2	0/3,05 m	3,05 m
			L_3	-38,06°/-35,58°	2,48°
			L_4	23,28°/70,79°	47,51°
<i>II</i> начин захватања са степенастом путањом продирања (сл. 3.2.3 б)					
1.	Захватање материјала степенастом путањом продирања резне ивице кашике	0/7 s	L_1-L_2	0/3,3 m	3,3 m
			L_3	-38,06°/-35,58°	2,48°
			L_4	23,28°/70,79°	47,51°
<i>III</i> начин захватања са лучном путањом продирања (сл. 3.2.3 в)					
1.	Захватање материјала лучном путањом продирања резне ивице кашике	0/5 s	L_1-L_2	0/5,6 m	5,6 m
			L_3	-38,06°/-29,91°	8,15°
			L_4	23,28°/65,12°	41,87°
2.	Спуштање пуне кашике после захватања на висину преноса	5/9 s	L_1-L_2	5,6/3,6 m	2 m
			L_3	-29,91°/-35,58°	5,67°
			L_4	65,12°/70,79°	-5,67°
3.	Праволинијско кретање назад са пуном кашиком на транспортној висини	6/12,5 s	L_1-L_2	3,05/-1,6 m	4,65 m
			L_3	-35,58°/-35,58°	0°
			L_4	70,79°/70,79°	0°
4.	Криволинијско кретање назад са пуном кашиком материјала на транспортној висини	8/12,5 s	L_1-L_2	0°/20°	20°
			L_3	-35,58°/-35,58°	0°
			L_4	70,79°/70,79°	0°
5.	Криволинијско кретање напред са пуном кашиком материјала на транспортној висини	12,5/16,5 s	L_1-L_2	20°/-40°	60°
			L_3	-35,58°/-35,58°	0°
			L_4	70,79°/70,79°	0°
6.	Праволинијско кретање напред са подизањем пуне кашике на висину истовара без просипања материјала	12,5/19 s	L_1-L_2	-1,6/3,05 m	4,65 m
			L_3	-35,58°/48,09°	83,67°
			L_4	68,55°/-12,88°	55,67°
7.	Истовар материјала	19/22 s	L_1-L_2	3,05/3,05	0 m
			L_3	48,09/48,09	0°
			L_4	-12,88°/-107,88	95°

Уз услове симулације операција захватања, преноса и истовара материјала дато је (Табела Т3.2.2) ко је од чланова L_i кинематичког ланца утоваривача носилац операције j , и у ком положају/времену кретања се члан налази на почетку (θ_{ij1}/t_{ij1}) и на крају (θ_{ij4}/t_{ij4}) операције j манипулационог задатка утоваривача.

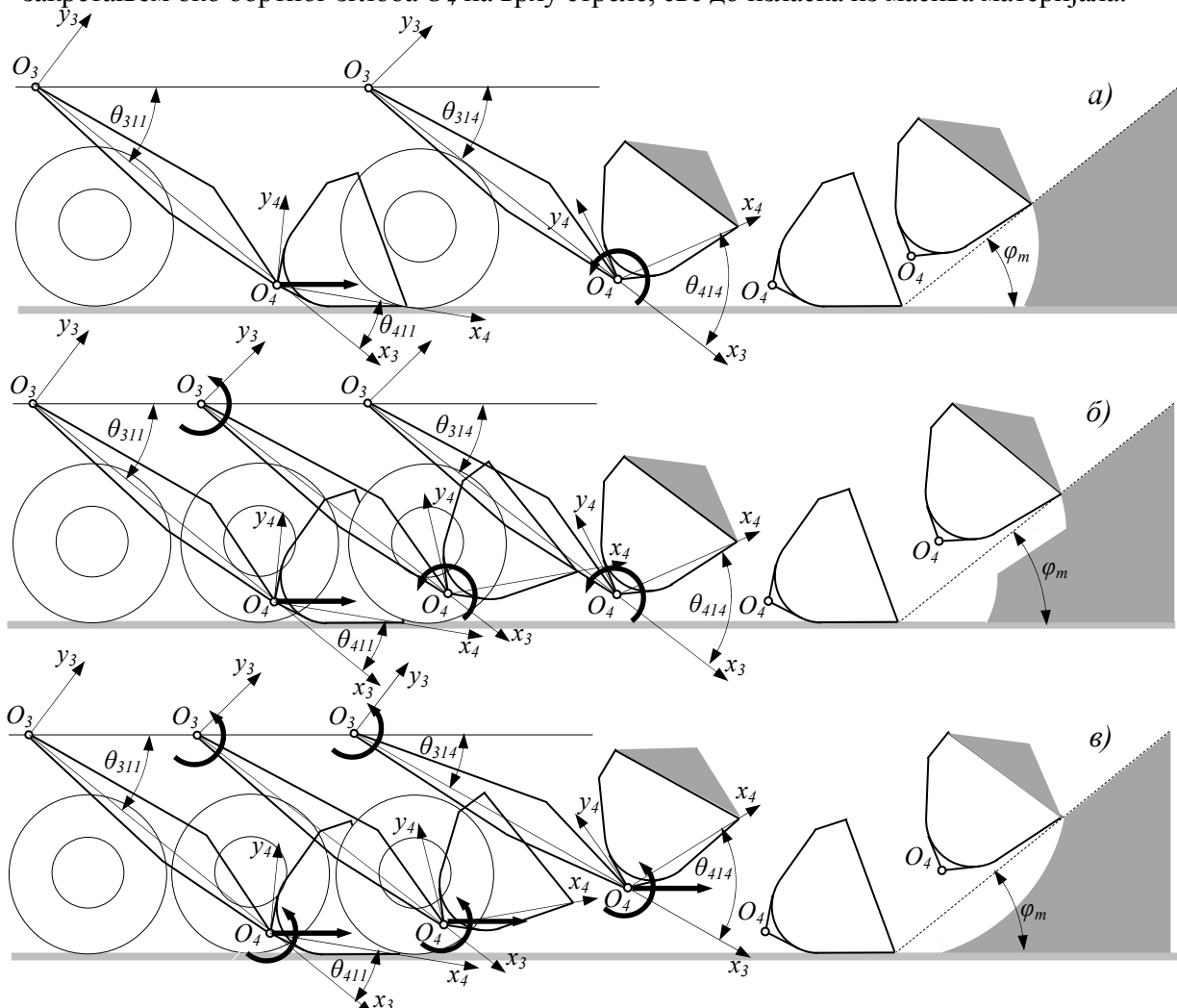
Модел операције захватања су са различитим путањама захватања истог материјала. Из менија софтвера *EDEM*, изабран је масив материјала захватања са 100000 гранула (комада-честица), чија је величина генерисана нормалном расподелом са највећим процентом гранула димензија 61,5 mm, у распону од 51,5 до 71,5 mm, што чини масив материјала запремине око 300 m³ на хоризонталној подлози са природним углом нагиба $\varphi_m=50^\circ$. Такође су, из менија софтвера *EDEM*, усвојене карактеристике масива материјала захватања и коефицијенти интеракције са кашиком од челичних лимова (Табела Т3.2.3) који одоварају најчешћим технологијама рада, али и маси и запремини кашике, односно условима стабилности симулираног модела утоваривача.

Табела ТЗ.2.3 Карактеристике материјала захватања и коефицијенти интеракције са челичном кашиком

Улазни параметри	Материјал	Челик
Густина ρ [kg/m ³]	1934	7850
Модул смицања G [Pa]	$1 \cdot 10^7$	$7,93 \cdot 10^{10}$
Поасонов коефицијент ν	0,25	0,25
Интеракција	Честица-Честица	Честица-Челик
Коефицијент релативног одскока	0,75	0,75
Статички коефицијент трења	0,32	0,25
Коефицијент трења котрљања	0,2	0,05

Примери нумеричке симулације утоваривача су дати за три манипулациона задатка са различитим операцијама захватања, при раду и кретању на равној подлози $\alpha_p=0^\circ$ са коефицијентом пријањања $\mu_p=0,9$ тачкова ослоно-кретног механизма.

При првом (а) начину операције захватања материјала (сл. 3.2.3 а) кашика је спуштена на грудном површином на подлогу, кретањем утоваривача, хоризонтално праволинијски продире у масив материјала. При крају заустављања кретања машине кашика се пуни, закретањем око обртног зглоба O_4 на врху стреле, све до изласка из масива материјала.



Сл. 3.2.3 Операције захватања: а) праволинијском, б) степенастом, в) лучном путањом продирња кашике

Операција захватања материјала другим (II) начином - степенастом путањом (сл.3.2.3б) продирања кашике, остварује се са две краће операције првог начина захватања, али на две различите висине продирања кашике у материјал. Операција захватања материјала трећим (III) начином - са лучном путањом (сл.3.2.3в) продирања кашике, се постиже усклађеним кретањем утоваривача са истовременим подизањем стреле и закретањем кашике при пуњењу.

Истраживања [54] [88]су показала да руковаоци при раду утоваривача најчешће користе први начин захватања материјала са праволинијском путањом продирања кашике због лаког начина управљања машином јер су команде кретања машине и закретање кашике раздвојене и њихово активирање није истовремено. Недостаци овог начина захватања су повећани отпори кретања и просипање материјала при пуњењу кашике. Резултати истих истраживања показују да се начином лучног захватања материјала постиже највећа енергетска ефикасност утоваривача. Недостатак овог начина захватања је отежано руковање јер је потребно истовремено активирати три команде система управљања. Обављени резултати истраживања указују да ће наведени недостатак лучног захватања бити отклоњен аутоматизацијом рада утоваривача.

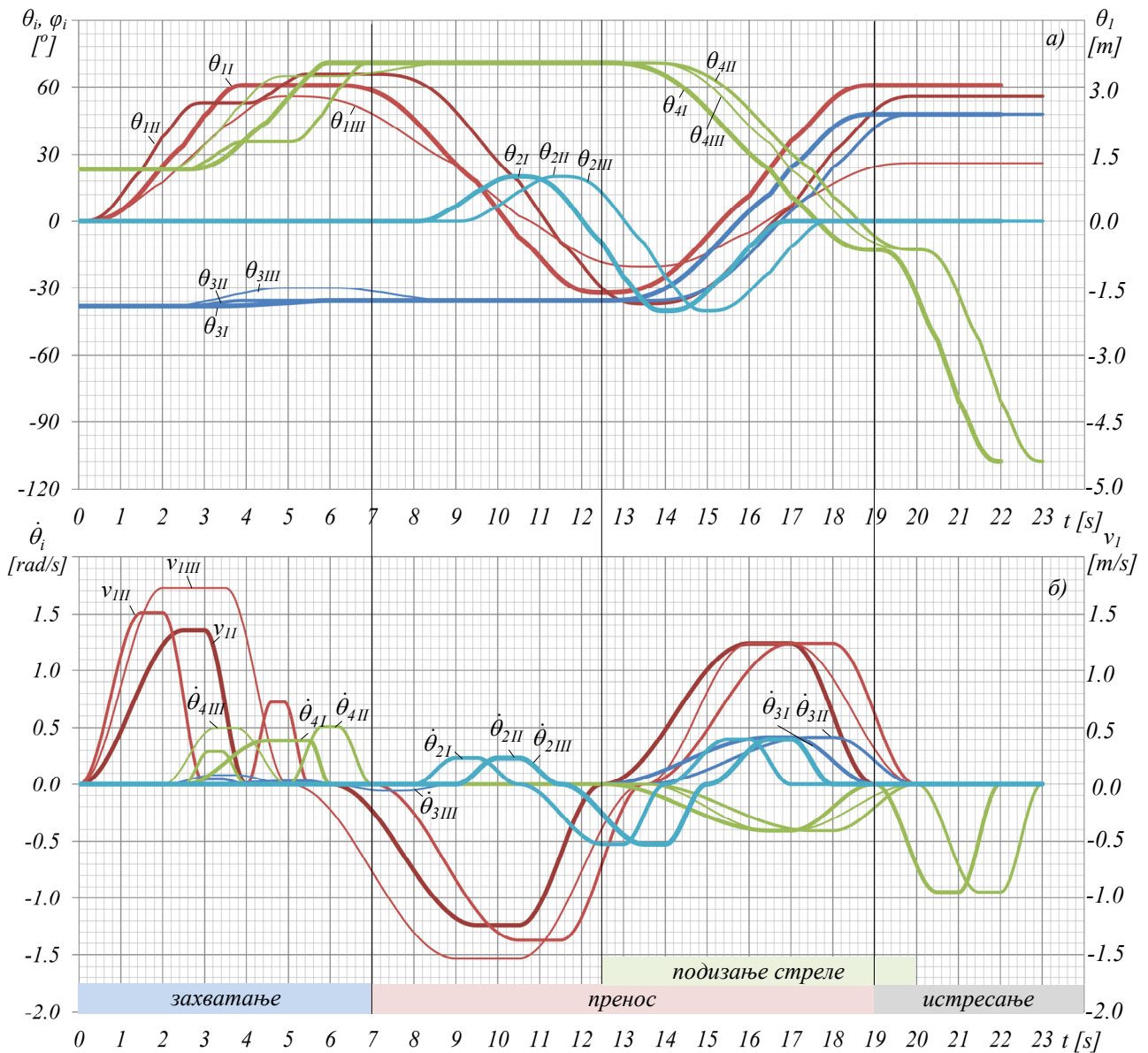
На основу граничних почетних/крајњих положаја ($\theta_{ij1}/\theta_{ij4}$) (Табела Т3.2.2) и времена кретања (t_{ij1}/t_{ij4}) чланова кинематичког ланца при свакој операцији одређена је, коришћењем развијеног програма, промена генералисаних координата ($\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$) (сл.3.2.4 а) релативног положаја и брзина ($\dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2, \dot{\theta}_3, \dot{\theta}_4$) (сл. 3.2.4 б) релативног кретања чланова кинематичког ланца утоваривача зависно од времена трајања манипулационог задатка.

Промене (сл. 3.2.4 а,б) релативних положаја и кретања чланова кинематичког ланца су различите за поједине операције захватања материјала. Операција са првим (I) начином захватања материјала траје $6s$. У прве $4s$ је праволинијско кретање машине брзином v_{II} . За то време ослоно-кретни механизам L_1-L_2 пређе пут од $3m$ колика је и дужина продирања кашике у масив материјала. Кашика се пуни ($3-6s$) закретањем угаоном брзином $\dot{\theta}_{4II}$. Операција са другим (II) начином захватања материјала траје $7s$ са прекидним праволинијским кретањем ослоно-кретног механизма L_1-L_2 брзином v_{II} и прекидним закретањем кашике L_4 угаоном брзином $\dot{\theta}_{4III}$. Операције са трећим (III) начином, захватања материјала траје $6s$. Остварује се кретањем ослоно-кретног механизма L_1-L_2 брзином v_{III} и подизањем стреле L_3 угаоном брзином $\dot{\theta}_{3III}$ и закретањем кашике L_4 угаоном брзином $\dot{\theta}_{4III}$.

После захватања материјала, следи операција манипулационог задатка ($8s$) у којој пуна кашика заузима транспортни положај спуштањем стреле L_3 , угаоном брзином $\dot{\theta}_{3III}$, на одређену висину од подлоге кретања машине.

Код манипулационих задатака са првим (I), другим (II) и трећим (III) начином захватања материјала, при операцијама преноса и истовара промене положаја и кретања чланова кинематичког ланца утоваривача су сличне само што су временски померене због различитог трајања појединих операција захватања.

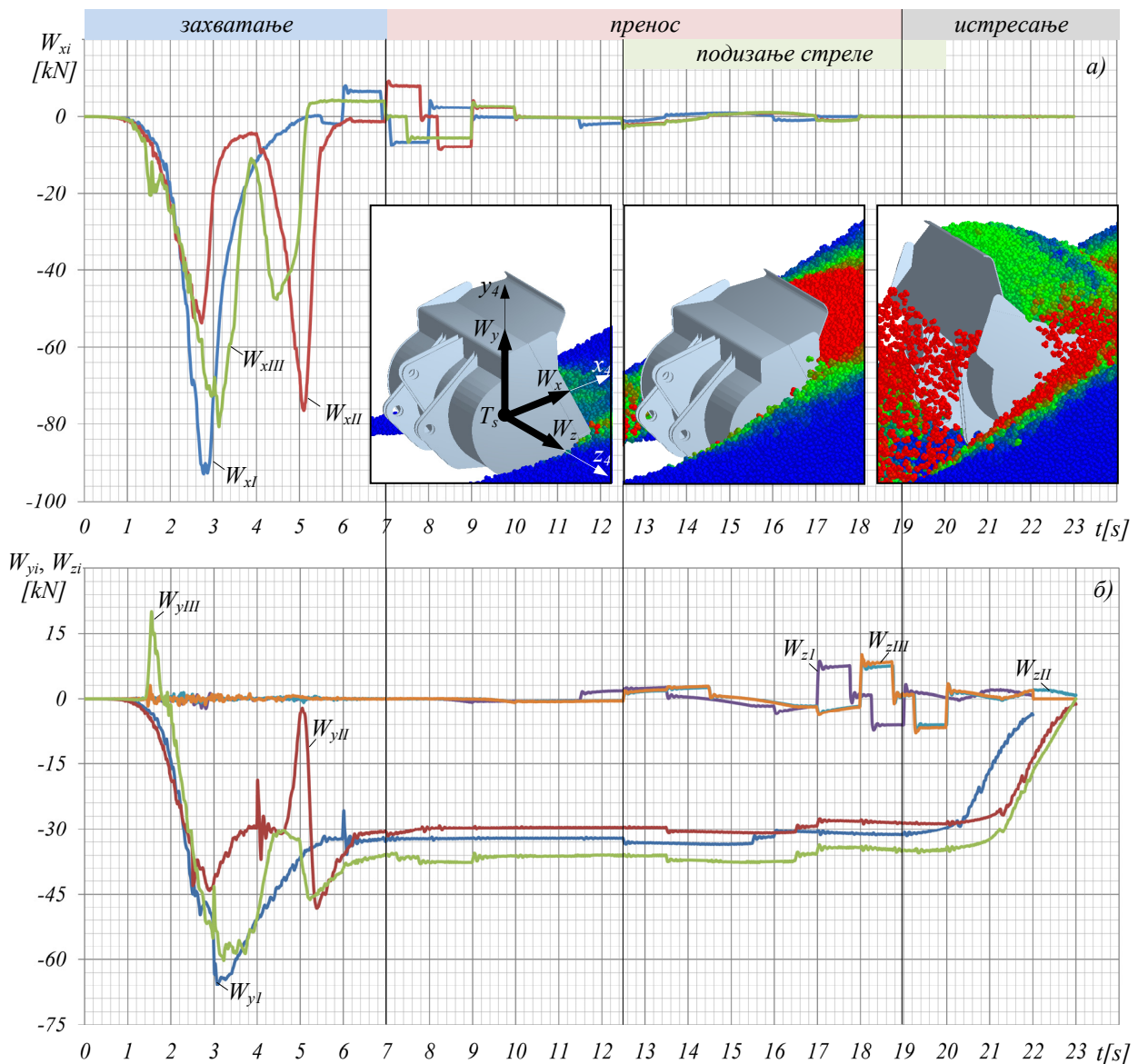
Операција преноса почиње ($t=6$ s) праволинијским кретањем ослоно-кретног механизма L_1-L_2 назад које се наставља ($t=8$ s) манервисањем - криволинијским кретањем назад закретањем ослоно-кретних чланова L_1-L_2 , угаоном брзином $\dot{\theta}_{2i}$, прво у једном па у супротном смеру све до заустављања кретања уназад ($t=12,5$ s). При криволинијском кретању напред, закретање чланова ослоно-кретног механизма се наставља све до њиховог исправљања ($\theta_2=0$) ($t=17,5$ s), када почиње праволинијско кретање напред, подизање стреле L_3 и покретање кашике L_4 без просипања материјала до висине истовара све



Сл. 3.2.4 Услови симулације: а) генерализане координате, б) угаоне брзине чланова кинематичког ланца утоваривача при првом (I), другом (II) и трећем (III) начину захватања материјала

до заустављања кретања напред ($t=19$ s), када почиње операција истовара закретањем само кашике L_4 .

Према одређеним условима симулације кретања чланова кинематичког ланца утоваривача, коришћењем софтвера *EDEM*, одређени су отпори кретања који настају захватањем материјала током трајања манипулационих задатака. Отпори кретања су одређени векторима силе отпора W_i (сл. 3.2.1) и момента отпора M_{wi} захватања у координатном систему са координатним почетком у средишту масе кашике и координатним осама паралелним осама апсолутног координатног система *OXYZ* постављеног математичког модела утоваривача. Добијени резултати показују (сл. 3.2.5 а, б) да су компоненте W_{xi} , W_{yi} , W_{zi} вектора силе W_i отпора кретања врло различите по интензитету и карактеру промене током трајања манипулационих задатака.



Сл. 3.2.5 Компоненте сила отпора захватања: а) W_x , б) W_y, W_z за први (I), други (II) и трећи (III) начин захватања материјала

Највећи интензитет имају компоненте W_{xi} , W_{yi} силе отпора захватања које делују, при различитим операцијама захватања материјала у правцу OX и OY осе апсолутног координатног система утоваривача, док компоненте W_{zi} у правцу OZ осе имају незнатне вредности. Карактер промена компонената W_{xi} и W_{yi} зависи од начина захватања материјала. При првом (*I*) начину захватања у фази убрзаног кретања машине, односно убрзаног хоризонталног продирања кашике у масив материјала, компоненте W_{xi} и W_{yi} силе отпора постепено расту, а у зауставној фази кретања машине постепено опадају без изразитих скоковитих промена.

Код другог (*II*) начина захватања компоненте W_{xII} и W_{yII} имају изразито нагле промене због прекидног и степенастог продирања кашике. Карактеристична промена је настала када је ($t=5$ s) компонента W_{yII} нагло опала а компонента W_{xII} нагло порасла. До овакве промене је дошло због хоризонталног продирања кашике максималном брзином ($v_{III}=2,6$ km/h) без њеног закретања затварања ($\dot{\theta}_{4I} = 0$) на почетку другог нивоа захватања материјала.

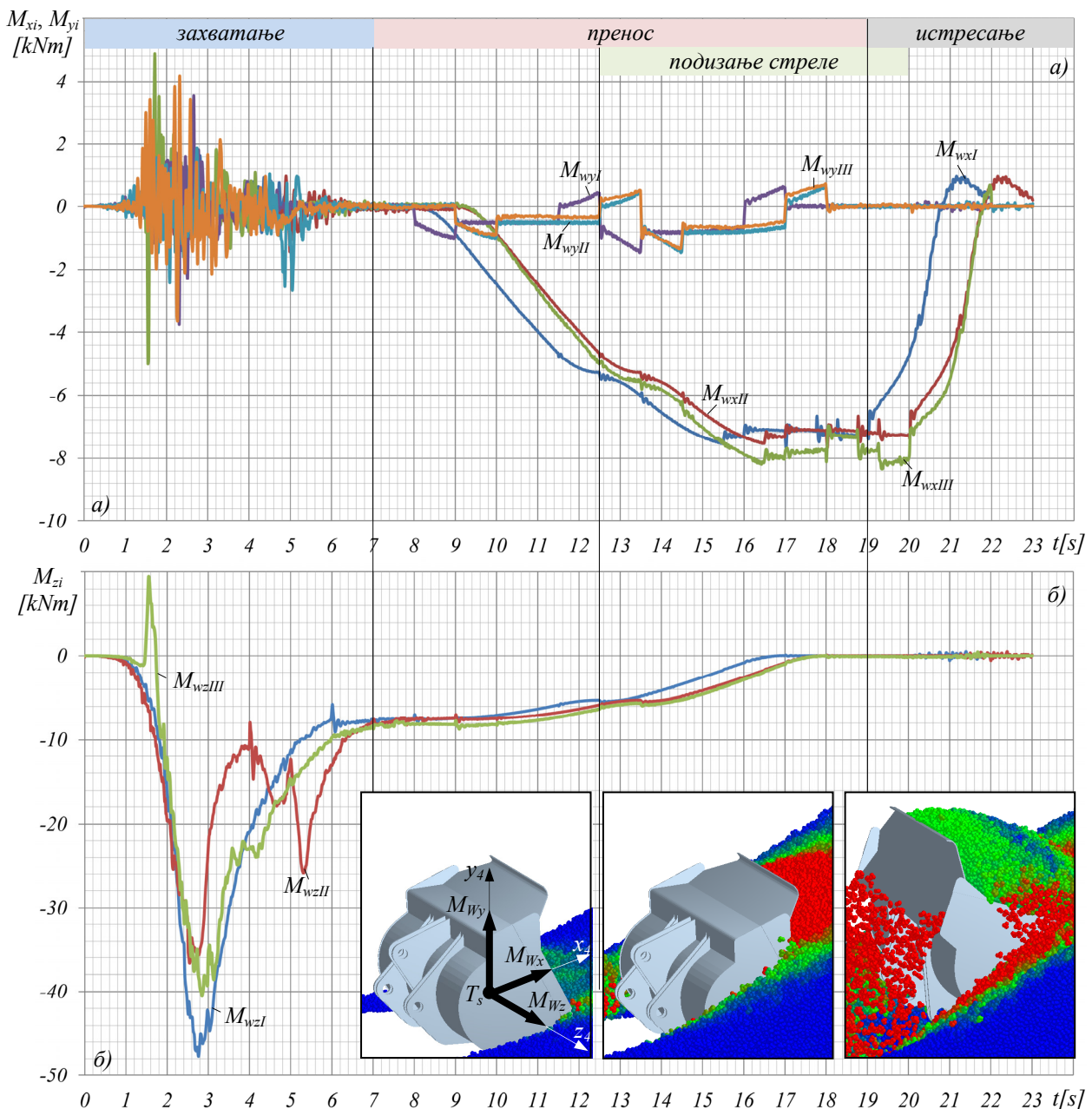
При трећем (*III*) начину лучног захватања материјала компонента W_{xIII} и W_{yIII} имају изражене скоковите промене. Прва таква промена се појавила на почетку манипулационог задатка ($t=1,5-2$ s) када је кашика максималном брзином ($v_{IIII}=6,21$ km/h) продирања вршила и притисак на материјал масива захватања тако да се осим компоненте W_{xIII} , која делује у негативном смеру OX осе, појавила компонента W_{yIII} , која делује у позитвном смеру OY осе, као реакција притиснутог материјала ван кашике. Друга карактеристична промена је настала ($t=3$ s) када су компоненте W_{xIII} и W_{yIII} достигле своје највеће интензитете који су настали услед максималне хоризонталне брзине ($v_{IIII}=6,21$ km/h) продирања кашике уз истовремено подизање стреле и затварања кашике максималним угаоним брзинама ($\dot{\theta}_{3III} = 0,46s^{-1}$, $\dot{\theta}_{4III} = 0,074s^{-1}$).

При операцијама преноса материјала ($t=7-20$ s) изразит интензитет, код свих начина захватања материјала, имају компоненте W_{yi} силе отпора кретања док компоненте W_{xi} и W_{iz} имају незнатно мале вредности.

Добијени резултати показују (сл. 3.2.6 а,б) да и компоненте вектора момената M_{wi} отпора кретања имају врло различите интензитете и карактер промене током манипулационих задатака. Највећи интензитет имају компоненте M_{wzi} момента отпора кретања који делује око OZ осе током операција захватања ($t=0-8$ s), са карактером промена, зависно од начина захвата материјала, сличним променама компонената W_{xi} и W_{yi} сила отпора захватања.

Учесталост промена малог интензитета компонента M_{wxi} и M_{wyi} момената отпора настаје током операција захватања ($t=2-4$ s) услед деловања компонента W_{zi} (сл.3.2.6 а) сила које се јављају интеракцијом гранула захваћеног материјала при пуњењу кашике.

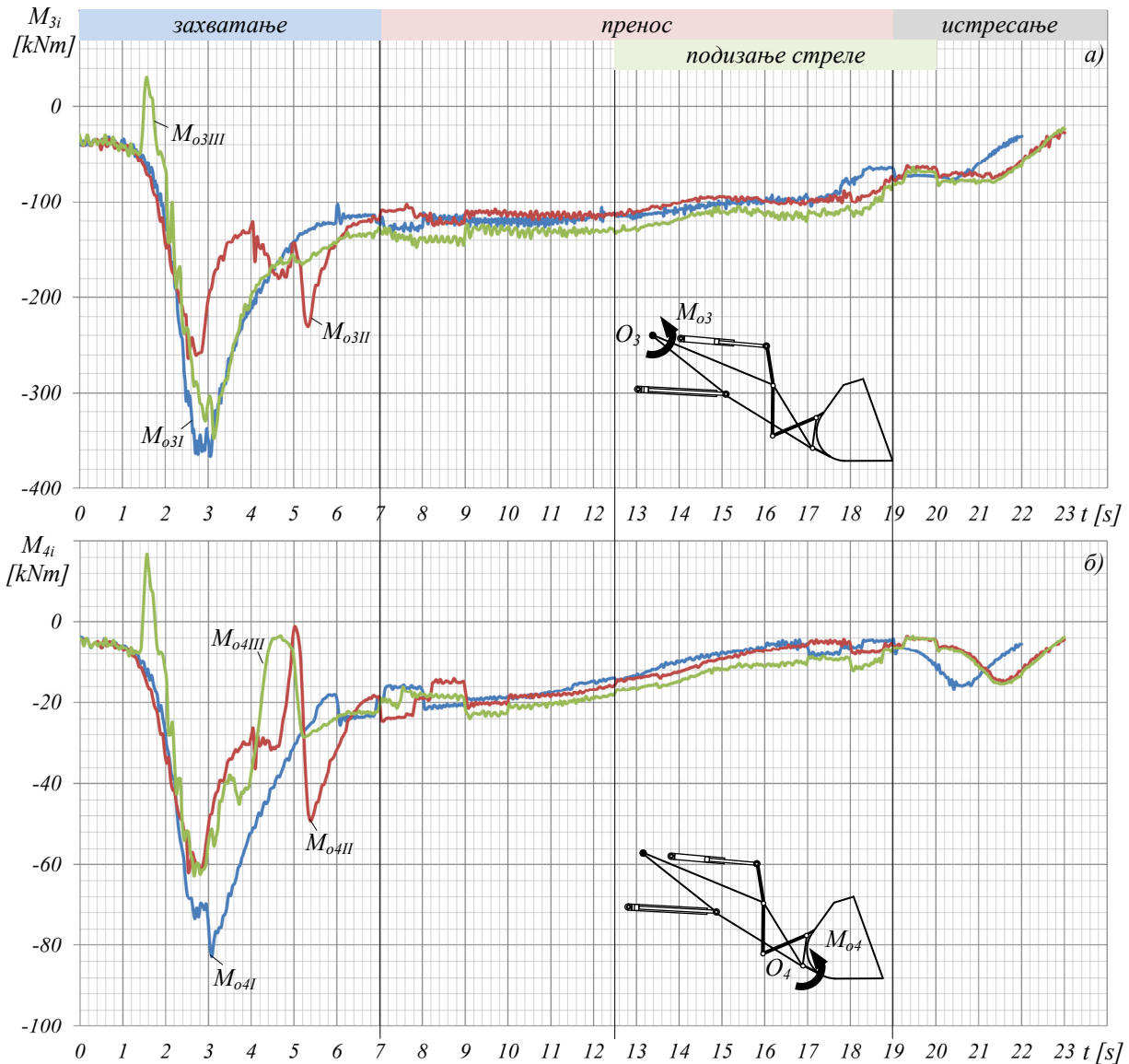
При преносу материјала ($t=8-20$ s) компоненте M_{wzi} момената отпора настају услед деловања гравитационих сила гранула материјала захваћених кашиком. До повећања компонента M_{wxi} момента отпора кретању, при операцији преноса материјала, настаје услед деловања компонента W_{zi} сила отпора које се јављају интеракцијом гранула материјала у кашици због убрзаног и успореног закретања чланова L_1-L_2 ослоно-кретног механизма и убрзаног и успореног кретања стреле L_3 при подизању из транспортног положаја у положај истовара материјала.



Сл. 3.2.6 Компоненте момената отпора кретања захватања: а) M_{wxi} , M_{wyi} , б) M_{wzi} при првом (I), другом (II) и трећем (III) начину захватања материјала

3.2.3.2. Резултати симулације. - На основу параметара кинематичког ланца математичког модела утоваривача (Прилог П2, Табела П2.1-П2.7) и развијених модела услова симулације кинематике кретања (сл. 3.2.4 б) и отпора кретања (сл. 3.2.5 а,б и 3.2.6 а,б), коришћењем софтвера *MSC Adams*, одређени су, према једначини 3.2.8, динамички моменти оптерећења M_{o3} и M_{o4} (сл. 3.2.7 а,б) погонских механизма стреле и кашике манипулатора утоваривача. Момент M_{o3} оптерећења погонског механизма стреле L_3 , делује око O_3z_3 осе обртног зглоба O_3 којим се стрела везује за први члан L_2 ослоно-кретног механизма. Момент M_{o4} оптерећења погонског механизма кашике L_4 делује око O_4z_4 осе обртног зглоба O_4 којим се кашика везује за врх стреле L_3 .

Током манипуционих задатака моменти оптерећења механизма су највећи при операцијама захватања ($t=0-8\text{ s}$). Карактер њихове промене зависи од начина захватања материјала, односно од сила и момената отпора захватања који се при томе јављају.



Сл. 3.2.7 Моменти оптерећења погонског механизма: а) стреле M_{o3} , б) кашике M_{o4} при првом (I), другом (II) и трећем (III) начину захватања материјала

Највећи momenti оптерећења су при првом (*I*) начину захватања јер су, при праволинијској путањи продирања кашике, могуће веће висине одрезака материјала него при другом (*II*) начину са степенастом и трећем (*III*) начину са лучном путањом захватања.

При операцијама преноса ($t=7-20\text{ s}$) momenti оптерећења механизма се незнатно разликују јер гравитационе силе које оптерећују механизме нису исте због неједнакости запремине материјала у кашици при различитим начинима захватања.

Карактеристично је да при операцијама преноса материјала ($t=7-20\text{ s}$) момент M_{o4} оптерећења механизма кашике има мале вредности јер кашика је у транспортном положају када резултујућа гравитациона сила кашике и захваћеног материјала, као примарно оптерећење механизма, има правац деловања близак оси обртног зглоба O_4 . При томе је кашика са захваћеним материјалом скоро уравнотежена у односу на обртни зглоб O_4 а механизам кашике минимално оптерећен. У почетној фази операције истовара ($t=19-22\text{ s}$) кашика се отвара и правац резултујуће силе кашике и материјала у њој се удаљавају од осе обртног зглоба O_4 уз пораст момента оптерећења механизма кашике.

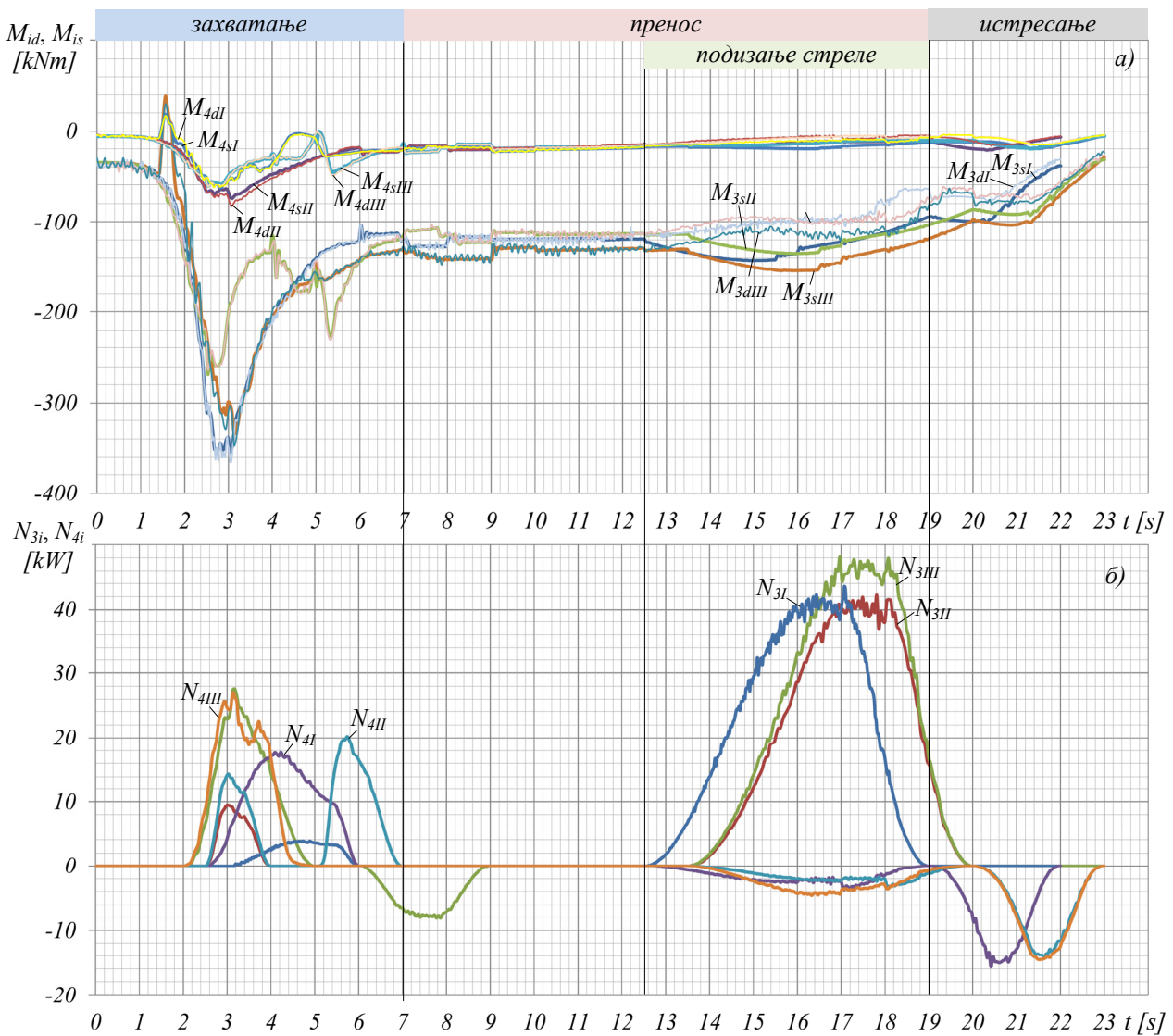
Поред динамичких, одређени су статички momenti оптерећења механизма манипулатора утоваривача. При статичком одређивању момената оптерећења механизма манипулатора, коришћен је постављени динамички математички модел утоваривача и софтвер *MSC Adams* под следећим условима симулације: а) momenti инерције чланова кинематичког ланца једнаки су нули $J_i=0$, б) брзине релативног кретања чланова кинематичког ланца су константне током манипулационог задатка утоваривача.

Анализа разлике статичких (M_{o3si}, M_{o4si}) (сл. 3.2.8 а) и динамичких (M_{o3di}, M_{o4di}) момената оптерећења механизма манипулатора показује да је незнатан утицај инерцијалних оптерећења насталих кретањем чланова кинематичког ланца утоваривача током манипулационих задатака на оптерећење механизма манипулатора у односу на оптерећења од отпора кретања при захватању материјала и оптерећења од гравитационих сила чланова кинематичког ланца и захваћеног материјала.

При крају операција првог (*I*) и другог (*II*) начина захватања, у фази успореног кретања машине ($t=3-8\text{ s}$), динамички momenti оптерећења механизма су нешто већи од статичких због деловања инерцијалних оптерећења која углавном потичу од кашике и захваћеног материјала с обзиром да је њихова збирна маса ($m_4+m_z=3500-4000\text{ kg}$) знатно већа од масе стреле ($m_3=815\text{ kg}$). При операцији преноса материјала у периоду убрзаног праволинијског кретања машине ($t=13-19\text{ s}$) према месту истовара, динамички momenti оптерећења механизма манипулатора су мањи од статичких. До смањења динамичких момената настаје због деловања примарних инерцијалних оптерећења насталих про-

менљивим кретањем кашике и захваћеног материјала услед убрзаног кретања машине и истовременог успореног подизања стреле, са пуном кашиком, из транспортног у исто-варни положај.

Нумеричком симулацијом утоваривача одређена је потребна снага (сл. 3.2.8 б) погонских механизма која током мапулационих задатака може имати позитивну и негативну вредност. Позитивне вредности снаге представљају потребну снагу за погон механизма, а негативне вредности представљају расположиву потенцијалну снагу која се може рекуперирати хибридном погонским системима [23]. Резлтати анализе показују да је механизму стреле највећа потребна снага при операцији преноса када се стрела са пуном кашиком подиже из транспортног у истоварни положај ($t=12,5-19$ s). Максимална снага механизму кашике потребна је при операцији захватања материјала. Снага за рекуперацију настаје ($t=6-9$ s) при спуштању стреле са пуном кашиком из положаја после операције захватања у транспортни положај кашике и при пражњењу кашике ($t=19-22$ s).



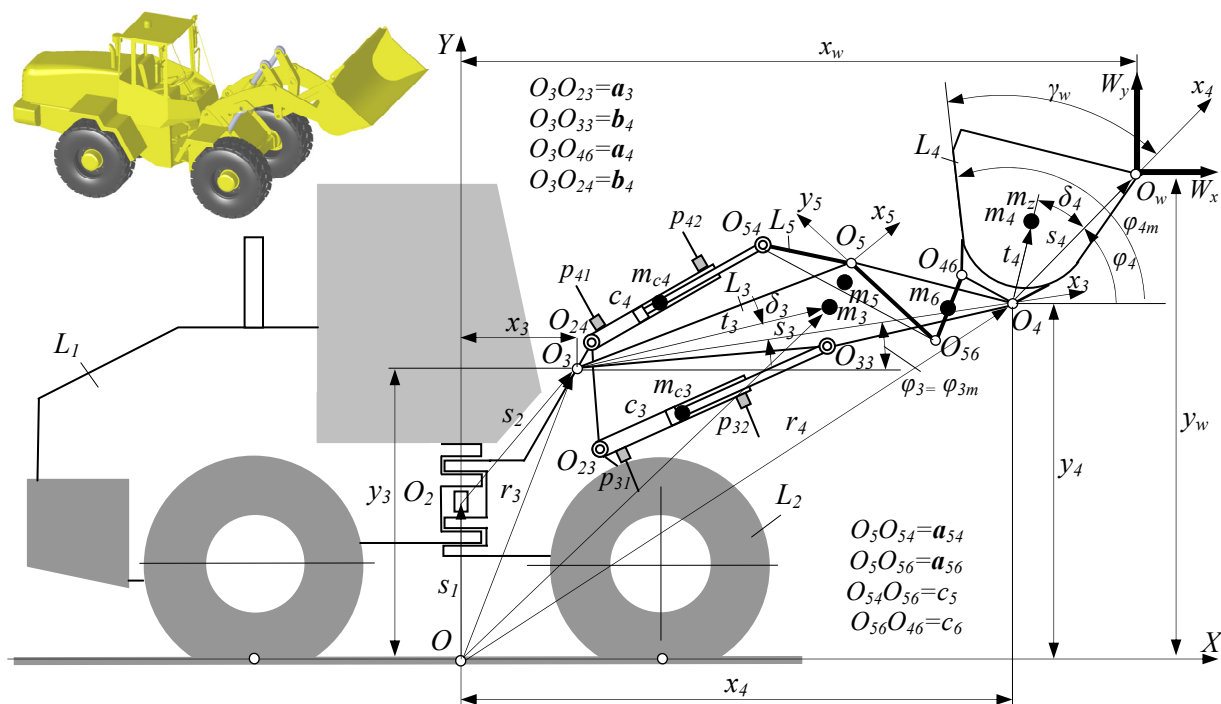
Сл. 3.2.8 Енергетски параметри механизма: а) статички M_{3s} M_{4s} и динамички M_{3d} M_{4d} момената оптерећења, б) потребна снага механизма при првом (I), другом (II) и трећем (III) начину хватања

3.3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА АНАЛИЗА МЕХАНИЗАМА

Експериментална анализа погонских механизма манипулатора утоваривача је урађена на основу мерених величинама стања физичког модела утоваривача при раду у експлоатационим условима (Прилог ПЗ).

Према физичком моделу и скупу мерених величина стања испитиваног утоваривача при раду у експлоатационим условима, развијен је математички модел утоваривача и софтвер за анализу оптерећења погонских механизма манипулатора у функцији трајања манипулационих задатака утоваривача.

Физички модел испитиваног утоваривача је четворочлане конфигурације кинематичког ланца који чине: задњи L_1 (сл.3.3.1) и предњи L_2 ослоно-кретни члан на пнеуматицима, и манипулатор са стрелом L_3 и кашиком L_4 . Задњи и предњи члан су повезани ветрикалним обртним зглобом O_2 пете класе градећи тако закретни ослоно-кретни механизам машине. Кинематички ланац манипулатора утоваривача је раванске конфигурације. Погонски механизам E_3 стреле манипулатора за актуаторе има два хидроцилиндра стреле c_3 који су непосредно везани за предњи ослоно-кретни члан L_2 и стрелу L_3 . Погонски механизам E_4 кашике је са два хидроцилиндра c_4 који су са једне стране непосредно повезани за предњи ослоно-кретни члан L_2 , а са друге стране, посредно, преко двокраких полуга L_6 и спона L_5 , за кашику L_4 , образујући Z кинематику погонског механизма кашике.



Сл. 3.3.1 Математички модел физичког модела утоваривача УЛТ 160 Индустрије 14. Октобар - Крушевац

Мерене величине стања испитиваног утоваривача при раду у експлоатационим условима обухваћене су скупом (Табела Т3.3.1):

$$U_m = \{\varphi_{3m}, p_{i1}, p_{i2}\} \quad \forall i = 3,4 \quad (3.3.1)$$

где је: $\varphi_{3m}, \varphi_{4m}$ - угао положаја стреле и кашике у односу на подлогу кретања утоваривача, p_{i1}, p_{i2} - притисак у потисном и повратном воду хидроцилиндара стреле ($i=3$) и хидроцилиндрима погонског механизма кашике ($i=4$).

Због недостатка давача за мерење дужине хидроцилиндара погонских механизма манипулатора мерени су углови положаја стреле (φ_{3m}) и кашике (φ_{4m}) у односу на подлогу кретања утоваривача при раду у експлоатационим условима.

Табела Т3.3.1 Мерене величине стања утоваривача при рада у експлоатационим условима

Мерене величине	Ознака	Јединица
Угао положаја стреле	φ_{3m}	$^\circ$
Угао положаја леђне равни кашике	φ_{4m}	$^\circ$
Притисак у потисном воду хидроцилиндара стреле	p_{31}	MPa
Притисак у повратном воду хидроцилиндара стреле	p_{32}	MPa
Притисак у потисном воду хидроцилиндара кашике	p_{41}	MPa
Притисак у повратном воду хидроцилиндара кашике	p_{42}	MPa

3.3.1. Математички модел утоваривача

Математички модел утоваривача чине модел кинематичког ланца и модели погонских механизма манипулатора.

3.3.1.1. Модел кинематичког ланца. - Дефинисани математички модел кинематичког ланца обухвата четворочлану конфигурацију физичког модела испитиваног утоваривача са: предњим L_1 и задњим L_2 чланом зглобног ослоно-кретног механизма, стрелом L_3 и кашиком L_4 .

Претпоставке математичког модела кинематичког ланца утоваривача су:

- подлога ослањања и чланови кинематичког ланца утоваривача моделирају се крутим телима,
- током манипулационог задатка на утоваривач делују спољашња (технолошка) оптерећења захватања материјала и гравитационе силе (тежине) чланова кинематичког ланца, чланова погонског система и материјала захваћеног кашиком,
- кинематички ланац утоваривача се током операције захватања материјала посматра као ланац отворене конфигурације на чији последњи члан - кашику делују компоненте W_x, W_y силе отпора захватања материјала у средишту O_w резне ивице кашике

Простор модела утоваривача одређен је апсолутним координатним системом $OXYZ$ са јединичним векторима $\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}$ у правцу и смеру координатних оса OX, OY и OZ .

Подлога ослањања утоваривача лежи у хоризонталној равни OXZ апсолутног координатног система, док се вертикална оса OY истог система, поклапа са осом кинематичког пара предњег и задњег члана ослоно-кретног механизма. Код последњег члана ланца - кашике, оса O_{4x4} локалног координатног система пролази кроз средиште зглоба O_4 и средиште резне ивице кашике O_w . Осе обртних зглобова O_i ($i=3,4$) су паралелне, а средишта зглобова леже у истој равни - равни манипулатора. Продор резне ивице кашике кроз раван манипулатора представља средиште резне ивице кашике O_w .

Члан кинематичког ланца утоваривача L_i одређен је, у свом локалном координатном систему $O_i x_i y_i z_i$, скупом величина (сл. 3.3.1):

$$L = \{ \tilde{\mathbf{e}}_i, \tilde{\mathbf{s}}_i, \tilde{\mathbf{t}}_i, m_i \} \quad \forall i = 1, 6 \quad (3.3.2)$$

где је: $\tilde{\mathbf{e}}_i$ - јединични вектор (орт) осе зглоба O_i којим се члан L_i везује за претходни члан L_{i-1} , $\tilde{\mathbf{s}}_i$ - вектор положаја средишта зглоба O_{i+1} којим се члан ланца L_i везује за наредни члан L_{i+1} , при чему интензитет вектора представља кинематичку дужину члана L_i ; $\tilde{\mathbf{t}}_i$ - вектор положаја средишта масе m_i члана L_i .

3.3.1.2. Модели погонских механизма. - Развијени су математички модели погонских механизма манипулатора Z кинематике.

Претпоставке математичког модела погонских механизма манипулатора су:

- положај средишта масе хидроцилиндара се налази на половини тренутне дужине хидроцилиндара,
- масе елемената зглобова погонских механизма припадају члановима кинематичког ланца манипулатора,
- занемарује се утицај трења у зглобовима погонских механизма и трења у хидроцилиндрима.

Уопштено, погонски механизам E_i манипулатора у математичком моделу утоваривача је одређен скупом (сл. 3.3.1):

$$E_i = E_{ci} \cup E_{pi} \quad \forall i = 3, 4 \quad (3.3.3)$$

где је: E_{ci} - скуп трансформационих параметара погонског механизма, E_{pi} - скуп преносних параметара погонског механизма.

Скуп трансформационих параметара одређен је скупом величина хидроцилиндара погонског механизма:

$$C_{ci} = \{ D_i, d_i, m_{ci}, n_{ci} \} \quad \forall i = 3, 4 \quad (3.3.4)$$

где је: D_i/d_i - пречник клипа/клипњаче хидроцилиндра; m_{ci} - маса хидроцилиндра; n_{ci} - број хидроцилиндара погонског механизма.

Скуп преносних параметара погонског механизма стреле E_3 манипулатора у математичком моделу утоваривача одређен је скупом величина (сл. 3.3.1)

$$E_{p3} = \{a_3, b_3\} \quad (3.3.5)$$

где је: a_3, b_3 , - вектори положаја средишта зглобова у којима се хидроцилиндри стреле везују за чланове кинематичког пара погонског механизма.

Подскуп преносних параметара погонског механизма кашике E_4 манипулатора одређен је скупом величина:

$$E_{p4} = \{a_4, b_4, a_{54}, a_{56}, c_5, c_6\} \quad (3.3.6)$$

где је: a_4, b_4, a_{54}, a_{56} – вектори положаја средишта зглоба у којем се хидроцилиндр кашике, двокрака полуга и спона везују за чланове кинематичког ланца манипулатора, c_5, c_6 - кинематичке дужине двокраке полуге и споне.

3.3.1.3. Геометријске величине. - Унутрашње (генералисане) координате математичког модела кинематичког ланца утоваривача представљају углови θ_i ($i=1..4$) (сл. 3.3.1) релативног положаја члана L_i у односу на претходни члан L_{i-1} при ротацији око осе зглоба O_i :

$$\theta_1 = \theta_2 = 0 \quad \theta_3 = \varphi_{3m} \quad \theta_4 = \varphi_{4m} - \gamma_m - \varphi_{3m} \quad (3.3.7)$$

Положај члана ланца L_i у односу на хоризонталну OXZ раван апсолутног координатног система одређен је углом:

$$\varphi_i = \sum_{i=3}^i \theta_i \quad \forall i = 3,4 \quad (3.3.8)$$

Вектори r_i положаја средишта зглобова чланова кинематичког ланца и погонских механизма r_{ij} :

$$r_i = \sum_{j=1}^{i-1} A_{jo} \tilde{s}_j \quad r_{ij} = r_{i-1} + A_{io} a_{ij} \quad (3.3.9)$$

и вектори r_{ti} положаја средишта маса чланова кинематичког ланца утоваривача:

$$r_{ti} = r_i + A_{io} \tilde{t}_i \quad (3.3.10)$$

где је: A_{jo}, A_{io} – прелазне матрице за трансформацију вектора из локалног у апсолутни координатни систем математичког модела утоваривача [90]:

$$A_{io} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_i & -\sin \varphi_i & 0 \\ \sin \varphi_i & \cos \varphi_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \quad \forall i = 3,4 \quad (3.3.11)$$

3.3.1.4. Моменти оптерећења погонских механизма.- На основу мерених величина (Табела Т3.3.1) стања утоваривача при раду у експлоатационим условима одређени су укупни моменти оптерећења погонских механизма манипулатора и моменти оптерећења само од гравитационих сила (тежина) чланова кинематичког ланца утоваривача.

Укупни моменти оптерећења представљају негативне вредности погонских момента механизма одређених зависно од положаја кинематичког ланца утоваривача и сила хидроцилиндара, односно мерених величина: углава положаја стреле и кашике и притисака у водовима хидроцилиндара. Укупни моменти оптерећења механизма одређени експерименталним поступком узимају у обзир деловање гравитационих, инерцијалних оптерећења и оптерећења захватања материјала која се јављају током манипулационих задатака утоваривача.

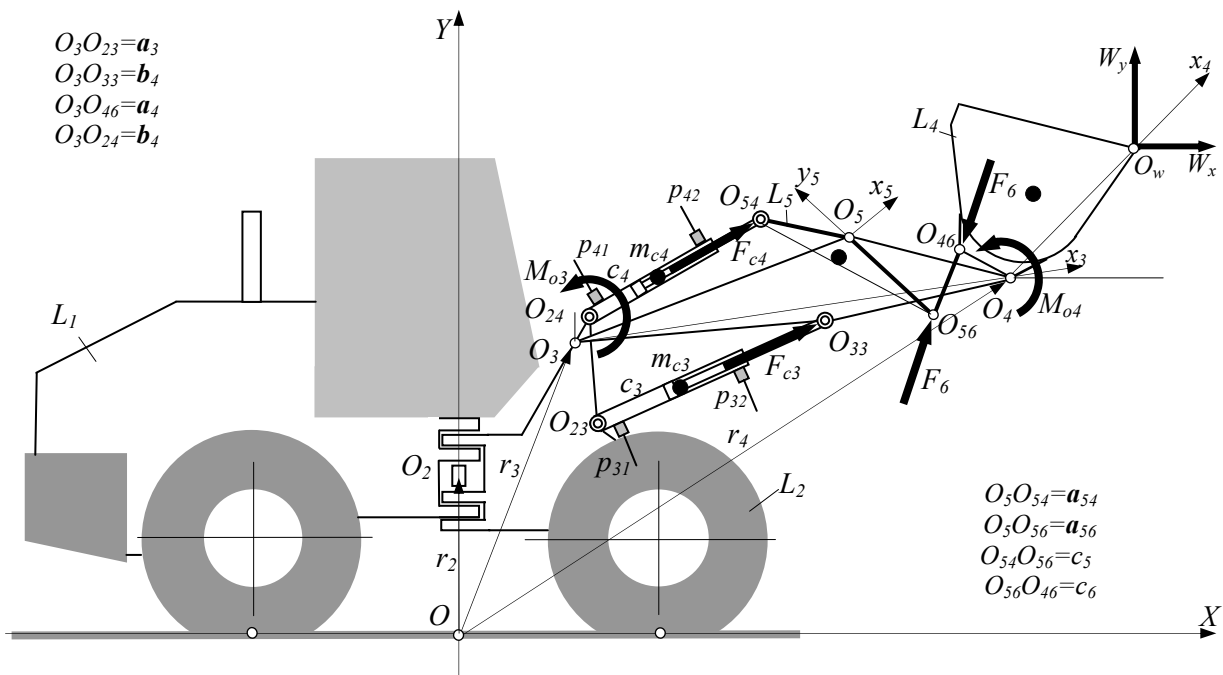
Момент M_{o3} оптерећења механизма стреле (сл. 3.3.2):

$$M_{o3} = -(\mathbf{F}_{c3} \times (\mathbf{r}_{33} - \mathbf{r}_3)) \cdot \mathbf{e}_3 = -F_{c3}(\mathbf{u}_{c3} \times (\mathbf{r}_{33} - \mathbf{r}_3)) \cdot \mathbf{e}_3 \quad (3.3.12)$$

где је: $\mathbf{r}_3, \mathbf{r}_{33}$ - вектори положаја зглоба O_3 и зглоба O_{33} којим се хидроцилиндар везује за стрелу, \mathbf{e}_3 - јединични вектор осе зглоба O_3 , F_{c3} - интензитет силе хидроцилиндара стреле, \mathbf{u}_{c3} - јединични вектор силе извлачења хидроцилиндара стреле одређени једначинама:

$$F_{c3} = n_{c3} \frac{\pi}{4} [D_3^2 \cdot p_{31} - (D_3^2 - d_3^2) \cdot p_{32}] \quad (3.3.13)$$

$$\mathbf{u}_{c3} = \frac{\mathbf{r}_{33} - \mathbf{r}_{23}}{\|\mathbf{r}_{33} - \mathbf{r}_{23}\|} \quad (3.3.14)$$



Сл. 3.3.2 Математички модел за експерименталну анализу утоваривача

Момент M_{O_4} оптерећења погонског механизма кашике за осу зглоба O_4 (сл.3.3.2):

$$M_{O_4} = -(\mathbf{F}_6 \times (\mathbf{r}_{46} - \mathbf{r}_4)) \cdot \mathbf{e}_4 = -F_6 (\mathbf{u}_6 \times (\mathbf{r}_{46} - \mathbf{r}_4)) \cdot \mathbf{e}_4 \quad (3.3.15)$$

где је: F_6 , \mathbf{u}_6 - интензитет и јединични вектор силе у спони L_5 механизма кашике, \mathbf{r}_4 , \mathbf{r}_{46} - вектори положаја зглоба O_4 и зглоба O_{45} којим се спона везује за кашику, \mathbf{e}_4 - јединични вектор осе зглоба O_4 .

Интензитет силе F_6 у спони се одређује зависно од силе F_{c4} хидроцилиндра кашике (занемаривањем маса чланова механизма кашике) из услова равнотеже $\Sigma M_{O_5} = 0$ дво-краке полуге за осу зглоба O_5 израженог једначином (сл. 3.3.2):

$$F_{c4} (\mathbf{u}_{c4} \times (\mathbf{r}_{54} - \mathbf{r}_5)) \cdot \mathbf{e}_5 + F_6 (\mathbf{u}_6 \times (\mathbf{r}_{56} - \mathbf{r}_5)) \cdot \mathbf{e}_5 = 0 \quad (3.3.16)$$

односно:

$$F_6 = -F_{c4} \frac{(\mathbf{u}_{c4} \times (\mathbf{r}_{54} - \mathbf{r}_5)) \cdot \mathbf{e}_5}{(\mathbf{u}_6 \times (\mathbf{r}_{56} - \mathbf{r}_5)) \cdot \mathbf{e}_5} \quad (3.3.17)$$

где је: F_{c4} , \mathbf{u}_{c4} - интензитет и јединични вектор силе извлачења хидроцилиндра кашике, \mathbf{e}_5 , \mathbf{u}_6 - јединични вектор осе зглоба O_5 и силе F_6 у спони, одређени једначинама:

$$F_{c4} = n_{c4} \frac{\pi}{4} [D_4^2 \cdot p_{41} - (D_4^2 - d_4^2) \cdot p_{42}] \quad (3.3.18)$$

$$\mathbf{u}_{c4} = \frac{\mathbf{r}_{54} - \mathbf{r}_{24}}{\|\mathbf{r}_{54} - \mathbf{r}_{24}\|}; \quad \mathbf{u}_6 = \frac{\mathbf{r}_{46} - \mathbf{r}_{56}}{\|\mathbf{r}_{46} - \mathbf{r}_{56}\|} \quad (3.3.19)$$

Моменти оптерећења механизма манипулатора од гравитационих сила чланова кинематичког ланца и механизма утоваривача (сл.3.3.2):

- механизма стреле за осу зглоба O_3 :

$$\mathbf{M}_{g3} = -g [m_4 ((\mathbf{r}_{14} - \mathbf{r}_3) \times \mathbf{j}) + 0,5m_6 ((\mathbf{r}_{46} + \mathbf{r}_{56} - 2\mathbf{r}_3) \times \mathbf{j}) + m_5 ((\mathbf{r}_{15} - \mathbf{r}_3) \times \mathbf{j}) + m_3 ((\mathbf{r}_{13} - \mathbf{r}_3) \times \mathbf{j}) + 0,5m_{c4} ((\mathbf{r}_{54} - \mathbf{r}_3) \times \mathbf{j}) + 0,5m_{c3} ((\mathbf{r}_{33} - \mathbf{r}_3) \times \mathbf{j})] \quad (3.3.20)$$

$$M_{g3} = \mathbf{M}_{g3} \cdot \mathbf{e}_3 \quad (3.3.21)$$

- механизма кашике за осу зглоба O_4 :

$$\mathbf{M}_{g4} = -g [m_4 ((\mathbf{r}_{14} - \mathbf{r}_4) \times \mathbf{j}) + 0,5m_6 ((\mathbf{r}_{46} - \mathbf{r}_4) \times \mathbf{j})] \quad (3.3.22)$$

$$M_{g4} = \mathbf{M}_{g4} \cdot \mathbf{e}_4 \quad (3.3.23)$$

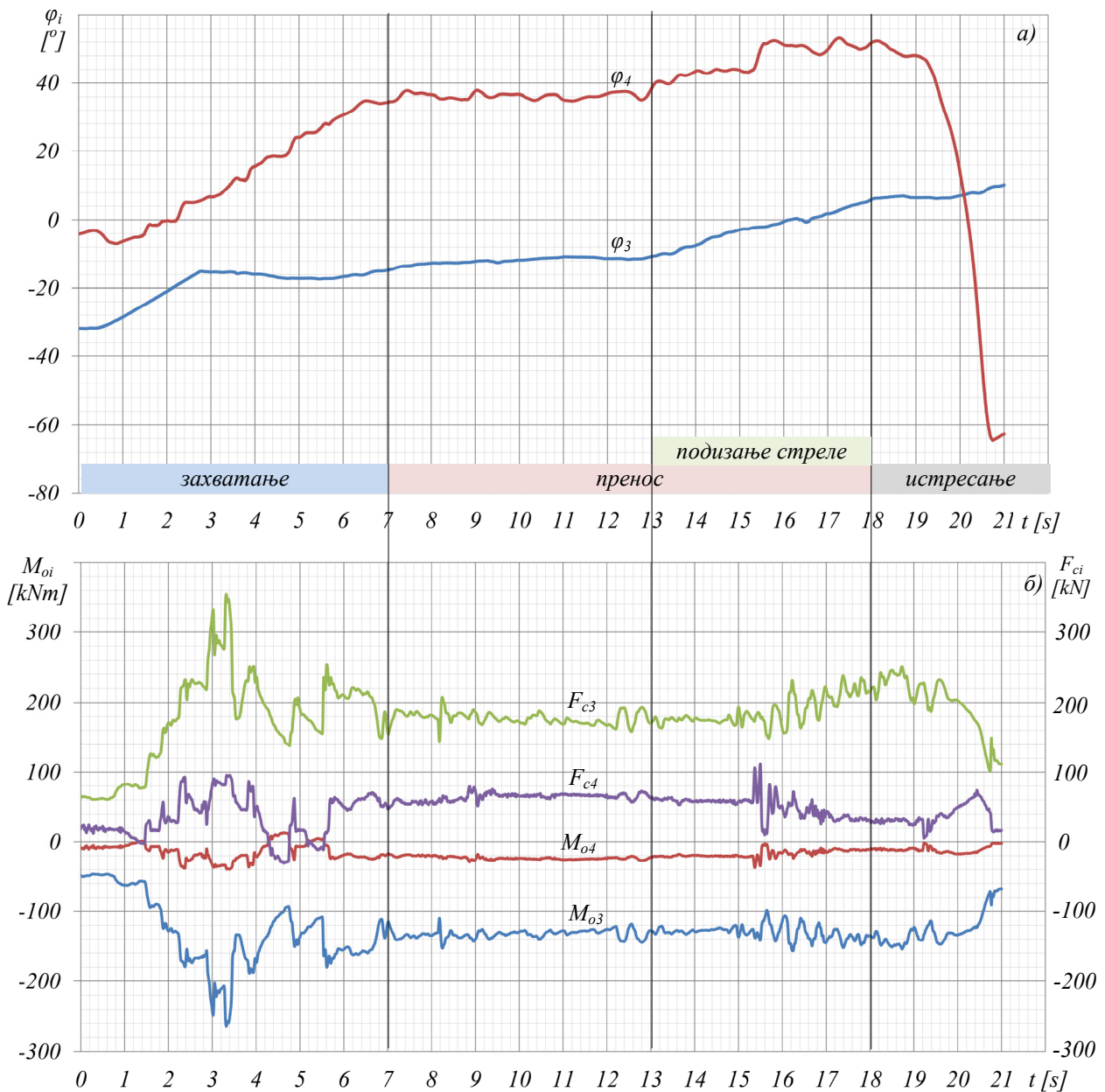
3.3.2. Резултати експерименталне анализе

На основу претходно дефинисаног математичког модела развијен је програм за анализу погонских механизма манипулатора утоваривача на основу мерених величина стања утоваривача при раду у експлоатационим условима.

Коришћењем развијеног програма, према задатим параметрима испитиваног модела утоваривача B (Прилог П2, Табела П2.1-П2.7) и мереним величинама (Табела Т3.3.1),

одређени су, зависно од времена трајања експлоатационих манипулационих задатака б и 3 (Прилог ПЗ, сл.ПЗ.5 и сл.ПЗ.6), положаји координата зглобова кинематичког ланца и механизма утоваривача, силе хидроцилиндара F_{c3} и F_{c4} и моменти оптерећења M_{o3} , M_{o4} погонског механизма стреле L_3 и кашике L_4 манипулатора.

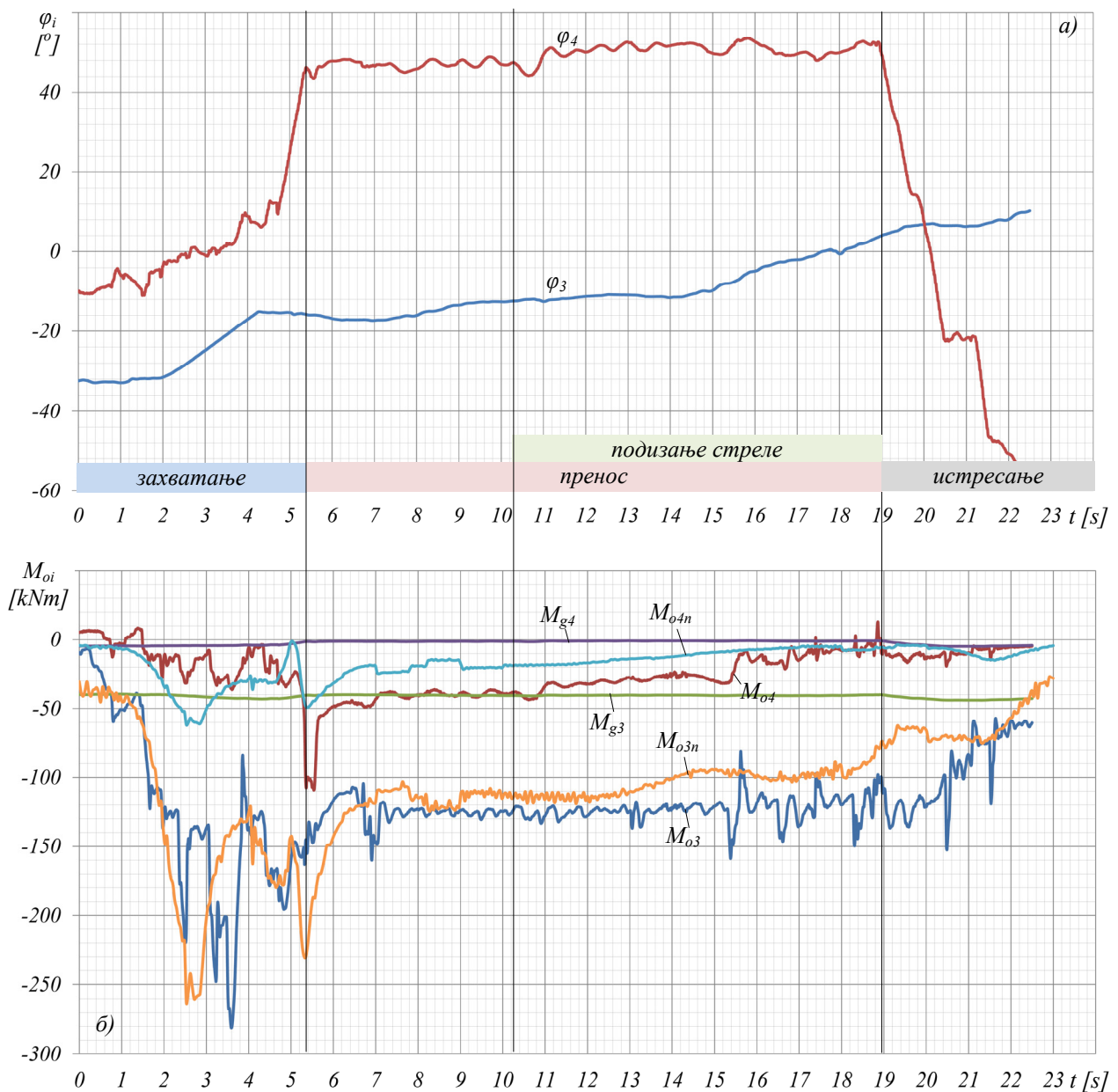
Промена измерених углова φ_{3m} и φ_{4m} (сл. 3.3.3а и сл. 3.3.4а) положаја стреле и кашике показује да се, при експлоатационим манипулационим задацима, захватање материјала одвијало скоковитом путањом продирања кашике, јер је већим периодом операције захватања ($t=0-7s$) растао угао φ_{3m} , са подизањем стреле, уз пораст угла φ_{4m} , односно затварања кашике. Током операције преноса материјала ($t=7-19 s$) кашика је била у транспортном



Сл. 3.3.3 Експериментална анализа механизма: а) углови положаја стреле и кашике, б) силе хидроцилиндара F_{c3} , F_{c4} и моменти оптерећења M_{o3} и M_{o4} механизма стреле и кашике при манипулационом задатку мерења шест (Прилог ПЗ)

положају - угао φ_{4m} се није мењао, а стрела се подизала према положају истоvara материјала - угао φ_{3m} је постепено растао.

Моменти M_{o3} , M_{o4} (сл. 3.3.3 б) оптерећења погонских механизма манипулатора утоваривача током манипулационих задатака имају сличан карактер промене као силе F_{c3} и F_{c4} хидроцилиндара механизма. Највеће вредности момената оптерећења се јављају ($t=0-7$ s) при операцији захватања материјала. При операцијама преноса материјала ($t=7-19$ s) на оптерећење механизма манипулатора имају највећи утицај моменти од гравитационих сила захваћеног материјала, с обзиром да су моменти оптерећења M_{g3} и M_{g4} (сл. 3.3.4 б), од гравитационих сила чланова кинематичког ланца и погонских механизма релативно мали.



Сл. 3.3.4 Експериментална анализа механизма: а) углови положаја стреле и кашике, б) моменти оптерећења механизма стреле и кашике одређени нумерички M_{o3n} , M_{o4n} и експерименталним поступком M_{o3} и M_{o4}

Добијени резултати експерименталне анализе механизма манипулатора потврђују претходне резултате добијене нумеричком симулацијом утоваривача. На то указује и упоредна анализа момената M_{o3} и M_{o4} (сл. 3.3.4 б) оптерећења одређених на основу мерних величина стања утоваривача при раду у експлоатационим условима и момената оптерећења M_{o3n} и M_{o4n} одређених (поглавље 3.2.3.2, сл. 3.2.7) динамичком нумеричком симулацијом утоваривача манипулационим задатком са степенастом путањом захватања материјала. Дијаграми показују да моменти оптерећења механизма имају сличан карактер промена и приближно исте интензитета током трајања манипулационог задатка утоваривача. Незнатне разлике се јављају услед разлике нумерички моделиране запремине захваћеног материјала и запремине захваћеног материјала при манипулационим задацима у експлоатационим условима рада утоваривача.

3.3.2.1. Показатељи анализе.- Основни резултати претходне нумеричке и експерименталне анализе погонских механизма манипулатора Z кинематике утоваривача, значајни за поступак њихове синтезе, показују да је:

- примарна функција утоваривача је прекидни транспорт материјала са алатом у облику кашике,
- општи циклични манипулациони задатак примарне функције утоваривача чине операције: захватање, пренос и истовар материјала и поново враћање у положај новог захватања,
- операција захватања материјала најчешће се одвија праволинијском, степенастом или лучном путањом продирања кашике у масив материјала,
- моменти оптерећења погонских механизма манипулатора Z кинематике утоваривача су највећи при операцији захватања материјала,
- највећи утицај на оптерећење погонских механизма манипулатора при операцији преноса имају моменти гравитационих сила захваћеног материјала кашиком манипулатора,
- утицај динамичких оптерећења насталих кретањем чланова кинематичког ланца утоваривача на оптерећења погонских механизма манипулатора је незнатан у односу на примарна оптерећења која настају захватањем материјала,
- добијени резултат динамичке нумеричке анализе механизма утоваривача с довољном тачношћу потврђен резултатима експерименталних истраживања.

4. СИНТЕЗА МЕХАНИЗАМА МАНИПУЛАТОРА УТОВАРИВАЧА

4.1. ОПШТЕ

За синтезу погонских механизма манипулатора утоваривача развијен је поступак вишекритеријумске синтезе с обзиром да су претходне анализе показале сложеност њихових функција и структуре. Принципијелно, синтезом се одређују преносни и трансформациони параметри и параметри структурне грађе механизма на основу задатих параметара услова рада - улазних параметара и параметара учинка - излазних параметара механизма.

Поступак развијене методологије вишекритеријумске синтезе механизма манипулатора утоваривача има три фазе:

- генерисање варијантних решења механизма,
- дефинисање и нормирање критеријума синтезе,
- вредновање и избор механизма методом вишекритеријумског одлучивања.

У овом поглављу дефинисан је математички модел и развијен програм за генерисање могућих варијантних решења погонских механизма манипулатора Z кинематике.

При генерисању варијантних решења механизма обласћу претраживања су обухваћени: преносни параметри - координате зглобова и дужине преносних полуа механизма и трансформациони параметри - величине хидроцилиндара механизма.

Развијеним програмом се прво генеришу преносни параметри механизма коришћењем генетског алгоритма, а затим се генеришу трансформациони параметри механизма поступком секвенцијалног претраживања датотеке расположивих дискретних стандардних величина хидроцилиндара.

Преносни параметри се генеришу на основу функције циља дефинисане према захтеву за максималну функционалну зависност механизма манипулатора.

Варијанте механизма се генеришу уз ограничења која се односе на: кинематику механизма у граничним положајима манипулатора, дозвољене карактеристике хидроцилиндара механизма манипулатора, потребне погонске моменте механизма и задату декларисану силу кидања материјала кашиком манипулатора.

4.2. ГЕНЕРИСАЊЕ ВАРИЈАНТИ МЕХАНИЗАМА

При генерисању варијантних решења погонских механизма манипулатора задаје се скуп величина (једначина 2.3.1) (сл. 4.2.1):

$$P_m = \{V, X_i, Y_i, \alpha_i, Y_d, Y_t, \alpha_t, t_p, t_i, t_s, F_d, p_{max}\} \quad (4.2.1)$$

дефинисан спроведеном функционалном и параметарском анализом утоваривача (поглавље 2 и 3) који чине: V - запремина кашике, X_i, Y_i, Y_d, Y_t - дохвати радног подручја манипулатора, α_i, α_t - углови положаја кашике при транспорту и истовару, t_p, t_i, t_s - време појединих операција манипулационог задатка, F_d - декларисана сила захватања и p_{max} - максимални притисак хидростатичког система погона манипулатора.

Према задатом скупу величина генерише се, на основу развијеног математичког модела утоваривача, скуп E_v могућих варијантних решења погонских механизма манипулатора:

$$E_v = \{E_{3v}, E_{4v}\} \quad \forall \quad v = 1, \dots, n_v \quad (4.2.2)$$

где је: E_{3v} - могућа варијанта механизма стреле, E_{4v} - могућа варијанта механизма кашике, n_v - број могућих варијанти.

4.2.1. Математички модел утоваривача

Основу математичког модела утоваривача за генерисање варијантних решења механизма манипулатора Z кинематике чини већ развијени математички модел (поглавље 3.3.1, једначина 3.3.2) са познатим параметрима чланова L_i кинематичког ланца утоваривача:

$$L_i = \{\tilde{s}_i, \tilde{t}_i, m_i\} \quad \forall \quad i = 1, \dots, 6 \quad (4.2.3)$$

При генерисању варијантних решења механизма, кинематички ланац манипулатора се посматра у следећим карактеристичним положајима (сл. 4.2.1):

- захватање материјала на највећој дубини Y_d када је грудна равна кашике паралелна са подлогом ослањања машине (положај 1),
- захватање материјала када грудна равна кашике лежи у равани подлоге ослањања машине (положај 2),

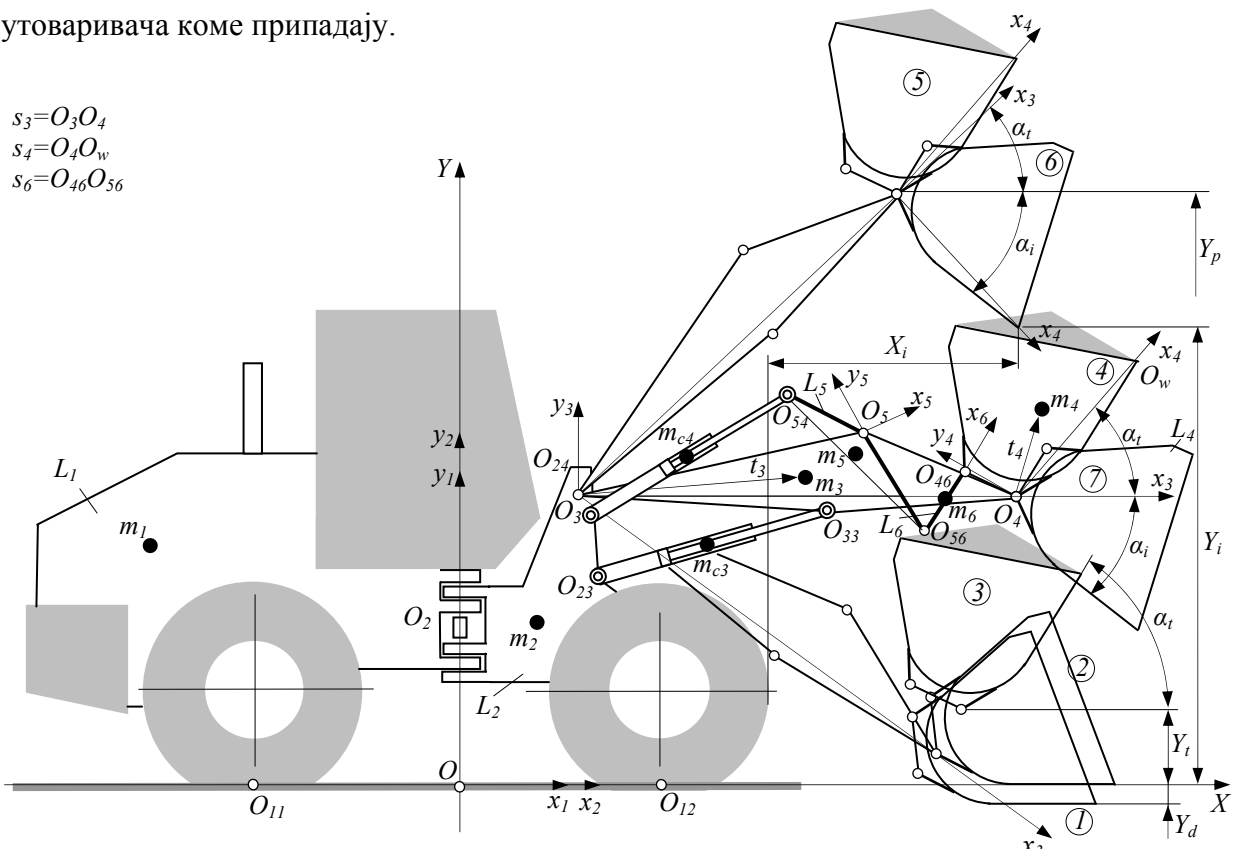
- транспорт (пренос) материјала када је средиште зглоба O_4 везе стреле и кашике на транспортној висини Y_t а грудна раван пуне кашике под углом α_t преноса материјала без просипања (положај 3),
- највећи хоризонтални дохват пуне кашике под углом α_t преноса без просипања материјала (положај 4),
- највећа висина подизања Y_p пуне кашике под углом α_t преноса без просипања материјала (положај 5),
- минимална висина Y_i и дохват X_i истоваара кашиком под углом α_i истоваара материјала (положај 6),
- највећи хоризонтални дохват кашике при углу истресења α_i , (положај 7).

Општи модели механизма стреле E_{3v} и механизма кашике E_{4v} који припадају скупу E_v могућих варијантних решења механизма манипулатора утоваривача одређени су скуповима:

$$E_{3v} = \{e_{3j}\} \quad \forall \quad j = 1, \dots, 9 \quad (4.2.4)$$

$$E_{4v} = \{e_{4j}\} \quad \forall \quad j = 1, \dots, 15 \quad (4.2.5)$$

где је: e_{3j} , e_{4j} - параметри погонских механизма стреле и кашике (Табела Т4.2.1, Табела Т4.2.2) одређени у локалним координатним системима чланова кинематичког ланца утоваривача коме припадају.



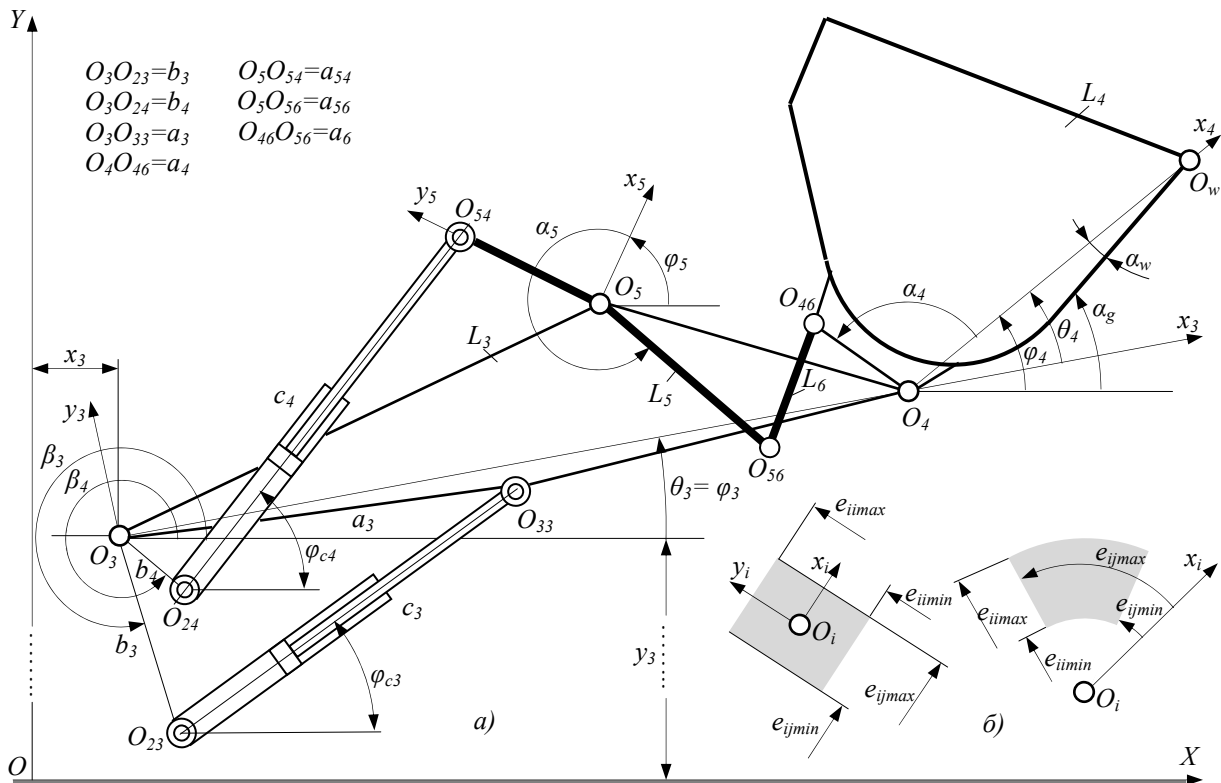
Сл. 4.2.1 Карактеристични положаји манипулатора утоваривача током манипулационог задатка

Табела Т4.2.1 Параметри механизма стреле (сл. 4.2.1)

Назив параметра	Ознака
Координате зглоба O_{23} за везу цилиндра стреле за предњи члан L_2 кретног механизма дефинисане у локалном координатном систему члана L_2	$b_3=e_{31}$ $\beta_3=e_{32}$
Координате зглоба O_{33} за везу цилиндра стреле за стрелу L_3 дефинисане у локалном координатном систему стреле L_3	$a_{3x}=e_{33}$ $a_{3y}=e_{34}$
Пречник клипа и клипњаче цилиндра стреле c_3	$D_3=e_{35}$ $d_3=e_{36}$
Минимална (почетна) дужина цилиндра стреле	$c_{3min}=e_{37}$
Максимална (крајња) дужина цилиндра стреле	$c_{3max}=e_{38}$
Број цилиндара стреле	$n_{c3}=e_{39}$

Табела Т4.2.2 Параметри механизма кашике (сл. 4.2.2)

Назив параметра	Ознака
Координате зглоба O_{24} везе цилиндра кашике за предњи члан L_2 кретног механизма дефинисане у локалном координатном систему члана L_2	$b_3=e_{41}$ $\beta_3=e_{42}$
Координате зглоба O_5 везе стреле L_3 и двокраке полуге L_5 дефинисане у локалном координатном систему стреле L_3	$x_{35}=e_{43}$ $y_{35}=e_{44}$
Координате зглоба O_{46} везе кашике L_4 и споне L_6	$a_4=e_{45}$ $a_4=e_{46}$
Дужина крака двокраке полуге L_5 која се спаја са цилиндром кашике c_4	$a_{54}=e_{47}$
Дужина крака двокраке полуге L_5 која се спаја са спонем L_6	$a_{56}=e_{48}$
Угао између крака двокраке полуге	$\alpha_5=e_{49}$
Дужина споне L_6	$a_6=e_{410}$
Пречник клипа цилиндра стреле	$D_4=e_{411}$
Пречник клипњаче цилиндра стреле	$d_4=e_{412}$
Минимална (почетна) дужина цилиндра кашике	$c_{4min}=e_{413}$
Максимална (крајња) дужина цилиндра кашике	$c_{4max}=e_{414}$
Број цилиндара кашике	$n_{c4}=e_{415}$



Сл.4.2.2 Параметри механизма манипулатора: а) координате зглобова и б) границе области координата зглобова опсега претраживања

4.2.1.1. Геометријске величине.- У општем положају кинематичког ланца утоваривача при дужини $c_3=[c_{3min}, c_{3max}]$ хидроцилиндра стреле и дужини $c_4=[c_{4min}, c_{4max}]$ хидроцилиндра кашике генералисане координате - углови положаја стреле θ_3, φ_3 и кашике θ_4, φ_4 и координате зглобова кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора су одређене у апсолутном координатном систему следећим једначинама (сл. 4.2.2):

Релативни и апсолутни положај стреле:

$$\theta_3 = \varphi_3 = \beta_3 + \arccos \frac{b_3^2 + a_{3x}^2 + a_{3y}^2 - c_3^2}{2 \cdot b_3 \cdot (a_{3x}^2 + a_{3y}^2)^{0.5}} + \arctg \frac{a_{3y}}{a_{3x}} - 360^\circ \quad (4.2.6)$$

Вектори положаја зглобова O_{33}, O_{35}, O_4 на стрели манипулатора:

$$\mathbf{r}_{33} = \mathbf{r}_3 + \mathbf{A}_{30} \begin{Bmatrix} a_{3x} \\ a_{3y} \end{Bmatrix} = \mathbf{r}_3 + \begin{vmatrix} \cos \varphi_3 & -\sin \varphi_3 \\ \sin \varphi_3 & \cos \varphi_3 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} a_{3x} \\ a_{3y} \end{Bmatrix} = \mathbf{r}_3 + \begin{Bmatrix} a_{3x} \cdot \cos \varphi_3 - a_{3y} \cdot \sin \varphi_3 \\ a_{3x} \cdot \sin \varphi_3 + a_{3y} \cdot \cos \varphi_3 \end{Bmatrix} \quad (4.2.7)$$

$$\mathbf{r}_5 = \mathbf{r}_3 + \mathbf{A}_{30} \begin{Bmatrix} x_{35} \\ y_{35} \end{Bmatrix} = \mathbf{r}_3 + \begin{vmatrix} \cos \varphi_3 & -\sin \varphi_3 \\ \sin \varphi_3 & \cos \varphi_3 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} x_{35} \\ y_{35} \end{Bmatrix} = \mathbf{r}_3 + \begin{Bmatrix} x_{35} \cdot \cos \varphi_3 - y_{35} \cdot \sin \varphi_3 \\ x_{35} \cdot \sin \varphi_3 + y_{35} \cdot \cos \varphi_3 \end{Bmatrix} \quad (4.2.8)$$

$$\mathbf{r}_4 = \mathbf{r}_3 + \mathbf{A}_{30} \begin{Bmatrix} s_3 \\ 0 \end{Bmatrix} = \mathbf{r}_3 + \begin{vmatrix} \cos \varphi_3 & -\sin \varphi_3 \\ \sin \varphi_3 & \cos \varphi_3 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} s_3 \\ 0 \end{Bmatrix} = \mathbf{r}_3 + \begin{Bmatrix} s_3 \cdot \cos \varphi_3 \\ s_3 \cdot \sin \varphi_3 \end{Bmatrix} \quad (4.2.9)$$

Јединични вектор силе извлачења хидроцилиндра стреле:

$$\mathbf{u}_{c3} = \frac{\mathbf{r}_{33} - \mathbf{r}_{23}}{\|\mathbf{r}_{33} - \mathbf{r}_{23}\|} \quad (4.2.10)$$

Једнични вектор силе извлачења хидроцилиндра кашике:

$$\mathbf{u}_{c4} = \cos \varphi_{c4} \cdot \mathbf{i} + \sin \varphi_{c4} \cdot \mathbf{j} \quad (4.2.11)$$

где је: φ_{c4} - угао положаја осе хидроцилиндра кашике одређен из троугла $\Delta O_{24}O_5O_{54}$, једначином:

$$\varphi_{c4} = \arccos \frac{\|\mathbf{r}_5 - \mathbf{r}_{24}\|^2 + c_4^2 - a_{54}^2}{2 \cdot \|\mathbf{r}_5 - \mathbf{r}_{24}\| \cdot c_4} + \arccos \frac{(\mathbf{r}_5 - \mathbf{r}_{24}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_5 - \mathbf{r}_{24}\|} \cdot \mathbf{i} \quad (4.2.12)$$

Вектори положаја зглобова O_{54} и O_{56} и угао φ_5 координатног система $O_5x_5y_5$ дво-краке полуге механизма кашике:

$$\mathbf{r}_{54} = \mathbf{r}_{24} + c_4 \cdot \mathbf{u}_{c4} \quad (4.2.13)$$

$$\varphi_5 = \arccos \frac{(\mathbf{r}_{54} - \mathbf{r}_{35}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_{54} - \mathbf{r}_{35}\|} \cdot \mathbf{i} - 90^\circ \quad (4.2.14)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{56} &= \mathbf{r}_5 + \mathbf{A}_{50} \begin{Bmatrix} a_{56} \cdot \cos \alpha_5 \\ a_{56} \cdot \sin \alpha_5 \end{Bmatrix} = \mathbf{r}_5 + \begin{vmatrix} \cos \varphi_5 & -\sin \varphi_5 \\ \sin \varphi_5 & \cos \varphi_5 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} a_{56} \cdot \cos \alpha_5 \\ a_{56} \cdot \sin \alpha_5 \end{Bmatrix} = \\ &= \mathbf{r}_5 + \begin{Bmatrix} a_{56} \cdot \cos \alpha_5 \cdot \cos \varphi_5 - a_{56} \cdot \sin \alpha_5 \cdot \sin \varphi_5 \\ a_{56} \cdot \cos \alpha_5 \cdot \sin \varphi_5 + a_{56} \cdot \sin \alpha_5 \cdot \cos \varphi_5 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4.2.15)$$

Апсолутни φ_4 и релативни θ_4 угао положаја кашике и апсолутни угао положаја α_g њене грудне равни:

$$\varphi_4 = 180^\circ + \arccos \frac{(\mathbf{r}_4 - \mathbf{r}_{56}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_4 - \mathbf{r}_{56}\|} - \arccos \frac{\|\mathbf{r}_4 - \mathbf{r}_{56}\|^2 + a_4^2 - a_6^2}{2 \cdot \|\mathbf{r}_4 - \mathbf{r}_{56}\| \cdot a_4} - \alpha_4 \quad (4.2.16)$$

$$\theta_4 = \varphi_4 - \theta_3 \quad (4.2.17)$$

$$\alpha_g = \varphi_4 + \alpha_w \quad (4.2.18)$$

где је: α_w - угао грудне равни кашике у локалном координатном систему кашике.

Вектор положаја зглоба O_{46} и средишта O_w резне ивице:

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{46} &= \mathbf{r}_4 + \mathbf{A}_{40} \begin{Bmatrix} a_4 \cos \alpha_4 \\ a_4 \sin \alpha_4 \end{Bmatrix} = \mathbf{r}_4 + \begin{vmatrix} \cos \varphi_4 & -\sin \varphi_4 \\ \sin \varphi_4 & \cos \varphi_4 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} a_4 \cos \alpha_4 \\ a_4 \sin \alpha_4 \end{Bmatrix} = \\ &= \mathbf{r}_4 + \begin{Bmatrix} a_4 \cos \alpha_4 \cos \varphi_4 - a_4 \sin \alpha_4 \sin \varphi_4 \\ a_4 \cos \alpha_4 \sin \varphi_4 + a_4 \sin \alpha_4 \cos \varphi_4 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4.2.19)$$

$$\mathbf{r}_w = \mathbf{r}_4 + \mathbf{A}_{40} \begin{Bmatrix} s_4 \\ 0 \end{Bmatrix} = \mathbf{r}_4 + \begin{vmatrix} \cos \varphi_4 & -\sin \varphi_4 \\ \sin \varphi_4 & \cos \varphi_4 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} s_4 \\ 0 \end{Bmatrix} = \mathbf{r}_4 + \begin{Bmatrix} s_4 \cos \varphi_4 \\ s_4 \sin \varphi_4 \end{Bmatrix} \quad (4.2.20)$$

Вектори положаји средишта маса стреле L_3 , кашике L_4 и двокраке полуге L_5 :

$$\mathbf{r}_{l3} = \mathbf{r}_3 + \mathbf{A}_{30} \cdot \tilde{\mathbf{t}}_3 \quad (4.2.21)$$

$$\mathbf{r}_{l4} = \mathbf{r}_4 + \mathbf{A}_{40} \cdot \tilde{\mathbf{t}}_4 \quad (4.2.22)$$

$$\mathbf{r}_{l5} = \mathbf{r}_{35} + \mathbf{A}_{50} \cdot \tilde{\mathbf{t}}_5 \quad (4.2.23)$$

4.2.1.2. Погонски моменти.- У општем положају кинематичког ланца манипулатора при дужини c_3 хидроцилиндра стреле и дужини c_4 хидроцилиндра кашике и притисцима у потисним/повратним (p/p_o) водовима, погонски моменти механизма стреле и кашике одређени су једначинама:

Погонски моменти механизма стреле:

$$M_{p3} = \begin{cases} M_{p31} = i_3 \cdot F_{c31} = i_3 \cdot n_{c3} \left[\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} p - \frac{D_3^2 - d_3^2}{4} \pi \cdot p_o \right] \eta_{cm} \\ M_{p32} = i_3 \cdot F_{c32} = i_3 \cdot n_{c3} \left[\frac{D_3^2 - d_3^2}{4} \pi \cdot p - \frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} p_o \right] \eta_{cm} \end{cases} \quad (4.2.24)$$

где је: n_{c3} , F_{c31}/F_{c32} - број и сила извлачења/увлачења хидроцилиндра стреле, η_{cm} - механички степен корисности хидроцилиндра стреле, i_3 - преносна функција момента механизма стреле одређена једначином:

$$i_3 = ((\mathbf{r}_{33} - \mathbf{r}_3) \times \mathbf{u}_{c3}) \cdot \mathbf{k} \quad (4.2.25)$$

Погонски моменти механизма кашике:

$$M_{p4} = \begin{cases} M_{p41} = i_4 \cdot F_{c41} = i_4 \cdot n_{c4} \left[\frac{D_4^2 \cdot \pi}{4} p - \frac{D_4^2 - d_4^2}{4} \pi \cdot p_o \right] \eta_{cm} \\ M_{p42} = i_4 \cdot F_{c42} = i_4 \cdot n_{c4} \left[\frac{D_4^2 - d_4^2}{4} \pi \cdot p - \frac{D_4^2 \cdot \pi}{4} p_o \right] \eta_{cm} \end{cases} \quad (4.2.26)$$

где је: n_{c4} , F_{c41}/F_{c42} - број и сила извлачења/увлачења хидроцилиндра кашике, η_{cm} - механички степен корисности хидроцилиндра кашике, i_4 - преносна функција момента механизма кашике одређена једначином:

$$i_4 = \frac{((\mathbf{r}_{54} - \mathbf{r}_5) \times \mathbf{u}_{c4}) \cdot \mathbf{k}}{((\mathbf{r}_{56} - \mathbf{r}_5) \times \mathbf{u}_6) \cdot \mathbf{k}} \frac{((\mathbf{r}_{46} - \mathbf{r}_4) \times \mathbf{u}_6) \cdot \mathbf{k}}{((\mathbf{r}_{56} - \mathbf{r}_5) \times \mathbf{u}_6) \cdot \mathbf{k}} \quad (4.2.27)$$

где је: \mathbf{u}_6 - једнични вектор силе у спони L_6 одређен једначином:

$$\mathbf{u}_6 = \frac{\mathbf{r}_{56} - \mathbf{r}_{46}}{\|\mathbf{r}_{56} - \mathbf{r}_{46}\|} \quad (4.2.28)$$

4.2.2. Поступак генерисања механизма

Варијанте механизма манипулатора утоваривача се генеришу, према претходно дефинисаном математичком моделу утоваривача, претраживањем могућег опсега промена параметара (области оптимизације) и издвајањем могућих варијанти према одређеним ограничењима генерисања.

4.2.2.1. Област генерисања механизма. - При синтези варијантних решења механизма у области генерисања (оптимизације) као променљиве величине јављају се:

- преносни параметри - координате зглобова и дужине полууга преносних делова механизма, обухваћени скуповима (Табела Т4.2.1, Табела Т4.2.2):

$$E_{3vp} = \{e_{3j}\} \quad \forall \quad j = 1, \dots, 4; \quad E_{4vp} = \{e_{4j}\} \quad \forall \quad j = 1, \dots, 10 \quad (4.2.29)$$

- трансформациони параметри - пречници клипова и клипњача хидроцилиндара трансформационих делова механизма:

$$E_{3vt} = \{e_{3j}\} \quad \forall \quad j = 5, 6; \quad E_{4vt} = \{e_{4j}\} \quad \forall \quad j = 11, 12 \quad (4.2.30)$$

Област генерисања (оптимизације) чине могуће промене преносних параметара механизма у опсегу (сл. 4.2.2б):

$$e_{3jmin} \leq e_{3j} \leq e_{3jmax} \quad \forall \quad j = 1, \dots, 4 \quad e_{4jmin} \leq e_{4j} \leq e_{4jmax} \quad \forall \quad j = 1, \dots, 10 \quad (4.2.31)$$

и трансформациони параметри који припадају датотеци D_c (Прилог П2.1, Табела П2.2.1) расположивих хидроцилиндара стандардних пречника клипа и клипњаче:

$$e_{3j} \in D_c \quad \forall \quad j = 5, 6; \quad e_{4j} \in D_c \quad \forall \quad j = 11, 12 \quad (4.2.32)$$

где је: e_{3jmin} , e_{4jmin} , e_{3jmax} , e_{4jmax} - минималне и максималне вредности преносних параметара механизма које се одређују - задају према могућем простору уградње и неометаном релативном кретању чланова погонских механизма манипулатора у односу на чланове кинематичког ланца утоваривача.

У првом кораку поступка синтезе генеришу се преносни параметри механизма, претраживањем области оптимизације помоћу генетског алгоритма а у другом кораку се генеришу трансформациони параметри механизма, секвенцијалним претраживањем датотеке расположивих величина стандардних актуатора - хидроцилиндара механизма.

4.2.2.2. Генерисање преносних параметара механизма. - У итеративном претраживању из области генерисања се издвајају могуће варијанте механизма на основу дефинисаних циљева и ограничења.

Прва ограничења се односе на геометријске услове да механизам кашике нема блокирајуће (мртве) положаје када је манипулатор у почетном транспортном положају 3 (сл. 4.2.3) и у положају истовара 6.

Услови да механизам кашике нема блокирајући положај када је манипулатор у почетном транспортном положају 3 са пуном кашиком под углом α_t непросипања материјала, су изражени неједначинама (сл. 4.2.3):

$$\|\mathbf{r}_{463} - \mathbf{r}_{53}\| < a_{54} + a_5 \quad (4.2.33)$$

$$\alpha_{41} = \arccos \frac{(\mathbf{r}_{43} - \mathbf{r}_{463}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_{43} - \mathbf{r}_{463}\|} > \beta_{41} = \arccos \frac{(\mathbf{r}_{43} - \mathbf{r}_{463}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_{43} - \mathbf{r}_{563}\|} \quad (4.2.34)$$

где је: \mathbf{r}_{463} , \mathbf{r}_{53} , \mathbf{r}_{43} , \mathbf{r}_{463} - вектори положаја средшта зглобова O_5 , O_{46} , O_{44} , O_{56} када је кинематички ланац манипулатора у положају 3 са углом положаја стреле:

$$\theta_3 = \theta_{33} = -\arcsin \frac{y_3 - Y_t}{s_3} \quad (4.2.35)$$

и углом положаја кашике:

$$\theta_4 = \theta_{43} = \alpha_t - \alpha_w - \theta_{33} \quad (4.2.36)$$

Услови да механизам кашике нема блокирајући положај када је манипулатор у положају 6 (сл. 4.2.3) највеће висине Y_i и угла α_t истовара кашике, одређени су неједначинама:

$$\|\mathbf{r}_{466} - \mathbf{r}_{56}\| < a_{56} + a_5 \quad (4.2.37)$$

$$\alpha_{46} = \left| \arccos \frac{(\mathbf{r}_{46} - \mathbf{r}_{466}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_{46} - \mathbf{r}_{466}\|} \right| > \gamma_{46} = \left| \arccos \frac{(\mathbf{r}_{466} - \mathbf{r}_{566}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_{466} - \mathbf{r}_{566}\|} \right| > \beta_{46} = \left| \arccos \frac{(\mathbf{r}_{466} - \mathbf{r}_{56}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_{466} - \mathbf{r}_{56}\|} \right| \quad (4.2.38)$$

$$\|\mathbf{r}_{56} - \mathbf{r}_{24}\| < \|\mathbf{r}_{546} - \mathbf{r}_{24}\| + a_{54} \quad (4.2.39)$$

где је: $r_{56}, r_{466}, r_{46}, r_{566}, r_{24}$ - вектори положаја средишта зглобова O_5, O_{46}, O_4, O_{56} и O_{24} када је кинематички ланца манипулатора у положају 6 са углом положаја стреле (сл. 4.2.3):

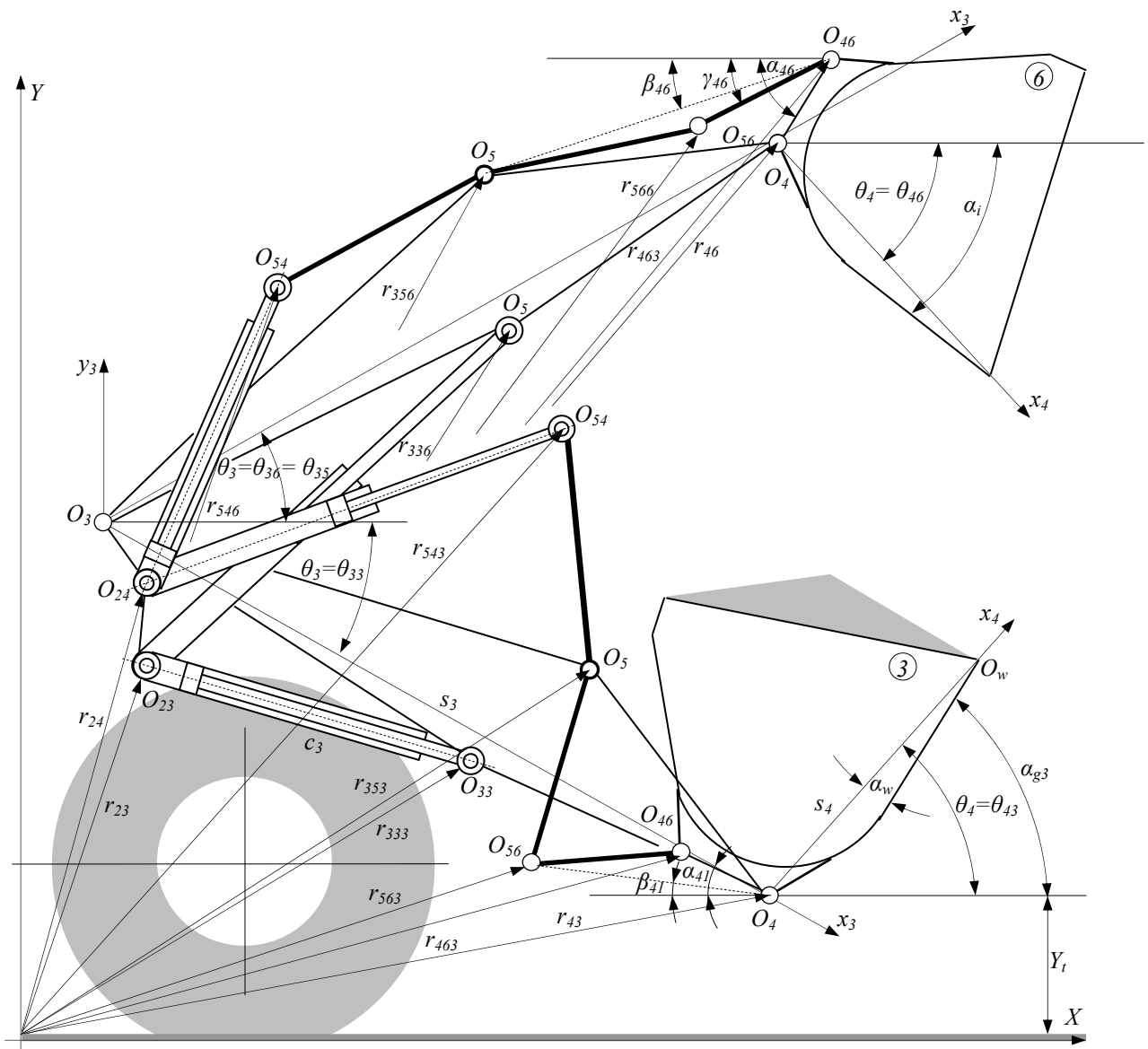
$$\theta_3 = \theta_{36} = \arcsin \frac{Y_i + s_4 \cdot \sin(\alpha_i + \alpha_w) - y_3}{s_3} \quad (4.2.40)$$

и углом положаја кашике:

$$\theta_4 = \theta_{46} = -\alpha_i - \alpha_w - \theta_{36} \quad (4.2.41)$$

За генерисање преносних параметара механизма манипулатора постављен је кинематички критеријум K_1 , први из скупа критеријума оптимизације механизма, са функцијом циља (сл. 4.2.3):

$$f_1 = \min \frac{\sum_{i=1}^{n_s} |\alpha_{gi} - \alpha_i|}{n_s} \quad (4.2.42)$$



Сл. 4.2.3 Манипулатор у почетни транспортном положају 3 и положају истовара 6

где је: α_{gi} - угао положаја грудне равни кашике за одређени угао θ_3 положаја стреле при максималној дужини $c_4=c_{4max}$ хидроцилиндра кашике с којом се постиже положај пуне кашике на почетку операције преноса (транспорта) материјала, α_t - задати угао положаја грудне равни кашике у почетном транспортном положају, n_s - број положаја стреле у опсегу кретања од почетног транспортног положаја 3 до истоварног положаја 5 при чему се угао θ_3 стреле мења у интервалу $\theta_3=[\theta_{33}, \theta_{35}]$.

Дефинисаном функцијом циља f_1 се тежи минималној промени грудног угла α_{gi} кашике да не би дошло до просипања захваћеног материјала подизањем кашике из транспортног у истоварни положај извлачењем (активирањем) само хидроцилиндра стреле док хидроцилиндр кашике задржава (не активира се) максималну дужину постигнуту у почетном транспортном положају кашике. Постављеном функцијом циља се уствари тежи максималној функционалној зависности кретања извршног алата (кашике) механизма кашике од кретања извршног члана (стреле) механизма стреле чиме се постиже олакшано управљање и већа ефикасност рада утоваривача [91][92][93].

4.2.2.3. Генерисање трансформационих параметра механизма. - Претраживањем датотека D_c расположивих хидроцилиндара врши се избор пречника клипа/клипњаче D_i/d_i хидроцилиндра механизма манипулатора уз ограничења која се односе на: конструкционо извођење, брзину извлачења клипњаче и еластичну стабилност - извијање хидроцилиндра и потребне погонске моменте механизма.

Геометријско ограничење хидроцилиндара је условљено конструкционим извођењем хидроцилиндара и одређено је неједначином:

$$2 \cdot c_{imin} - c_{imax} \geq c_c \quad \forall \quad i = 3, 4 \quad (4.2.43)$$

где је: c_{imin} , c_{imax} - минимална (почетна) и максимална (крајња) дужина хидроцилиндра механизма стреле и кашике, c_c - конструкциона константа хидроцилиндра да би се за одређени ход клипњаче конструкционо извео клип ушице цилиндра и ушице клипњаче и уградиле заптивне групе клипњаче хидроцилиндра.

Минимална (почетна) дужина хидроцилиндра механизма стреле:

$$c_{3min} = \|\mathbf{r}_{331} - \mathbf{r}_{23}\| \quad (4.2.44)$$

где је: \mathbf{r}_{331} , \mathbf{r}_{23} - вектори положаја средишта зглобова O_{33} и O_{23} када је кинематички ланац манипулатора у положају 1 на највећој дубини Y_d захватања материјала са углом положаја стреле:

$$\theta_3 = \theta_{31} = -\arcsin \frac{y_3 + Y_d - s_4 \cdot \sin \alpha_w}{s_3} \quad (4.2.45)$$

и углом положаја кашике:

$$\theta_4 = \theta_{41} = -\theta_{31} + \alpha_w \quad (4.2.46)$$

Максимална (крајња) дужина хидроцилиндра механизма стреле (сл. 4.2.4):

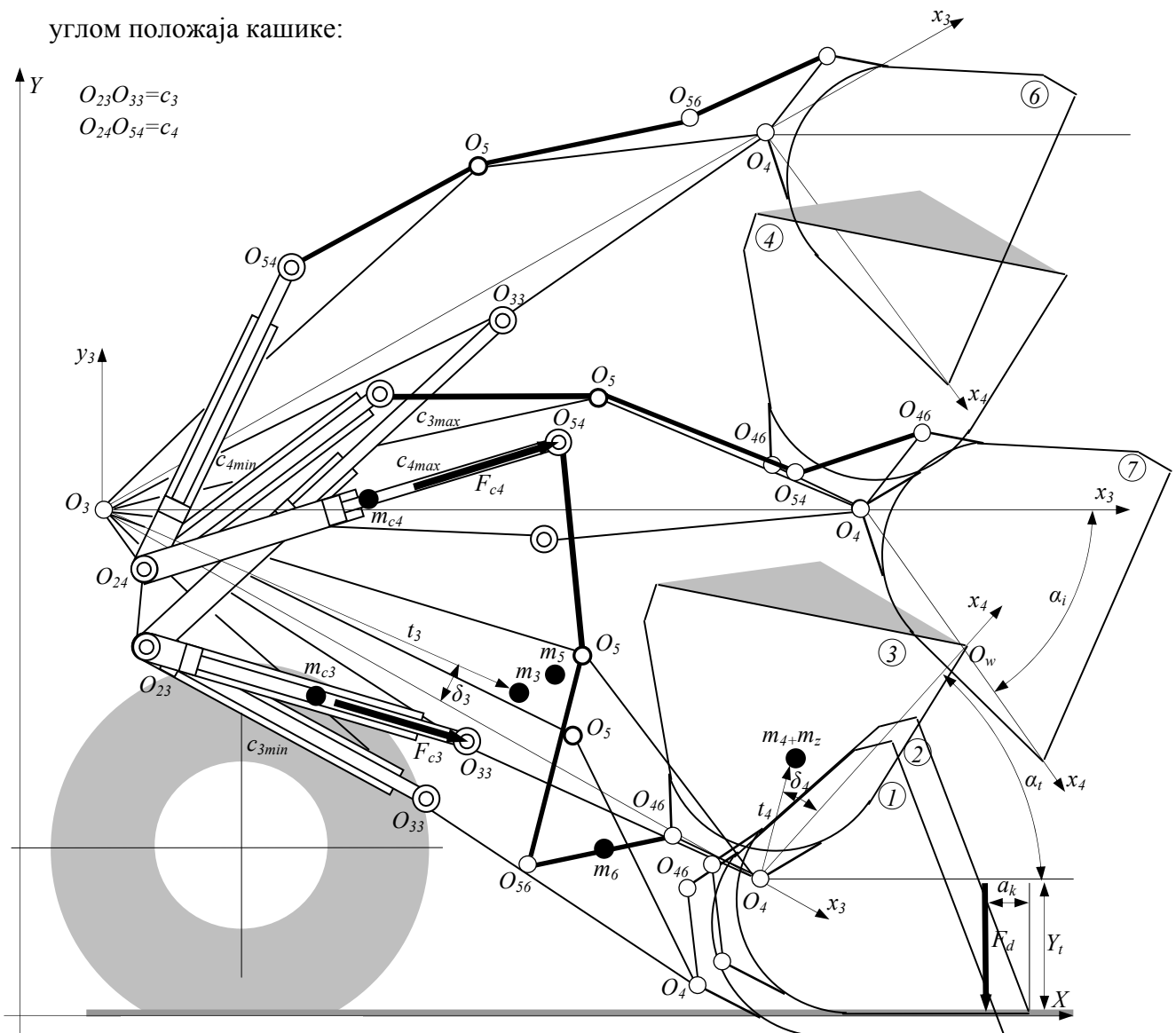
$$c_{3max} = \|\mathbf{r}_{335} - \mathbf{r}_{23}\| \quad (4.2.47)$$

где је: \mathbf{r}_{335} - вектор положаја средишта зглоба O_{33} везе хидроцилиндра стреле када је кинематички ланац утоваривача у положају 5, на максималној висини подизања кашике са углом положаја стреле $\theta_3 = \theta_{35}$.

Минимална (почетна) дужина хидроцилиндра механизма кашике (сл. 4.2.4):

$$c_{4min} = \|\mathbf{r}_{547} - \mathbf{r}_{24}\| \quad (4.2.48)$$

где је: \mathbf{r}_{547} - вектор положаја зглоба O_{54} везе хидроцилиндра кашике за двокраку полуку L_5 када је кинематички ланац манипулатора, у положају 7, највећег хоризонталног дохвата при пражњењу кашике под углом пражњења α_i , са углом положаја стреле $\theta_3 = \theta_{37} = 0^\circ$ и углом положаја кашике:



Сл. 4.2.4 Положаји манипулатора при минималним и максималним дужинама хидроцилиндара механизма стреле и кашике

$$\theta_4 = \theta_{47} = -(\alpha_i + \alpha_w) \quad (4.2.49)$$

Максимална (крајња) дужина хидроцилиндра механизма кашике:

$$c_{4max} = \|\mathbf{r}_{563} - \mathbf{r}_{24}\| \quad (4.2.50)$$

где је: \mathbf{r}_{563} - вектор средишта зглоба O_{56} везе хидроцилиндра кашике за двокраку полуку L_5 када је кинематички ланац манипулатора, у положају 3, на почетку транспорта - преноса материјала са углом положаја стреле $\theta_3 = \theta_{33}$ и углом положаја кашике $\theta_4 = \theta_{43}$.

Ограничење које се односи на дозвољену брзину кретања клипњаче хидроцилиндра механизма одређено је неједначином:

$$v_{ci_{max}} = \frac{2(c_{i_{max}} - c_{i_{min}})}{t_{i1} + t_{i2} + t_{i3}} \leq v_{cd} \quad \forall \quad i = 3,4 \quad (4.2.51)$$

где је: $v_{ci_{max}}$ - максимална брзина кретања (извлачења-увлачења) одређена за трапезну промену брзине клипњаче од почетне $c_{i_{min}}$ до крајње $c_{i_{max}}$ дужине са временом убрзаног (t_{i1}), једноликог (t_{i2}) и успореног (t_{i3}) кретања, v_{cd} - дозвољена максимална брзина кретања клипњаче хидроцилиндра.

Ограничење везано за еластичну стабилност (извијање) хидроцилиндра изражено је неједначином [94]:

$$F_{ci_{max}} = \frac{D_i^2 \cdot \pi}{4} p_{max} < F_{ck} = \begin{cases} \frac{\pi \cdot E \cdot I_{iz}}{v \cdot c_{i_{max}}} \quad \forall \quad \lambda > \lambda_g, i = 3,4 \\ \frac{d_i \cdot \pi(335 - 0,02 \cdot \lambda)}{4 \cdot v} \quad \forall \quad \lambda > \lambda_g, i = 3,4 \end{cases} \quad (4.2.52)$$

где је: $F_{ci_{max}}$ - максимална сила хидроцилиндра [N], p_{max} - притисак хидроцилиндра [Pa], F_{ck} - критична сила извијања хидроцилиндра одређена према Euler-у ($\lambda > \lambda_g$) или Tetmajer-у ($\lambda < \lambda_g$), E - модул еластичности материјала клипњаче [N/mm^2], v - степен сигурности извијања, D_i , d_i - пречник клипа и клипњаче хидроцилиндра [m], I_{iz} - момент инерције пресека клипњаче (mm^4), λ , λ_g - виткост и гранична виткост одређене једначинама:

$$\lambda = \frac{4 \cdot c_{i_{max}}}{d_i}; \quad \lambda_g = \pi \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_e}}; \quad I_{iz} = \frac{d_i^2 \cdot \pi}{64} \quad (4.2.53)$$

при чему је R_e граница развлачења материјала клипњаче [N/mm^2].

Услов да се погонским механизмом кашике оствари задата декларисана сила кретања F_k дефинисан је као ограничење претраживања неједначинама:

$$|F_k - F_{4k}| < \Delta F_k \quad (4.2.54)$$

$$|F_k - F_{3k}| < \Delta F_k \quad (4.2.55)$$

где је: F_{4k} - сила кидања коју може да оствари активним деловањем погонски механизми кашике при максималном радном притиску p_{max} хидроцилиндра кашике, F_{3k} - сила кидања коју може да одржи пасивним деловањем погонски механизам стреле при блокирајућем притиску p_b хидроцилиндра стреле, ΔF_k - дозвољена разлика задате и могуће декларисане силе кидања.

Сила кидања F_{4k} коју може да оствари механизам кашике одређује се, према стандарду [85] без утицаја гравитационих сила, из услова равнотеже кашике $\Sigma M_{O_4}=0$ за осу зглоба O_4 када је манипулатор у положају 3 (сл. 4.2.4):

$$M_{p43} - F_{4k} \cdot (s_4 \cos \alpha_w - a_k) = 0 \quad (4.2.56)$$

где је: a_k - растојање вертикалног правца деловања декларисане силе од резне ивице кашике, M_{p43} - погонски момент механизма стреле одређен једначином:

$$M_{p43} = F_{c41max} \cdot i_{43} = n_{c4} \frac{D_4^2 \cdot \pi}{4} p_{max} \cdot i_{43} \quad (4.2.57)$$

Сменом претходне једнакости у једначину 4.2.56 добија се, после сређивања, коначно сила кидања F_{4k} :

$$F_{4k} = n_{c4} \frac{D_4^2 \cdot \pi}{4} p_{max} \frac{i_{43}}{s_4 \cdot \cos \alpha_w - a_k} \quad (4.2.58)$$

где је: i_{43} - преносна функција механизма кашике одређена једначином 4.2.27 када је манипулатор у положају 3 дефинисан стандардом [85].

Сила кидања коју може да одржи погонски механизам стреле одређује се, према стандарду [85] без утицаја гравитационих сила, из услова равнотеже манипулатора $\Sigma M_{O_3}=0$ за осу зглоба O_3 када је манипулатор у положају 3 (сл. 4.2.4):

$$M_{p33} - M_{p34} - F_{3k} (s_4 \cdot \cos \theta_{33} + s_4 \cdot \cos \alpha_w - a_k) = 0 \quad (4.2.59)$$

где је: M_{p33} - погонски момент механизма стреле, M_{p34} - момент силе хидроцилиндра кашике за осу зглоба O_3 одређени једначинама:

$$M_{p33} = F_{c31max} \cdot i_{33} = n_{c3} \frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} p_b \cdot i_{33} \quad (4.2.60)$$

$$M_{p34} = F_{c43} \cdot i_{343} = \frac{F_{3k} \cdot (s_4 \cdot \cos \alpha_w - a_k)}{i_{43}} i_{343} \quad (4.2.61)$$

Сменом претходне две једнакости у једначину 4.2.59 добија се коначно сила кидања F_{3k} :

$$F_{3k} = n_{c3} \frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} p_b \frac{i_{33} \cdot i_{43}}{(i_{43} + i_{343})(s_4 \cdot \cos \alpha_w - a_k) + i_{43} \cdot s_3 \cdot \cos \theta_{33}} \quad (4.2.62)$$

где је: i_{33} - преносна функција механизма стреле, i_{43} - преносна функција механизма кашике, i_{343} - преносна функција момента силе хидроцилиндра кашике за осу зглоба O_3 , одређене када је манипулатор у положају 3 једначином:

$$i_{343} = ((\mathbf{r}_{24} - \mathbf{r}_3) \times \mathbf{u}_{f43}) \cdot \mathbf{k} \quad \forall \quad \theta_3 = \theta_{33}, \theta_4 = \theta_{43} \quad (4.2.63)$$

Услов да су погонски моменти механизма већи од момената оптерећења механизма услед деловања гравитационих сила захваћеног материјала и чланова кинематичког ланца манипулатора, у целом опсегу рада, при генерисању варијантних решења механизма, дефинишу се као ограничења изражена неједначином:

$$M_{ip} \geq |M_{ig}| \quad \forall \quad i = 3, 4, \theta_3 = [\theta_{31}, \theta_{36}] \quad (4.2.64)$$

где је: M_{ip} - погонски моменти механизма стреле ($i=3$) и механизма кашике ($i=4$), M_{ig} - моменти оптерећења механизма за осу зглобова O_3 и O_4 одређени према једначинама 3.3.21 и 3.3.23.

4.2.3. Пример генерисања варијанте механизма

На основу претходно дефинисаног математичког модела развијен је програм за генерисање могућих варијантних решења погонских механизма манипулатора Z кинематике утоваривача.

У првом делу програма (сл. 4.2.5) генерише се преносни део механизма - координате зглобова и кинематичке дужине чланова механизма, помоћу генетског алгоритма претраживањем задате области оптимизације коју чине могуће области промена преносних параметара механизма. Могућа варијантна решења преносног дела механизма се издвајају постављеним геометријским ограничењима релативног положаја чланова механизма у одређеним положајима манипулатора и дефинисаном функцијом циља која се односи на преносне функције механизма.

У другом делу програма генерисаном преносном делу механизма одређује се трансформациони део избором актуатора - хидроцилиндра механизма дискретним претраживањем датотеке расположивих величина хидроцилиндара стандардних пречника клипа и клипњаче. Ограничења која су постављена при избору трансформационог дела механизма односе се на дозвољене карактеристике и могућности хидроцилиндара: задату декларисану силу кидања и потребне погонске моменте механизма.

Дискретном претраживању величина хидроцилиндара се прибегло с циљем да се развијени програм може практично користити при синтези механизма, односно пројектовању утоваривача према стандардно расположивим хидроцилиндрима.



Сл. 4.2.5 Алгоритам програма за генерисање механизма манипулатора утоваривача

Коришћењем развијеног програма, као пример, генерисане су могуће варијанте погонских механизма манипулатора рачунског модела утоваривача *A* (Прилог П2 Табела П2.1-П2.2), масе $m=15000\text{ kg}$ и запремине кашике $V=2,7\text{ m}^3$, са познатим параметрима чланова L_i кинематичког ланца и задатим параметрима манипулатора и ограничењима синтезе (Табела Т4.2.3).

Иницијално почетно решење одговара физичком моделу утоваривача *WA320* (произвођача *Komatsu*) према којем су одређене области претраживања (Табела Т4.2.4 и Т4.2.5) променљивих преносних параметара механизма. Датотека D_c хидроцилиндара за претраживање трансформационих параметара механизма је формирана према расположивим хидроцилиндрима фирме *Bosch Rexroth* и *Liebherr* (Прилог П2.1 Табела П2.2.1)[94][95].

Табела Т4.2.3 Задати параметри ограничења синтезе механизма

Назив параметра	Ознака
Максимални хоризонтални дохват/максимална дубина захватања	$X_p/Y_d = 1/-0,105\text{ m}$
Висина/угао кашике при преносу материјала	$Y_t/a_t = 0,425\text{ m}/50^\circ$
Максимална висина/угао истовара	$Y_v/\alpha_i = 2,895\text{ m}/-45^\circ$
Време подизања/истовара/спуштања стреле	$t_p/t_i/t_s = 6/2/3,5\text{ s}$
Декларисана сила кидања/дозвољено одступање силе кидања	$F_d/\Delta F_k = 125/5\text{ kN}$
Максимални радни притисак хидроцилиндара	$p_{max} = 30\text{ MPa}$
Степен сигурности на извијање хидроцилиндара	$\nu = 2,5$

Табела Т4.2.4 Границе области претраживања параметра механизма стреле (сл. 4.2.2)

Назив параметра	Ознака $e_{3jmin} < e_{3j} < e_{3jmax}$
Координате зглоба O_{23} за везу хидроцилиндра стреле за предњи члан L_2 кретног механизма дефинисане у локалном координатном систему члана L_2	$300 < e_{31} = b_3 < 650 \text{ mm}$ $250^\circ < e_{32} = \beta_3 < 275^\circ$
Координате зглоба O_{33} за везу хидроцилиндра стреле за стрелу L_3 дефинисане у локалном координатном систему стреле	$1200 < e_{33} = a_{3x} < 1750 \text{ mm}$ $-150 < e_{34} = a_{3y} < 150 \text{ mm}$
Пречник клипа и клипњаче хидроцилиндра стреле	$e_{35} = D_3$ $e_{36} = d_3$

Табела Т4.2.5 Границе области претраживања параметра механизма кашике (сл. 4.2.2)

Назив параметра	Ознака $e_{4jmin} < e_{4j} < e_{4jmax}$
Координате зглоба O_{24} везе хидроцилиндра кашике за предњи члан L_2 кретног механизма дефинисане у локалном координатном систему члана L_2	$200 < e_{41} = b_4 < 400 \text{ mm}$ $315^\circ < e_{42} = \beta_4 < 370^\circ$
Координате зглоба O_5 везе стреле L_3 и двокраке полуге L_5 дефинисане у локалном координатном систему стреле	$1600 < e_{43} = x_{35} < 1800 \text{ mm}$ $500 < e_{44} = y_{35} < 700 \text{ mm}$
Координате зглоба O_{46} везе кашике L_4 и споне L_6	$270 < e_{45} = a_4 < 470 \text{ mm}$ $80^\circ < e_{46} = \alpha_4 < 100^\circ$
Дужина крака двокраке полуге L_5 која се спаја са хидроцилиндром кашике c_4	$620 < e_{47} = a_{54} < 820 \text{ mm}$
Дужина крака двокраке полуге L_5 која се спаја са споном L_6	$650 < e_{48} = a_{56} < 850 \text{ mm}$
Угао између крака двокраке полуге	$10^\circ < e_{49} = \alpha_5 < 25^\circ$
Дужина споне L_6	$650 < e_{410} = a_6 < 850 \text{ mm}$
Пречник клипа хидроцилиндра стреле	$e_{411} = D_4$
Пречник клипњаче хидроцилиндра стреле	$e_{412} = d_4$

4.2.3.1. Анализа резултата.- За познате параметре кинематичког ланца утоваривача и дату област претраживања, према одређеним ограничењима и дефинисаном функцијом циља, генетском алгоритму је задато да генерише 300 варијанти преносног дела погонских механизма манипулатора. Од 300 генерисаних варијанти преносних параметара механизма према ограничењима која се односе на могућности и карактеристике хидроцилиндара, задату декларисану силу кидања и потребне погонске моменте, издвојено је 26 могућих варијантних решења механизма манипулатора (Табела Т4.2.8) које чине варијанте механизма стреле (Табела Т4.2.6) и варијанте механизма кашике (Табела Т4.2.7). Генерисани скуп могућих варијанти механизма манипулатора показује да механизми стреле и кашике имају различите преносне и трансформационе параметре. Варијанте механизма стреле су са хидроцилиндрима пречника клипа/клипњаче D_3/d_3 : 110/80, 125/90, 140/90, 150/100 а варијанте механизма кашике са хидроцилиндрима пречника клипа/клипњаче D_4/d_4 : 125/90, 140/90, 150/100, 160/100, 170/115, 180/125.

Процес генерисања је показао да варијанте механизма са хидроцилиндрима већег пречника клипа нису генерисане због ограничења која се односе на дозвољену конструкциону константу хидроцилиндара. С друге стране, варијанте механизма са хидроцилиндрима пречника клипа мањег од изабраних нису генерисане због ограничења које се односи на еластичну стабилност - извијање хидроцилиндара.

Табела Т4.2.6 Генерисана варијантна решења погонског механизма стреле (сл. 4.2.2)

n_{m3}	D_3 [mm]	d_3 [mm]	b_3 [mm]	β_3 [°]	a_{3x} [mm]	a_{3y} [mm]	c_{3p} [mm]	c_{3k} [mm]
3.001 ¹⁾	125	90	524	269,7	1655	-129	1340	2058
3.014	125	80	495	259,7	1498	55	1335	1945
3.020	125	80	482	262,6	1614	-15	1402	2028
3.026	110	80	575	262,6	1602	-28	1361	2097
3.028	110	80	583	263,5	1682	-81	1410	2172
3.033	140	90	380	261,9	1604	-16	1431	1930
3.036	125	90	1633	262,3	512	-109	1330	2031
3.051	150	100	343	262,1	1612	-26	1449	1904
3.053	125	90	481	262,8	1655	-23	1438	2066
3.064	140	90	367	262,5	1662	0	1491	1976
3.095	125	90	498	262,6	1628	-16	1410	2056
3.108	150	100	362	267,4	1360	-86	1179	1618
3.111	110	80	621	263,5	1691	-91	1404	2213
3.117	140	90	413	262,7	1667	0	1474	2018
3.135	125	90	524	285,2	1764	-115	1340	2073
3.147	140	90	370	262,4	1658	0	1487	1974
3.150	125	90	486	262,6	1633	-19	1418	2049
3.178	150	100	335	284,7	1434	-78	1183	1629
3.223	125	80	449	260,5	1538	27	1366	1936
3.236	110	80	595	263,1	1657	-7	1390	2161
3.245	150	100	338	262,4	1668	12	1511	1958
3.267	125	80	482	260,3	1526	36	1353	1956
3.271	110	80	614	263,4	1686	-95	1401	2202
3.278	110	80	587	263,3	1689	-78	1418	2184
3.290	125	90	475	262,5	1750	-150	1508	2145
3.295	125	90	475	262,5	1750	150	1585	2182

¹⁾ Параметри погонских механизма стреле и кашике иницијалног физичког модела утоваривача WА320 фирме *Komatsu*

Табела Т4.2.7 Генерисана варијантна решења погонског механизма кашике (сл. 4.2.2)

n_{m4}	D_4 [mm]	d_4 [mm]	b_4/β_4 [mm/°]	x_5 [mm]	y_5 [mm]	a_4/α_4 [mm/°]	a_{54} [mm]	a_{56}/α_5 [mm/°]	a_6 [mm]	c_{4p} [mm]	c_{4k} [mm]
4.001 ¹⁾	150	100	293/314,6	1703	577	369/88	720	751/15,1	756	1340	1897
4.014	160	100	252/341,3	1742	632	270/84,2	764	784/10,7	643	1440	1815
4.020	140	90	325/342,8	1748	614	348/85,8	700	735/16,2	757	1349	1818
4.026	170	115	259/340,7	1739	631	287/84,1	763	814/10,9	631	1412	1798
4.028	180	115	235/350,1	1622	657	253/86,4	834	849/11,7	676	1329	1688
4.033	160	110	251/347,9	1627	637	267/86,3	839	853/11,8	675	1299	1675
4.036	150	100	300/342,5	1750	633	320/85	749	779/13,7	690	1385	1822
4.051	170	110	250/342,5	1725	633	270/85	763	793/10	650	1433	1803
4.053	150	100	275/342,5	1650	527	295/90	720	750/10	730	1241	1647
4.064	150	100	300/342,5	1700	607	320/90	820	850/11,8	650	1297	1736
4.095	140	100	325/342,5	1775	620	345/85	706	736/15,6	730	1379	1849
4.108	180	125	250/340,6	1703	577	300/95	647	840/6,1	637	1397	1727
4.111	170	115	250/342,5	1675	633	270/85	806	836/10	650	1372	1742
4.117	125	90	400/342,5	1675	607	445/85	763	793/11,8	850	1258	1840
4.135	150	100	293/314,6	1703	577	355/88	720	751/15,1	756	1393	1862
4.147	160	100	250/342,5	1650	567	270/90	791	821/11,8	650	1238	1615
4.150	160	100	275/342,5	1650	553	295/90	791	821/10	670	1231	1640
4.178	150	100	295/325	1695	570	360/88	740	850/15,1	663	1411	1706
4.223	150	100	300/342,5	1675	607	320/85	763	793/15,6	730	1258	1699
4.236	170	110	263/347,9	1635	626	278/86	826	858/11,9	667	1271	1656
4.245	140	90	345/342,2	1750	608	366/86,3	718	746/16,1	759	1326	1825
4.267	170	115	250/351,6	1600	660	270/85	806	836/11,8	730	1314	1687
4.271	140	100	350/351,6	1675	660	370/90	806	836/19,3	750	1212	1719
4.278	160	100	275/342,5	1775	647	295/85	734	764/17,5	670	1406	1813
4.290	160	100	250/351,6	1600	687	270/85	820	850/17,5	730	1271	1648
4.295	150	100	275/342,5	1675	567	295/90	777	807/13,7	670	1232	1642

¹⁾ Параметри погонских механизма стреле и кашике иницијалног физичког модела утоваривача WА320 фирме *Komatsu*

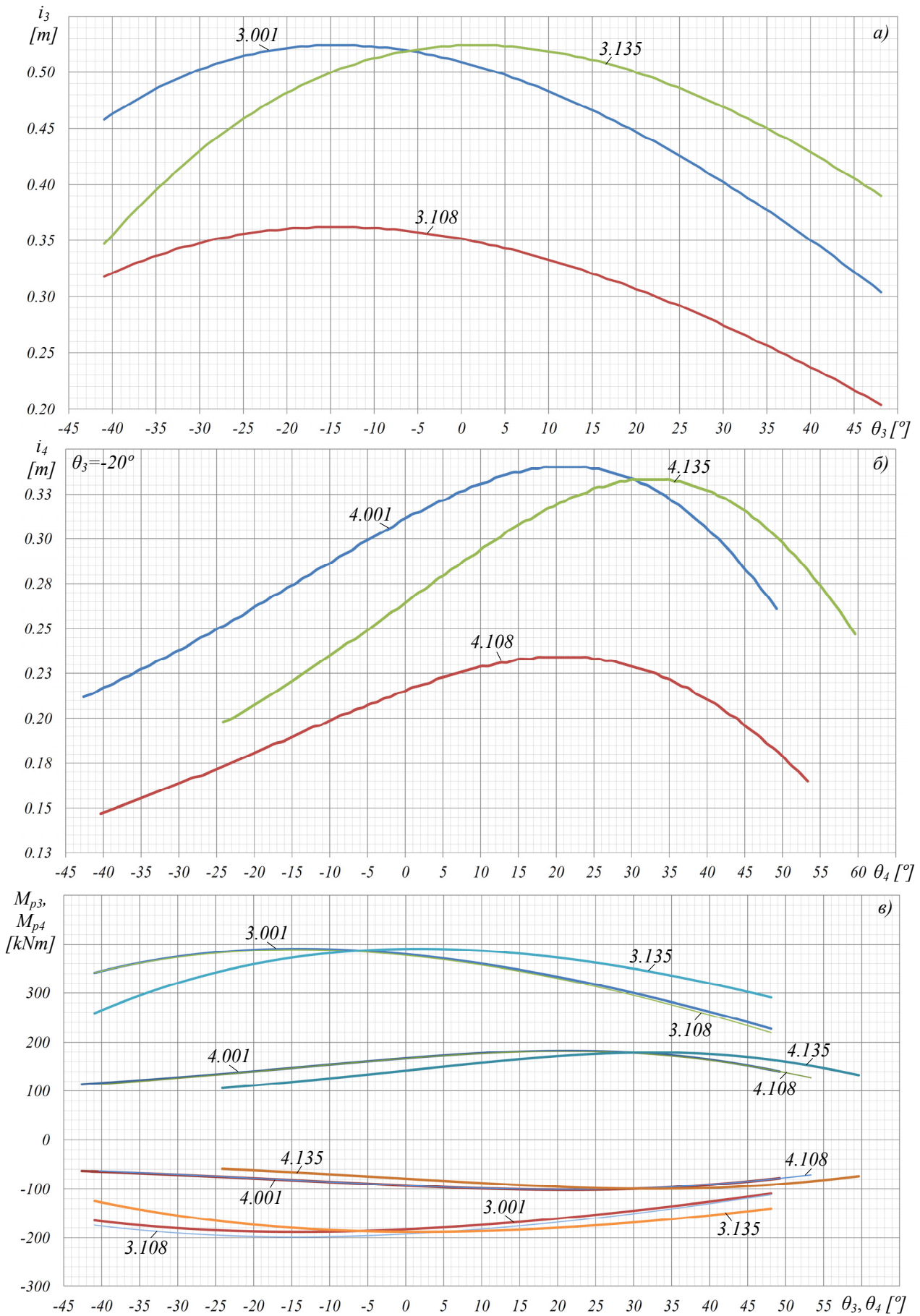
Табела Т4.2.8 Генерисане могуће варијанте погонских механизма манипулатора

Варијанта манипулатора E_v	Механизам стреле			Механизам кашике			Критеријум K_I	
	n_{m3}	D_3 [mm]	d_3 [mm]	n_{m4}	D_4 [mm]	d_4 [mm]	Функција циља f_{Ii}	Показатељ $p_{Ii}=1-[(f_{Ii}-f_{Imin})/10]$
V.001 ¹⁾	3.001	125	90	4.001	150	100	4,0891	0,6019
V.014	3.014	125	80	4.014	160	100	0,1834	0,9924
V.020	3.020	125	80	4.020	140	90	0,7336	0,9374
V.026	3.026	110	80	4.026	170	115	1,3679	0,8740
V.028	3.028	110	80	4.028	180	115	0,1548	0,9953
V.033	3.033	140	90	4.033	160	110	$f_{Imin}=0,1077$	$p_{Imax}=1,0000$
V.036	3.036	125	90	4.036	150	125	0,3319	0,9776
V.051	3.051	150	100	4.051	170	110	0,1540	0,9954
V.053	3.053	125	90	4.053	150	100	0,5375	0,9570
V.064	3.064	140	90	4.064	150	100	0,3853	0,9722
V.095	3.095	125	90	4.095	140	100	0,4155	0,9692
V.108	3.108	150	100	4.108	180	125	3,4290	0,6679
V.111	3.111	110	80	4.111	170	115	0,2544	0,9853
V.117	3.117	140	90	4.117	125	090	0,4953	0,9612
V.135	3.135	125	90	4.135	150	100	3,9785	0,6129
V.147	3.147	140	90	4.147	160	100	0,4578	0,9650
V.150	3.150	125	90	4.150	160	100	0,4076	0,9700
V.178	3.178	150	100	4.178	150	100	2,2599	0,7848
V.223	3.223	125	80	4.223	150	100	0,2273	0,9880
V.236	3.236	110	80	4.236	170	110	0,4867	0,9621
V.245	3.245	150	100	4.245	140	90	0,4405	0,9667
V.267	3.267	125	80	4.267	170	115	0,2881	0,9820
V.271	3.271	110	80	4.271	140	100	0,4136	0,9694
V.278	3.278	110	80	4.278	160	100	0,4739	0,9634
V.290	3.290	125	90	4.290	160	100	0,3003	0,9807
V.295	3.295	125	90	4.295	150	100	0,5196	0,9588

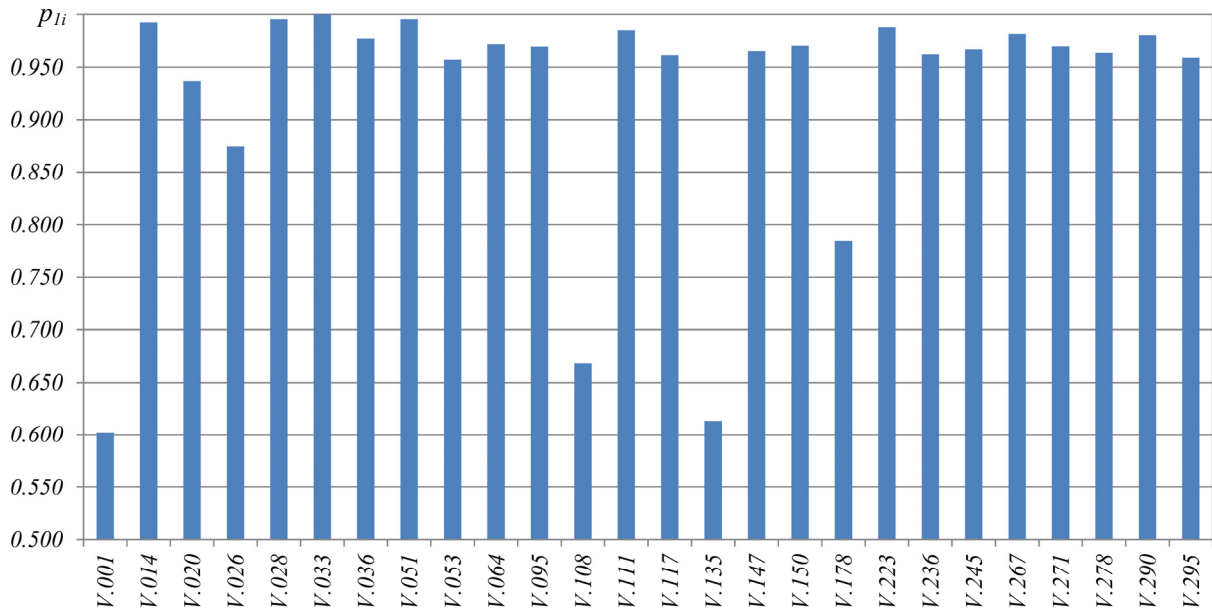
¹⁾ Параметри погонских механизма стреле и кашике иницијалног физичког модела утоваривача WA320 фирме Komatsu

Међу могућим варијантим решењима (Табела Т4.2.8) су механизми са већим трансформационим и мањим преносним параметрима, и обрнуто, мањим трансформационим и већим преносним параметрима. Пример таквих механизма су варијанте механизма стреле 3.001 и 4.001 односно 3.108 и 4.108 које имају различите параметре али сличан карактер промене преносних функција i_3 , i_4 (сл. 4.2.6 а,б) и минималну разлику у промени погонских момената M_{3p} , M_{4p} (сл. 4.2.6 в) зависно од промене генералисаних координата θ_3 , θ_4 у опсегу кретања извршног члана механизма.

Као могућа варијанта решења има механизма са истим трансформационим а различитим преносним параметрима. Пример таквих механизма су варијанте механизма стреле 3.001 и кашике 4.001 односно 3.135 и 4.135 које имају исте максималне вредности преносних функција али врло различит карактер промене преносних функција (сл. 4.2.6 а,б) и знатну разлику промене погонских момената (сл. 4.2.6 в) зависно од промене генералисаних координата θ_3 , θ_4 у опсегу кретања извршног члана механизма.



Сл. 4.2.6. Карактеристике генерисаних механизма: а,б) преносне функције, в) погонски моменти



Сл. 4.2.7 Показатељи ваљаности p_{1i} кинематичког критеријума генерисаних варијантних решења механизма манипулатора

Постављена функција циља једначина 4.4.42 је дефинисана као средња вредност одступања грудног угла α_{gi} кашике од задатог угла при подизању пуне кашике из транспортног у истоварни положај.

Издвојене генерисане варијанте механизма манипулатора (Табела Т4.2.8) имају врло различите али и сличне вредности постављене функције циља f_i кинематичког критеријума оптимизације.

Због прегледног поређења генерисаних варијанти механизма манипулатора и вредновања при избору коначне варијанте дефинисан је показатељ ваљаности p_{1i} кинематичког критеријума нормирањем функције циља једначином:

$$p_{1i} = 1 - \frac{f_{1i} - f_{1max}}{10^\circ} \quad (4.2.65)$$

где је: f_{1i} - вредност функције циља генерисане варијанте i механизма манипулатора, f_{1max} - максимална вредност функције циља варијанте из скупа генерисаних механизма манипулатора.

Карактеристично је да механизми манипулатора V.001 физичког модела утоваривача WA320 (Komats) спадају у групу генерисаних механизма са знатно мањим показатељом кинематичког критеријума ($p_{1i}=0,6019$) (Табела Т4.2.8) (сл. 4.2.7) у односу на већи број осталих генерисаних варијантних решења са скоро максималним вредности-ма показатеља.

5. ОПТИМИЗАЦИЈА МЕХАНИЗМА МАНИПУЛАТОРА УТОВАРИВАЧА

5.1. КРИТЕРИЈУМИ ОПТИМИЗАЦИЈЕ

5.1.1. Опште

Резултати истраживања дати у претходном поглављу показују да се за исте задате параметре функција утоваривача генеришу, претраживањем исте области оптимизације, различите варијанте могућих варијантних решења погонских механизма манипулатора које задовољавају дефинисана ограничења и постављену функцију циља. Разлика се огледа у томе што поједине генерисане варијанте механизма имају мање трансформационе а веће преносне параметре структурне грађе и обрнуто. Осим тога, има генерисаних могућих варијанти са истим трансформационим параметрима али различитим карактером промене преносних функција зависно од кретања извршних чланова механизма, при чему су максималне вредности преносних функција исте.

С обзиром да се у претходној фази поступка синтезе генерисао скуп различитих варијантних решења погонских механизма, у овом поглављу дата је, као наставак поступка синтезе механизма, методологија вишекритеријумске оптимизације механизма са методама одлучивања за избор најбољег (оптималног) решења погонских механизма манипулатора Z кинематике утоваривача.

Оптимизација механизма манипулатора је заснована на основној функцији циља да утоваривач при раду има максималну ефикасност оставарену максималним учинком при минималним губицима снаге погонских механизма манипулатора.

Као показатељи који одсликавају постављене функције дефинисани су и нормирани следећи критеријуми оптимизације:

1) Кинематички критеријум K_1 дефинисан у претходном поглављу једначином 4.2.42 при генерисању варијантних решења механизма, с циљем да током операције пре-

носа материјала при подизању пуне кашике из транспортног у истоварни положај, угао грудне равни кашике у односу на подлогу ослањања кашике минимално одступа од задатог транспортног угла положаја кашике због непросипања материјала захваћеног кашиком.

2) Критеријум усмерене силе захватања (кидања) K_2 материјала кашиком с циљем да се у зони радног подручја манипулатора, у којој се најчешће обавља операција захватања материјала, остваре максималне силе захватања при максималном зависном деловању механизма манипулатора усклађеним са потенцијалном стабилношћу утоваривача. Као показатељ критеријума дефинисана је усмерена сила захватања на основу могућих сила захватања одређених у целом радном подручју манипулатора коригованих фактором положаја захватања и фактором правца и смера силе захватања у односу на врх резне ивице кашике.

3) Триболошки критеријум K_3 који одсликава енергетску ефикасност погонских механизма манипулатора. Дефинисан је с циљем да губици енергије изазвани трењем у зглобовима кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора буду минимални. Показатељ критеријума је одређен према губицима снаге насталих при манипулационим задацима утоваривача у целом радном подручју манипулатора.

4) Временски критеријум K_4 с циљем да се погонским механизмима манипулатора оствари максимални учинак утоваривача. Као показатељ циља одређује се време трајања операције захватања, преноса и истовара кашиком захваћеног материјала. При чему се узима да хидроцилиндре погонских механизма манипулатора напаја хидропумпа променљивог специфичног протока са регулацијом протока напајања по критеријуму константне хидрауличке снаге.

5) Критеријум масе манипулатора K_5 одређен с циљем да је маса чланова кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора минимална. Показатељи критеријума су релативна маса актуатора погонских механизма и номиналне масе стреле и преносних полуга механизма кашике манипулатора одређене зависно од преносних и трансформационих параметара механизма.

6) Динамички критеријум K_6 који се односи на утицај параметара погонских механизма манипулатора на динамичку стабилност утоваривача. Као показатељ критеријума узима се померање ослоно-кретног члана кинематичког ланца утоваривача изазваног померањем чланова кинематичког ланца манипулатора у динамичком моделу утоваривача. При чему се хидроцилиндри погонских механизма манипулатора моделирају као еластично-пригушни елементи с обзиром да се при оптерећењу понашају као "хидрауличке опруге"

услед стишљивости и вискозности уља у њиховим радним коморама.

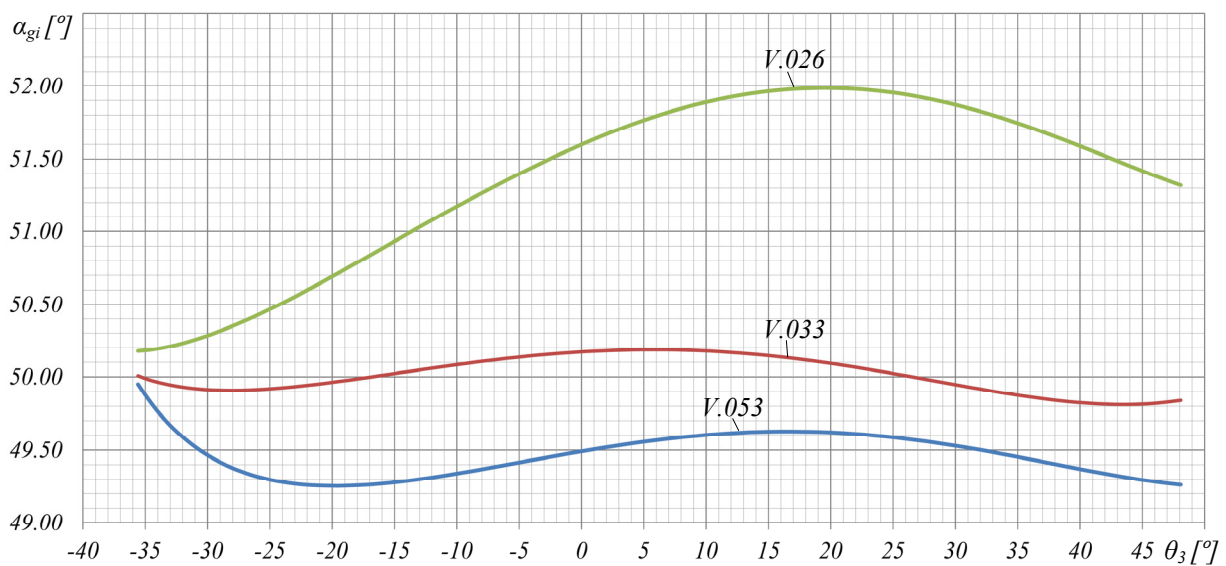
У наставку поглавља уз анализу утицаја параметара механизма на функције циља дефинисани су нормирани показатељи критеријума. На крају, као примери, коришћењем развијених програма, за већ одређени скуп могућих варијантних решења механизма (Табела Т4.8), одређени су показатељи критеријума, на основу којих су, вреднована варијантна решења механизма методама вишекритеријумског одлучивања.

5.2. КИНЕМАТИЧКИ КРИТЕРИЈУМ ОПТИМИЗАЦИЈЕ

Кинематички критеријум оптимизације је дефинисан у претходном поглављу (једначина 4.43) функцијом циља:

$$f_l = \min \frac{\sum_{i=1}^{n_s} |\alpha_{gi} - \alpha_t|}{n_s} \quad (5.2.1)$$

која је постављена при генерисању варијантних решења преносних параметара погонских механизма манипулатора утоваривача. У овом поглављу се само указује да је функција циља кинематичког критеријума, дефинисана према захтеву да током операције преноса материјала, при подизању пуне кашике из почетног транспортног у истоварни положај покретањем само стреле манипулатора, не дође до расипања материјала. Осим тога, показује се да функција циља кинематичког критеријума зависи од преносних параметара погонског механизма кашике, на шта указује различита промена угла α_{gi} (сл. 5.2.1) положаја грудне равни кашике зависно од промене угла θ_3 подизања стреле у односу на задати угао α_t положаја кашике на почетку преноса, за три издвојена генерисана могућа варијантна решења механизма манипулатора [96].



Сл. 5.2.1 Промена грудног угла кашике варијантних решења механизма манипулатора зависно од угла θ_3 подизања стреле

5.3. КРИТЕРИЈУМ УСМЕРЕНЕ СИЛЕ ЗАХВАТАЊА

Резултати претходне анализе функција утоваривача показују (сл. 3.2.7) да су током трајања манипулационог задатка погонски механизми манипулатора највише оптерећени при операцији захватања материјала. Примарни део величине момената оптерећења механизма при томе настаје услед деловања отпора захватања материјала. Потребне силе захватања (кидања) којима се савлађују отпори захватања материјала остварује кинематички ланац утоваривача деловањем погонских механизма уз стабилно ослањање машине на подлогу кретања.

Декларисана сила копања одређена дефинисаним стандардом [85] је непотпуни показатељ зависности параметара механизма манипулатора и сила захватања јер се одређује у једном положају кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора и за један паравац и смер деловања. Постављени критеријум усмерене силе захватања (кидања) при синтези механизма одсликава зависност параметара погонских механизма манипулатора и сила захватања у целом радном подручју манипулатора уз оцену функционалне зависности механизма и њиховог усмереног деловања у односу на ограничења везана за стабилност утоваривача.

5.3.1. Математички модел

За одређивање зависности параметара погонских механизма манипулатора и сила (отпора) захватања материјала, према којој се одређује показатељ критеријума усмерене силе захватања, дефинисан је математички модел утоваривача. Основу математичког модела чини већ развијени математички модел у поглављу 3.2.1. односно поглављу 4.2.1 са дефинисаним члановима кинематичког ланца L_i ($i=1, \dots, 6$) и погонским механизмом стреле E_{3v} и кашике E_{4v} манипулатора.

Допунске претпоставке математичког модела утоваривача су:

- линије које спајају средишта ослоних површина предњих и задњих пнеуматика су потенцијалне линије (осе O_{11z} и O_{12z}) (сл. 5.3.1) превртања машине,
- математичким моделом се посматра раванска конфигурација кинематичког ланца утоваривача која лежи у OXY равни апсолутног координатног система $OXYZ$ са осима јединичних вектора: i, j и k ,
- отпори који се јављају при захватању материјала замењују се могућом силом отпора захватања W која делује у средишту резне ивице кашике и лежи у равни OXY .

5.3.1.1. Силе захватања (кидања). - При анализи утицаја параметара погонских механизма на силе захватања материјала алатом у облику кашике, сви појединачни отпори захватања: отпор резања материјала резном ивицом кашике, отпори трења материјала о унутрашње и спољашње странице тела кашике, отпори премештања захваћеног материјала унутар кашике, замењују се вектором силе отпора захватања W који делују у равни манипулатора OXY у средишту O_w резне ивице кашике [39][41][46].

Деловање погонских механизма кинематички ланац манипулатора постаје активни механизам који силом захватања F кашиком савлађује силу отпора захватања, тако да вектор силе захватања има исти интензитет и правац а супротни смер од вектора силе отпора захватања:

$$F = -W \quad (5.3.1)$$

За угао θ_3 положаја стреле и угао θ_4 положаја кашике, у апсолутном координатном систему OXY , правац деловања силе отпора захватања одређена је углом (сл. 5.3.1):

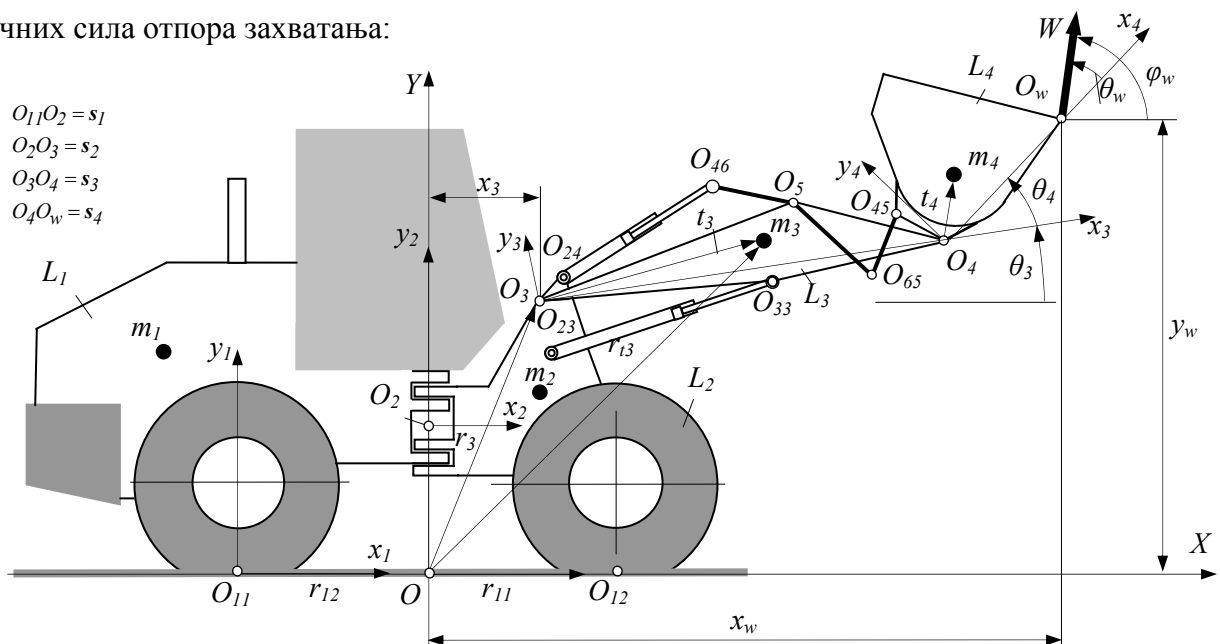
$$\varphi_w = \theta_3 + \theta_4 + \theta_w \quad (5.3.2)$$

где је: θ_w - угао правца деловања силе отпора захватања у односу на позитивну Ox_4 осу локалног координатног система кашике L_4 .

Правац и смер силе отпора захватања у апсолутном координатном систему одређен је јединичним вектором:

$$u_w = \cos \varphi_w i + \sin \varphi_w j \quad (5.3.3)$$

У одређеном положају манипулатора, могућа сила отпора захватања W_m , за одређени правац и смер деловања, дефинисана је као минимална вредност из скупа граничних сила отпора захватања:



Сл. 5.3.1 Математички модел утоваривача за одређивање граничних сила отпора захватања

$$W_m = \min\{W_{lx}, W_{lo}, W_3, W_4\} \quad (5.3.4)$$

где је: W_{lx} - гранична сила отпора захватања која је ограничена силом пријањања утоваривача на подлогу ослањања и кретања, W_{lo} - гранична сила отпора захватања коју ограничава стабилност утоваривача, W_3 - гранична сила отпора захватања коју може да савлада механизам стреле манипулатора, W_4 - гранична сила отпора захватања коју може да савлада механизам кашике манипулатора.

Гранична сила отпора захватања W_{lx} , која је ограничена силом пријањања утоваривача на подлогу ослањања одређује се из услова да ослоно-кретни механизам утоваривача, при захватању материјала, не проклиза у односу на подлогу кретања:

$$W_{lx} = \frac{mg \cdot \mu_p}{|\cos \varphi_w|} \quad (5.3.5)$$

где је: m - укупна маса утоваривача, μ_p - коефицијент пријањања кретног механизма утоваривача на подлогу ослањања.

Минимална гранична сила отпора захватања W_{lxmin} , која је ограничена силом пријањања утоваривача на подлогу ослањања:

$$W_{lxmin} = mg \cdot \mu_p \quad (5.3.6)$$

Из услова равнотеже $\sum M_{11z}=0$ и $\sum M_{12z}=0$ за линије (осе) O_{11z} и O_{12z} (сл. 5.3.1), које представљају могуће потенцијалне линије превртања утоваривача, зависно од положаја кинематичког ланца утоваривача и јединичног вектора \mathbf{u}_w , одређује се гранична сила отпора захватања W_{lo} коју ограничава статичка стабилност утоваривача:

$$W_{lo} = \begin{cases} W_{11} = \frac{-M_{g11}}{((\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{11}) \times \mathbf{u}_w) \cdot \mathbf{k}} \quad \forall \quad \frac{(\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{11}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{11}\|} < \mathbf{u}_w \cdot \mathbf{i} > \frac{(\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{11}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{11}\|} \\ W_{12} = \frac{-M_{g12}}{((\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{12}) \times \mathbf{u}_w) \cdot \mathbf{k}} \quad \forall \quad \frac{(\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{12}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{12}\|} > \mathbf{u}_w \cdot \mathbf{i} < \frac{(\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{12}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{12}\|} \end{cases} \quad (5.3.7)$$

где је: \mathbf{r}_w - вектор положаја средишта резне ивице кашике, \mathbf{r}_{11} , \mathbf{r}_{12} - вектори положаја тачке продора могућих потенцијалних линија превртања утоваривача O_{11z} и O_{12z} кроз раван OXY , M_{g11} , M_{g12} - моменти гравитационих сила чланова кинематичког ланца утоваривача за могуће потенцијалне линије превртања O_{11z} и O_{12z} .

Минимална гранична сила отпора захватања W_{lomin} коју ограничава статичка стабилност утоваривача:

$$W_{lomin} = \begin{cases} W_{11min} = \frac{-M_{g11}}{((\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{11}) \times \mathbf{u}_w) \cdot \mathbf{k}} \quad \forall \quad \frac{(\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{11}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{11}\|} < \mathbf{u}_w \cdot \mathbf{i} > \frac{(\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{11}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{11}\|}, (\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{11}) \perp \mathbf{u}_w \\ W_{12min} = \frac{-M_{g12}}{((\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{12}) \times \mathbf{u}_w) \cdot \mathbf{k}} \quad \forall \quad \frac{(\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{12}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{12}\|} > \mathbf{u}_w \cdot \mathbf{i} < \frac{(\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{12}) \cdot \mathbf{i}}{\|\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{12}\|}, (\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{12}) \perp \mathbf{u}_w \end{cases} \quad (5.3.8)$$

Моменти M_{g11} и M_{g12} гравитационих сила чланова кинематичког ланца и погонских механизма утоваривача за могуће потенцијалне линије (осе) O_{11Z} и O_{12Z} прерртања одређени су једначинама:

$$M_{li_g} = -g \left[\sum_{k=1}^5 m_k ((\mathbf{r}_{ik} - \mathbf{r}_{li}) \times \mathbf{j}) \cdot \mathbf{k} + \frac{n_{c3} \cdot m_{c3}}{2} ((\mathbf{r}_{23} + \mathbf{r}_{33} - 2\mathbf{r}_{li}) \times \mathbf{j}) \cdot \mathbf{k} + \frac{n_{c4} \cdot m_{c4}}{2} ((\mathbf{r}_{24} + \mathbf{r}_{54} - 2\mathbf{r}_{li}) \times \mathbf{j}) \cdot \mathbf{k} + \frac{n_6 \cdot m_c}{2} ((\mathbf{r}_{56} + \mathbf{r}_{46} - 2\mathbf{r}_{li}) \times \mathbf{j}) \cdot \mathbf{k} \right] \quad \forall \quad i = 1, 2 \quad (5.3.9)$$

где је: \mathbf{r}_{ik} - вектор положаја средишта маса чланова кинематичког ланца утоваривача, m_{c3} , m_{c4} , m_6 - масе хидроцилиндара и споне погонских механизма манипулатора.

За одређени положај манипулатора, из услова равнотеже за осе O_{3z} и O_{4z} обртних зглобова O_3 и O_4 , изражених једначинама (сл. 5.3.1):

$$\sum M_{o3} = M_{p3imax} + M_{g3} + W_{3imax} \cdot ((\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_3) \times \mathbf{u}_w) \cdot \mathbf{k} + F_{c43} ((\mathbf{r}_{24} - \mathbf{r}_3) \times \mathbf{u}_{c4}) \cdot \mathbf{k} = 0 \quad \forall \quad i = 1, 2 \quad (5.3.10)$$

$$\sum M_{o4} = F_{c43} \cdot i_4 + M_{g4} + W_{3imax} ((\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_4) \times \mathbf{u}_w) \cdot \mathbf{k} = 0 \quad (5.3.11)$$

одређују се максималне граничне силе отпора захватања W_{3imax} јединичног вектора \mathbf{u}_w , које може да савлада механизма стреле, деловањем у оба смера ($i=1,2$) при максималном погонском моменту:

$$W_{3imax} = \frac{-i_4 (M_{p3imax} + M_{g3})}{i_4 ((\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_3) \times \mathbf{u}_w) \cdot \mathbf{k} + ((\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_4) \times \mathbf{u}_w) \cdot \mathbf{k} \cdot ((\mathbf{r}_{24} - \mathbf{r}_3) \times \mathbf{u}_{c4}) \cdot \mathbf{k}} \quad \forall \quad i = 1, 2 \quad (5.3.12)$$

где је: M_{p3imax} - максимални погонски моменти механизма стреле, деловањем у оба смера, при максималном радном притиску хидроцилиндра стреле (једначина 4.2.24), M_{g3} - момент гравитационих сила кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора и захваћеног материјала (једначина 3.3.21), F_{c43} - сила хидроцилиндра механизма кашике при деловању граничне силе отпора захватања W_3 , i_4 - преносна функција момента механизма кашике (једначина 4.2.27).

За исти положај манипулатора минималне граничне силе отпора захватања W_{3imin} које може да савлада механизам стреле, деловањем у оба смера ($i=1,2$), имају вредност:

$$W_{3imin} = \frac{-i_4 (M_{p3imax} + M_{g3})}{i_4 \cdot \|\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_3\| + ((\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_4) \times \mathbf{u}_w) \cdot \mathbf{k} + ((\mathbf{r}_{24} - \mathbf{r}_3) \times \mathbf{u}_{c4}) \cdot \mathbf{k}}, \quad \forall (\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_3) \perp \mathbf{u}_w, \quad i = 1, 2 \quad (5.3.13)$$

За одређени положај манипулатора, из услова равнотеже за осу O_{4z} обртног зглоба O_4 , израженог једначином (сл. 5.3.1):

$$\sum M_{o4} = M_{p4imax} + M_{g4} + W_{4imax} ((\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_4) \times \mathbf{u}_w) \cdot \mathbf{k} = 0 \quad (5.3.14)$$

одређују се максималне граничне силе отпора захватања W_{4imax} јединичног вектора \mathbf{u}_w , које може да савлада механизам кашике, деловањем у оба смера ($i=1,2$), при максималном погонском моменту:

$$W_{4imax} = \frac{-(M_{p4imax} + M_{g4})}{((\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_4) \times \mathbf{u}_w) \mathbf{k}} \quad \forall i = 1, 2 \quad (5.3.15)$$

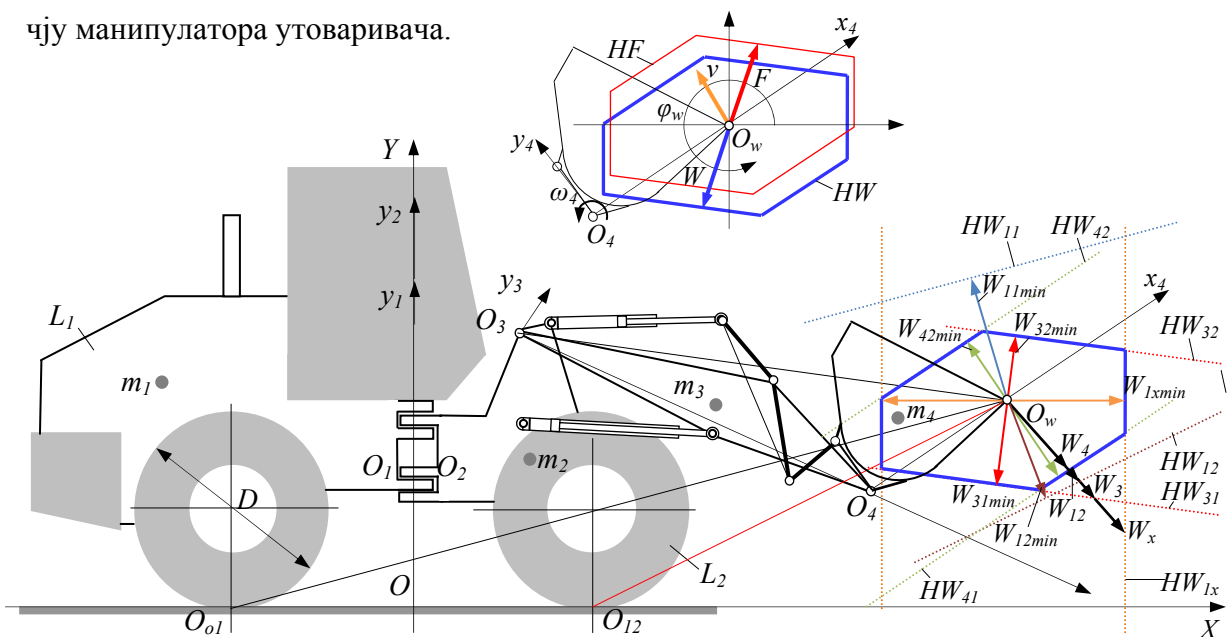
где је: M_{p4imax} - максимални погонски моменти механизма кашике, деловањем у оба смера, при максималном радном притиску хидроцилиндра кашике (једначина 4.2.26), M_{g4} - момент гравитационих сила кашике и захваћеног материјала (једначина 3.3.32).

За исти положај манипулатора, минималне граничне силе отпора захватања W_{4imin} које може да савлада механизам кашике деловањем у оба смера, има вредност:

$$W_{4imin} = \frac{-(M_{p4imax} + M_{g4})}{\|\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_4\|}, \quad \forall (\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_4) \perp \mathbf{u}_w, \quad i = 1, 2 \quad (5.3.16)$$

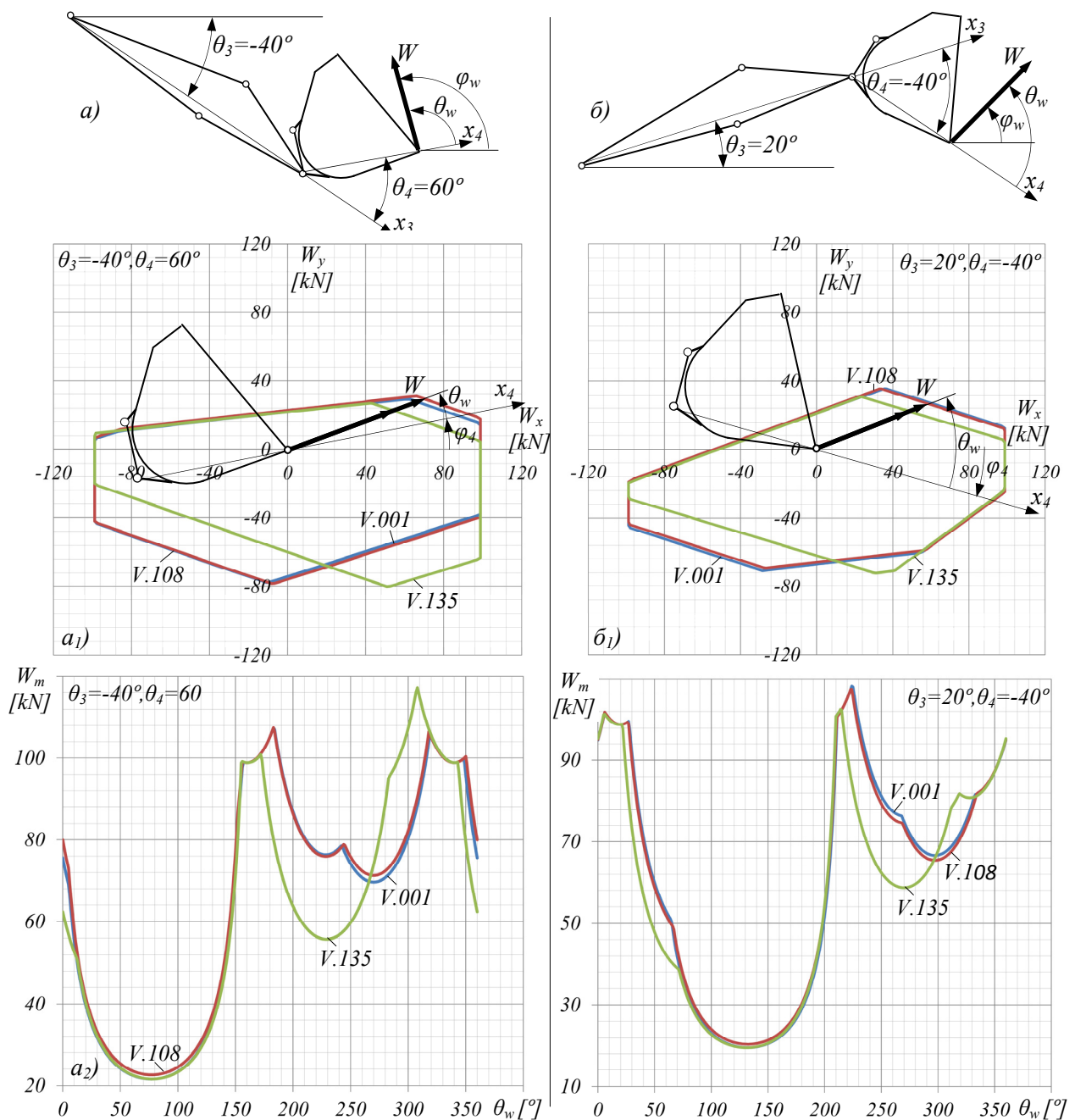
5.3.1.2. Ходографи сила захватања. - За општи положај кинематичког ланца, одређен генерализаним координатама θ_3 и θ_4 (сл. 5.3.2), променом јединичног вектора \mathbf{u}_w , односно променом угла θ_w правца деловања силе (отпора) захватања у опсегу $\theta_w = [0, 360^\circ]$ у локалном координатном систему кашике $O_4x_4y_4$, мењају се и вектори дефинисане могуће силе (отпора) захватања W_m . Спајањем врхова вектора формира се, у односу на врх O_w резне ивице кашике, ходограф HW_m (сл. 5.3.2) вектора могућих сила отпора захватања, односно ходограф HF_m вектора могућих сила захватања. Ходограф могућих сила отпора захватања има затворену контуру коју ограђују ходографи појединих граничних сила отпора захватања: $HW_{1x}, HW_{11}, HW_{12}, HW_{31}, HW_{32}, HW_{41}, HW_{42}$ (сл. 5.3) који представљају нормале повучене на врхове минималних граничних сила отпора захватања: $W_{1xmin}, W_{11min}, W_{12min}, W_{31min}, W_{32min}, W_{41min}, W_{42min}$.

На основу претходно дефинисаног математичког модела развијен је програм за анализу граничних и могућих сила отпора захватања материјала у целом радном подручју манипулатора утоваривача.

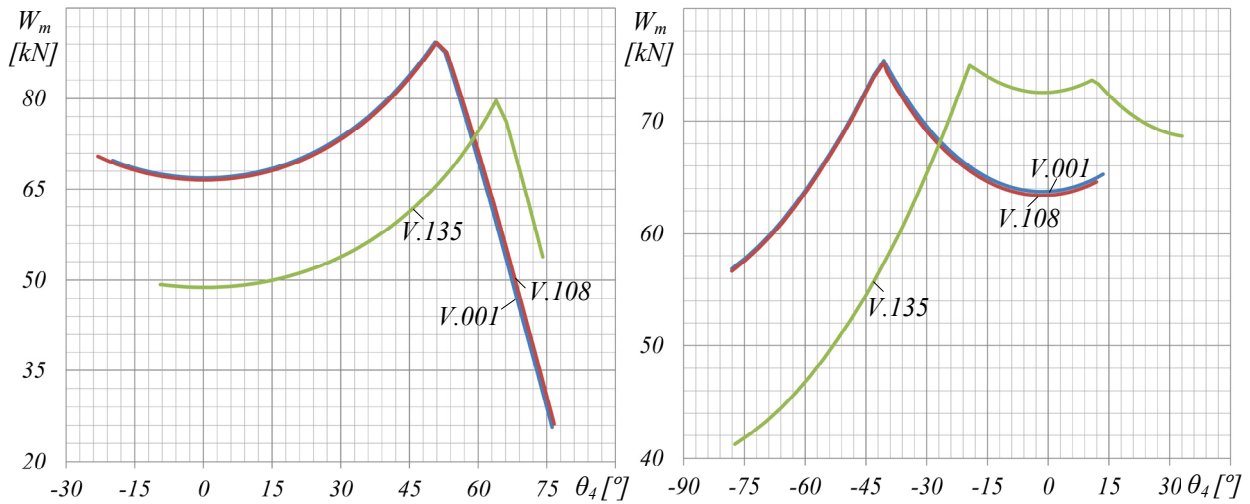


Сл. 5.3.2 Ходограф граничних сила отпора захватања материјала утоваривача

Помоћу ходографа могућих сила отпора захватања, одређених развијеним програмом, анализирана су генерисана варијантна решења механизма манипулатора утоваривача с циљем да се оцени утицај параметара погонских механизма на могуће силе захватања у целом радном подручју манипулатора. Издвојени су добијени резултати анализе ходографа (сл. 5.3.3) могућих сила (отпора) захватања следећих варијантних решења механизма манипулатора: *V.001*, *V.108*, *V.135*, (Табела Т4.2.6, Т4.2.7) одређених за два положаја кинематичког ланца манипулатора: а) $\theta_3 = -40^\circ$, $\theta_4 = 60^\circ$ и б) $\theta_3 = 20^\circ$, $\theta_4 = -40^\circ$. Упоредна анализа показује да варијанта *V.001* са мањим трансформационим параметри-ма: $D_3/d_3 = 125/90 \text{ mm}$, $D_4/d_4 = 150/100 \text{ mm}$ и варијанта *V.108* са већим трансформационим



Сл. 5.3.3 Ходографи могућих сила отпора захватања варијанти механизма: а, б) положаји манипулатора, а₁, б₁) затворени, а₂, б₂) отворени облик ходографа

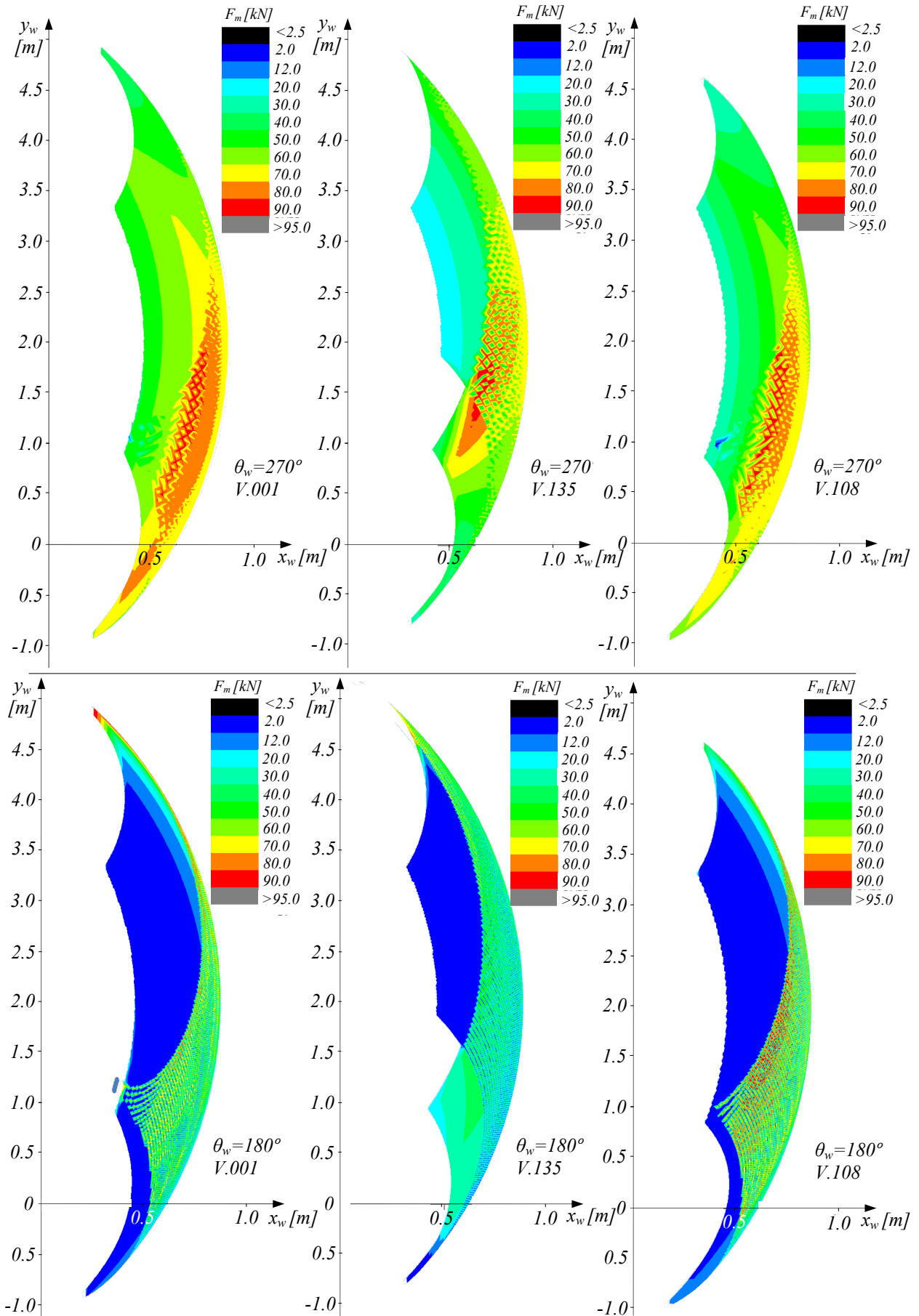


Сл. 5.3.4 Промене могућих отора захватања зависно од угла θ_4 положаја кашике

параметрима: $D_3/d_3=150/100 \text{ mm}$, $D_4/d_4=180/125 \text{ mm}$, а сличним карактером промене преносних функција механизма i_3 и i_4 имају готово исте ходографе могућих сила (отпора) захватања у оба положаја кинематичког правца манипулатора. С друге стране варијанте $V.001$ и $V.135$ са истим трансформационим параметрима: $D_3/d_3=125/90 \text{ mm}$, $D_4/d_4=150/100 \text{ mm}$, а различитим карактером промене преносних функција i_3 и i_4 имају различите ходографе могућих сила (отпора) захватања материјала.

Промене могућих сила (отпора) захватања зависно од угла θ_4 положаја кашике за углове положаја стреле $\theta_3=-40^\circ$ (сл. 5.3.4 а) и $\theta_3=20^\circ$ (сл. 5.3.4 б) показују да варијанте механизма манипулатора $V.001$ и $V.108$ са различитим трансформационим параметрима а сличним карактером промене преносних функција механизма имају исте силе (отпоре) захватања. Међутим, варијанта механизма манипулатора $V.001$ и $V.135$ са истим трансформационим параметрима а различитим карактером промене преносних функција има изражено различите могуће силе (отпоре) захвата за оба угла положаја стреле θ_3 .

5.3.1.3. Спектри могућих сила. - Коришћењем развијеног програма, као пример, за издвојене генерисане варијанте механизма манипулатора $V.001$, $V.108$ и $V.135$ одређене су могуће силе (отпори) захватања за цело радно подручје. Добијени резултати су дати у форми спектра могућих сила (отпора) захватања одређених за углове деловања отпора $\theta_w=180^\circ$ (сл. 5.3.5 а) и $\theta_w=270^\circ$ (сл. 5.3.5 б). Упоредна анализа показује да варијанте $V.001$ и $V.108$ са различитим трансформационим параметрима а сличним карактером промене преносних функција механизма имају сличне спектре могућих сила (отпора) захватања (сл. 5.3.5 а) са сличном зоном максималних сила (отпора) захватања (црвена боја) (сл. 5.3.5 б) у радном подручју манипулатора. Варијанте $V.001$ и варијанте $V.135$ са истим трансформационим параметрима а различитим преносним функцијама механизма имају изражене различите (сл. 5.3.5 в) спектре могућих сила (отпора) захватања.



Сл. 5.3.5 Спектри могућих сила захватања у целом радном подручју манипулатора са углом правца деловања: а) $\theta_w = 270^\circ$, б) $\theta_w = 180^\circ$ за различите генерисане варијанте механизма

Резултати претходно спроведених анализа показују да могуће силе захватања материјала зависе од: преносних функција механизма манипулатора, положаја захватања у радном подручју манипулатора и граничних сила захватања које су условљене стабилношћу утоваривача.

5.3.2. Усмерена сила захватања

На основу добијених резултата истраживања, при вишекритеријумској оптималној синтези погонских механизма манипулатора утоваривача, постављен је критеријум са функцијом циља да усмерена сила захватања F_u , за цело радно подручје манипулатора има максималну вредност.

Постављена функција циља критеријума усмерене силе захватања (кидања) материјала дефинисана је једначином:

$$f_2 = \max F_u = \max_{s=l, k=l, w=l}^{\sum_{s=1}^{n_s} \sum_{k=1}^{n_k} \sum_{w=1}^{n_w} k_{xy} \cdot k_w \cdot F_{u\ skw}} k_\theta \quad (5.3.17)$$

где је: $F_{u\ skw}$ - интензитет могуће силе захватања, са индексима који показују да се сила односи на одређени положај стреле (s) и кашике (k) манипулатора и одређени правац деловања силе захватања (w), k_w - фактор правца силе захватања, k_{xy} - фактор положаја - зона захватања у радном подручју манипулатора, k_θ - фактор опсега захватања у радном подручју манипулатора, n_s - избрани број положаја стреле у свом опсегу кретања, n_k - избрани број положаја кашике у свом опсегу кретања, за одређени положај стреле манипулатора, n_w - избрани број правца деловања отпора захватања за одређени положај кашике.

Дефинисана усмерена сила захватања представља, за цело радно подручје манипулатора утоваривача, средњу вредност могуће силе захватања кориговане факторима који узимају у обзир значај: а) величине радног подручја утоваривача, б) правца деловања силе захватања и в) положаја манипулатора при захватању материјала у радном подручју утоваривача.

При синтези погонских механизма манипулатора утоваривача, постављеном функцијом циља критеријума усмерене силе захватања се тежи: максималној узајамној функционалној зависности механизма стреле и кашике усклађеној са потенцијалним могућностима које дозвољава стабилност утоваривача и усмерењу максималних могућности деловања механизма у зоне радног подручја манипулатора где се најчешће обавља технологија захватање материјала.

5.3.2.1. Фактор правца деловања сила захватања k_w .- Операција захватања материјала утоваривача са алатом у облику кашике се обавља такозваном технологијом захватања "од себе" с обзиром да се кашика при захватању закреће од руковаоца. Технологија захватања "од себе" уочава се и на ходографу (сл. 5.3.6) могуће силе (отпора) захватања јер нормала повучена на вектор брзине v резне ивице кашике кроз средиште резне ивице кашике O_w , дели ходограф на: а) зону захватања с могућим природним правцима деловања сила отпора захватања који одговарају технологији захватања "од себе" (сл. 5.3.6а), б) зону са правцима деловања отпора који одговарају технологији радова "према себи" (при обрушавању материјала) (сл. 5.3.6б).

За адекватно дефинисање фактора k_w најпре је анализирана промена правца и смера (једничног вектора u_w) сила отпора захватања на основу резултата добијених динамичком нумеричком симулацијом утоваривача (поглавље 3.2.3) и експерименталним мереним величинама стања физичког модела утоваривача при раду у експлоатационим условима (поглавље 3.3.2).

За експерименталну анализу је коришћен већ дефинисани математички модел утоваривача (поглавље 3.2.1) са претпоставкама да укупни вектор силе отпора захватања чине компоненте W_x и W_y које делују у средишту резне ивице кашике O_w у равни OXY апсолутног координатног система.

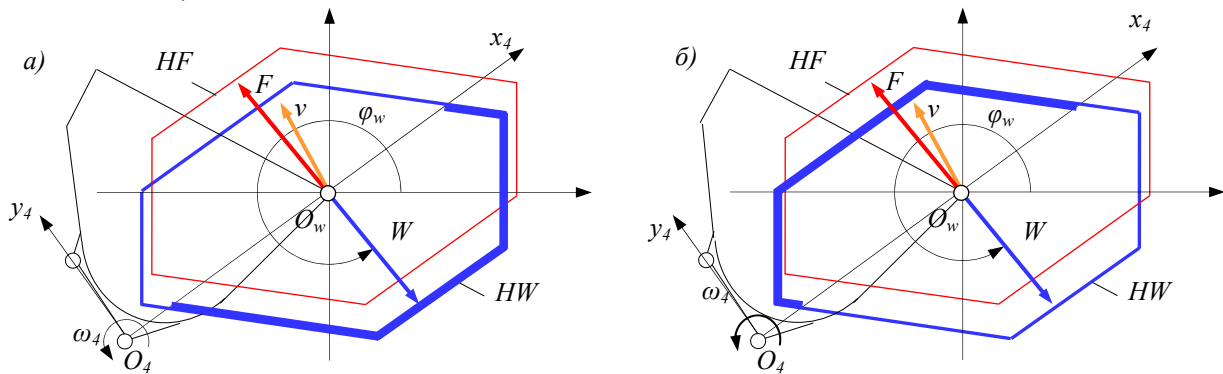
За положај кинематичког ланца манипулатора одређеног углом θ_3 положаја стреле и углом θ_4 положаја кашике, правац деловања вектора силе отпора захвата у апсолутном координатном систему одређен је углом φ_w (сл. 5.3.7):

$$\varphi_w = \arctg \frac{W_x}{W_y} \quad (5.3.18)$$

а у локалном координатном систему $O_4x_4y_4$ кашике углом θ_w :

$$\theta_w = \varphi_w - (\theta_3 + \theta_4) \quad (5.3.19)$$

где је: W_x, W_y - компоненте вектора силе отпора захватања материјала.



Сл. 5.3.6 Ходограф могуће сила (отпора) захватања технологијом: а) "од себе", б) "према себи"

Компоненте силе отпора захватања W_x и W_y у апсолутном координатном систему се одређују из услова:

а) равнотеже момената сила које оптерећују манипулатор за осу зглоба O_3 :

$$-W_x(y_w - y_3) + W_y(x_w - x_3) + M_{p3} + M_{g3} + F_{c43} \cdot r_{43} = 0 \quad (5.3.20)$$

б) равнотеже момената сила које оптерећују манипулатор за осу зглоба O_4 :

$$-W_x(y_w - y_4) + W_y(x_w - x_4) + M_{p4} + M_{g4} = 0 \quad (5.3.21)$$

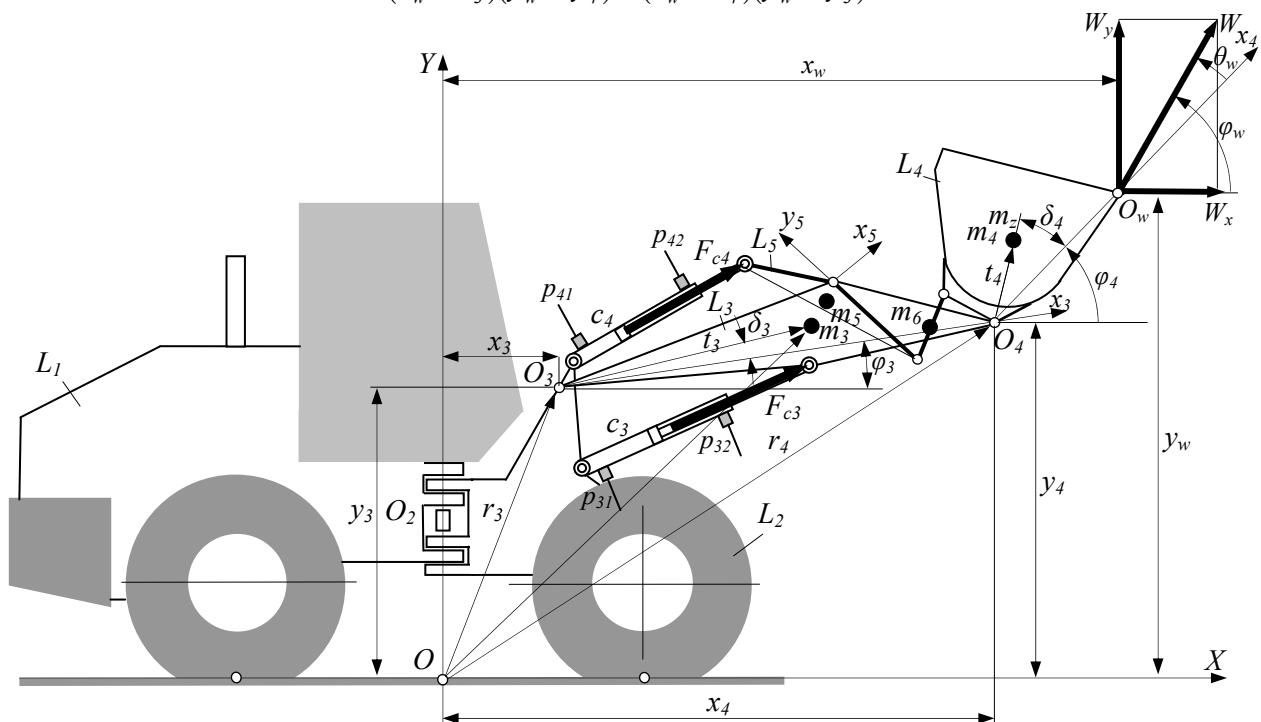
где је: M_{p3}, M_{p4} - погонски моменти механизма стреле и кашике манипулатора, M_{g3}, M_{g4} - моменти гравитационих сила чланова кинематичког ланца и погонских механизма за осе зглобова O_3 и O_4 , F_{c4} - сила хидроцилиндра кашике, r_{43} - крак деловања хидроцилиндра кашике у односу на осу зглоба O_3 одређени једначинама:

$$F_{c4} = \frac{M_{p4}}{i_4}, \quad r_{43} = ((r_{24} - r_3) \times u_{c4}) \cdot k \quad (5.3.22)$$

На основу једначина 5.3.20, 5.3.21 и 5.3.22 одређују се компоненте силе отпора захватања:

$$W_x = \frac{-\left(M_{p3} + M_{g3} + M_{p4} \frac{r_{43}}{i_4}\right)(x_w - x_4) + (M_{p4} + M_{g4})(x_w - x_3)}{(x_w - x_3)(y_w - y_4) - (x_w - x_4)(y_w - y_3)} \quad (5.3.23)$$

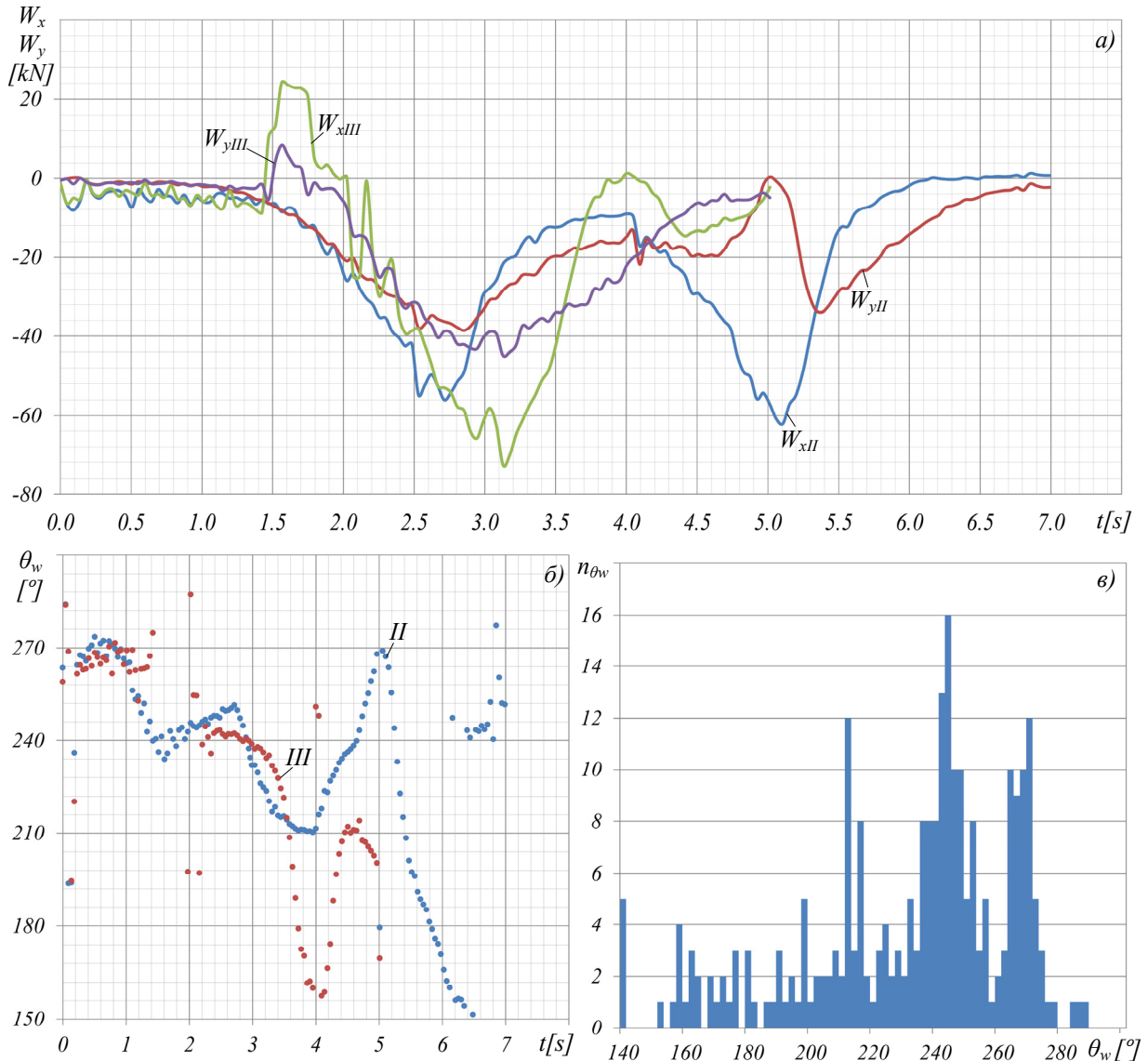
$$W_y = \frac{-\left(M_{p3} + M_{g3} + M_{p4} \frac{r_{43}}{i_4}\right)(y_w - y_4) + (M_{p4} + M_{g4})(y_w - y_3)}{(x_w - x_3)(y_w - y_4) - (x_w - x_4)(y_w - y_3)} \quad (5.3.24)$$



Сл. 5.3.7 Математички модел утоваривача за нумеричко и експериментално одређивање силе отпора захватања материјала

Узимајући моменте оптерећења механизма стреле M_{o3} и механизма кашике M_{o4} добијене нумеричком симулацијом утоваривача (поглавље 3.2.3.2), као потребне погонске моменте механизма M_{p3} и M_{p4} при чему је: $M_{p3} = -M_{o3}$ и $M_{p4} = -M_{o4}$, према једначинама 5.3.23 и 5.3.24, одређене су компоненте W_x и W_y (сл.5.3.8 а) и угао правца θ_w (сл. 5.3.8 б) деловања вектора силе отпора захватања и његова расподела (сл. 5.3.8 в), зависно од времена трајања симулираних операција захватања са степенастим (II) и лучним (III) начином продирања кашике при захватању материјала.

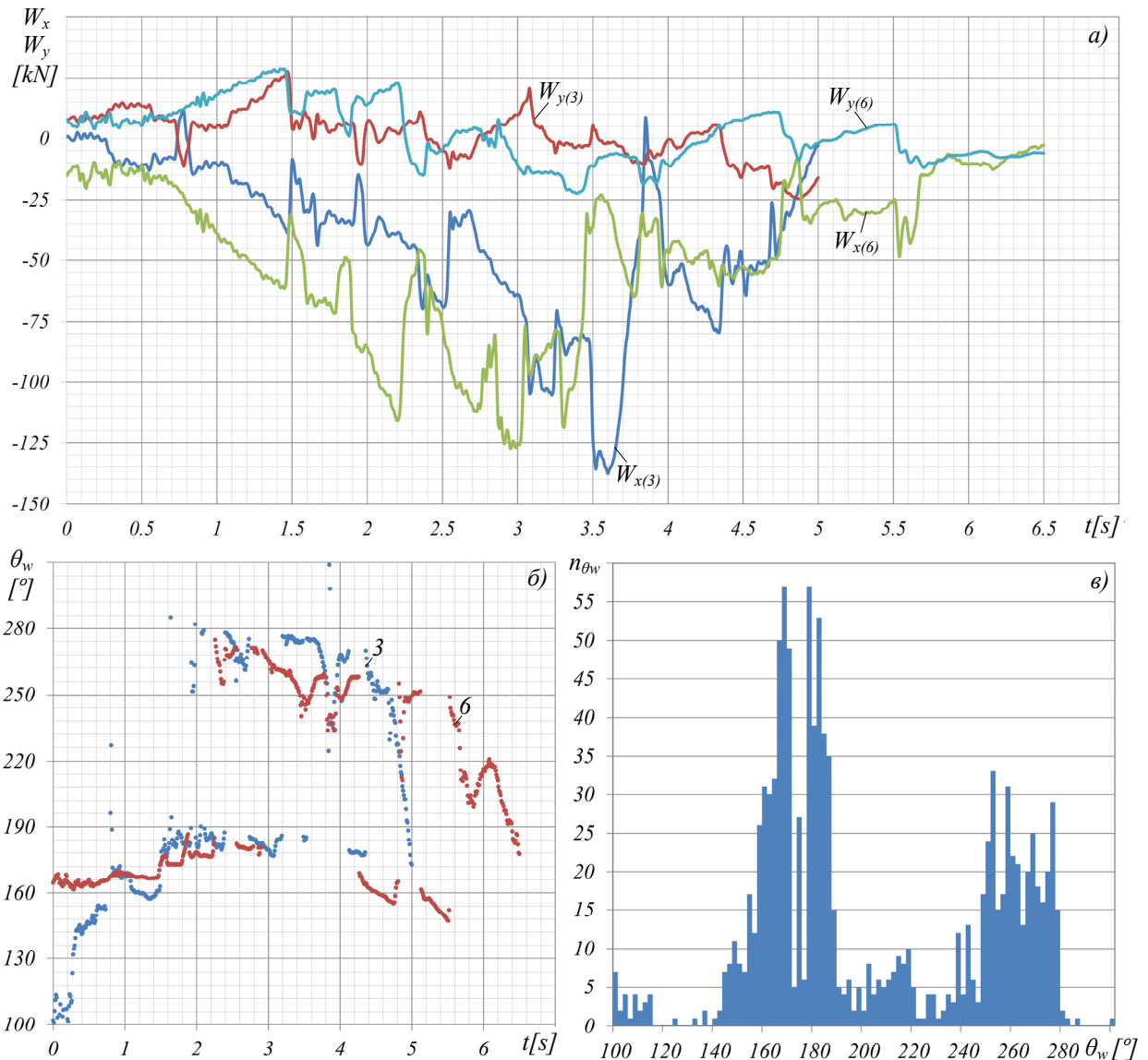
Компоненте W_x и W_y (сл. 5.3.9 а), промена угла θ_w (сл. 5.3.9 б) и његова расподела (сл. 5.3.9 в) одређени су, истим поступком, на основу момената оптерећења, односно погонских момената стреле и кашике добијених експериментално према мереним величинама стања физичког модела утоваривача при раду у експлоатационим условима током обављања 3 и 6 манипулационог задатка (Прилог ПЗ).



Сл. 5.3.8 Сила отпора захватања одређена нумеричком симулацијом: а) компоненте силе, б) промена угла α , в) расподела угла правца деловања силе отпора захватања

Добијени резултати показују стохастичку промену угла θ_w правца деловања силе отпора захватања материјала, који зависе од врсте материјала и начина захватања. Према расподели добијеној на основу нумеричке симулације, највише су заступљени углови θ_w (сл. 5.3.8 б,в) правца деловања силе отпора захватања око вредности $\theta_w=240^\circ$ у распону од 160° до 270° . Слично је и са расподелом угла θ_w (сл. 5.3.9 б, в) добијеној на основу експерименталних мерења, с разликом да су се због степенастог начина захватања јавио највећи број углова око $\theta_w=170^\circ$ (на почетку операције хоризонталног продирања кашике у материјал) и око угла $\theta_w=260^\circ$ (при закретању кашике и обимном захватању материјала).

Према промени и расподели угла θ_w силе захватања материјала, може се закључити да утоваривачи са алатом у облику кашике примарно обављају функције технологијом захватања "од себе".



Сл. 5.3.9 Сила отпора захватања одређена на основу експерименталних мерења: а) компоненте силе, б) промена угла и в) расподела угла правца деловања силе отпора захватања

На основу претходно спроведених анализа, за одређивање постављене функције циља критеријума усмерене силе захватања, усваја, се фактор k_w правца деловања силе (отпора) захватања материјала константне (сл. 5.3.10 а) и променљиве (сл. 5.3.10 б) вредности зависно од промене угла θ_w правца вектора силе (отпора) захватања у опсегу $\theta_w=[0,360^\circ]$.

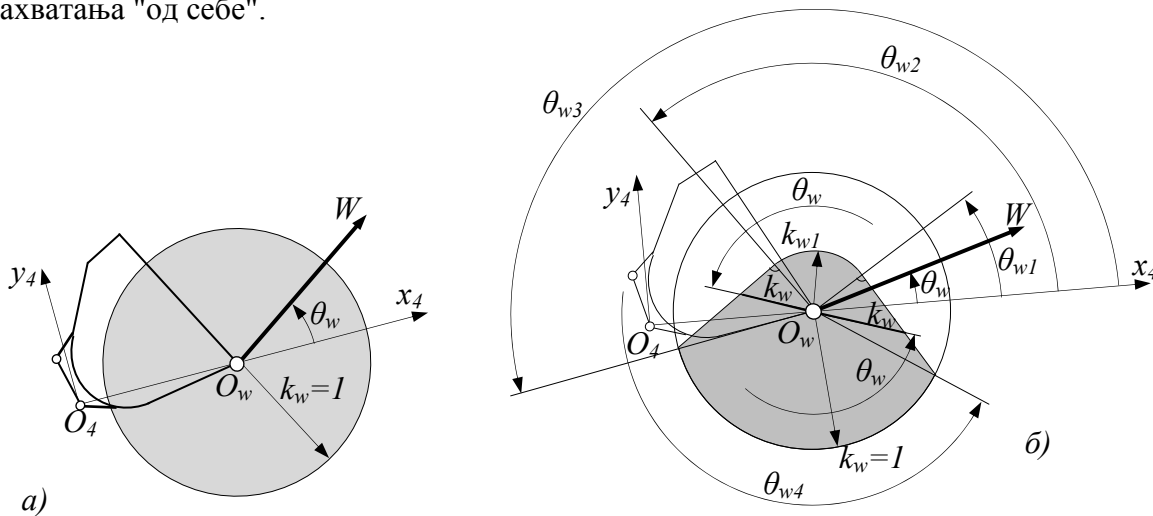
Фактор константне вредности $k_w=1$ (сл. 5.3.10 а) у целом радном подручју манипулатора и свим правцима деловања силе отпора захватања даје исти значај. Фактором променљиве вредности $k_w \neq 1$ се већи значај даје силама (отпорима) захватања чији је правац у зони која одговара технологији захватања "од себе" односно правцима који одговарају природно очекиваним правцима деловања сила отпора захватања при примарној функцији утоваривача.

Фактор правца деловања могуће силе (отпора) захватања променљиве вредности дефинисан је једнакостима (сл. 5.3.10 б):

$$k_w = \begin{cases} k_{w1} = const & \forall \theta_{w1} < \theta_w < \theta_{w2} \\ \frac{k_{w1}}{\cos(\theta_w - \theta_{w2})} & \forall \theta_{w2} \leq \theta_w \leq \theta_{w3} \\ 1 & \forall \theta_{w3} \leq \theta_w \leq \theta_{w4} \\ \frac{k_w}{\cos(360^\circ + \theta_{w1} - \theta_w)} & \forall \theta_{w4} \leq \theta_w \leq 360^\circ + \theta_{w1} \end{cases} \quad (5.3.25)$$

где је: θ_{w1} , θ_{w2} , θ_{w3} и θ_{w4} - задати гранични углови у опсегу промене угла $\theta_w=[0,360^\circ]$

За одређени угао θ_3 положаја стреле, у радном подручју манипулатора гранични углови θ_{w1} , θ_{w2} , θ_{w3} и θ_{w4} се бирају с тежњом да се вредностима фактора правца деловања силе (отпора) захватања даје већи значај силама захватања које могу да савладају отпоре захватања са очекиваним природним правцима деловања при технологији захватања "од себе".



Сл. 5.3.10 Корекциони фактори правца деловања силе копања: а) константне, б) променљиве вредности

При синтези погонских механизма манипулатора утоваривача фактором k_w правца и смера деловања могуће силе (отпора) захватања, дефинисање функције циља критеријума усмерене силе захватања, се тежи избору параметара механизма којима ће механизми имати максималне могућности да савладају отпоре захватања са очекиваним природним правцем деловања.

5.3.2.2. Фактор положаја захватања k_{xy} . Током манипулационих задатака примарне функције утоваривача, са алатом у облику кашике, операција захватања материјала технологијом рада "од себе" се претежно обавља у зони која у радном подручју манипулатора припада подручју око површине ослањања и кретања машине. У осталом, већем делу радног подручја манипулатора обављају се операције преноса и истовара материјала. С обзиром да се операција захватања не обавља подједнако у целом радном подручју манипулатора постављена функција циља критеријума усмерене силе (отпора) захватања садржи фактор k_{xy} положаја захватања материјала.

Фактор положај захватања k_{xy} је одређен зависно од угла θ_3 положаја стреле и угла θ_4 релативног положаја кашике у односу на стрелу једначином:

$$k_{xy} = k_{\theta_3} \cdot k_{\theta_4} \quad (5.3.26)$$

где је: k_{θ_3} , k_{θ_4} - коефицијенти положаја стреле и кашике одређени једначинама (сл. 5.3.11):

$$k_{\theta_3} = \begin{cases} 1 & \forall \theta_{31} > \theta_3 > \theta_{3p} \\ 1 - \cos(\theta_3 - \theta_{31}) & \forall \theta_{31} > \theta_3 > \theta_{3p} \end{cases} \quad (5.3.27)$$

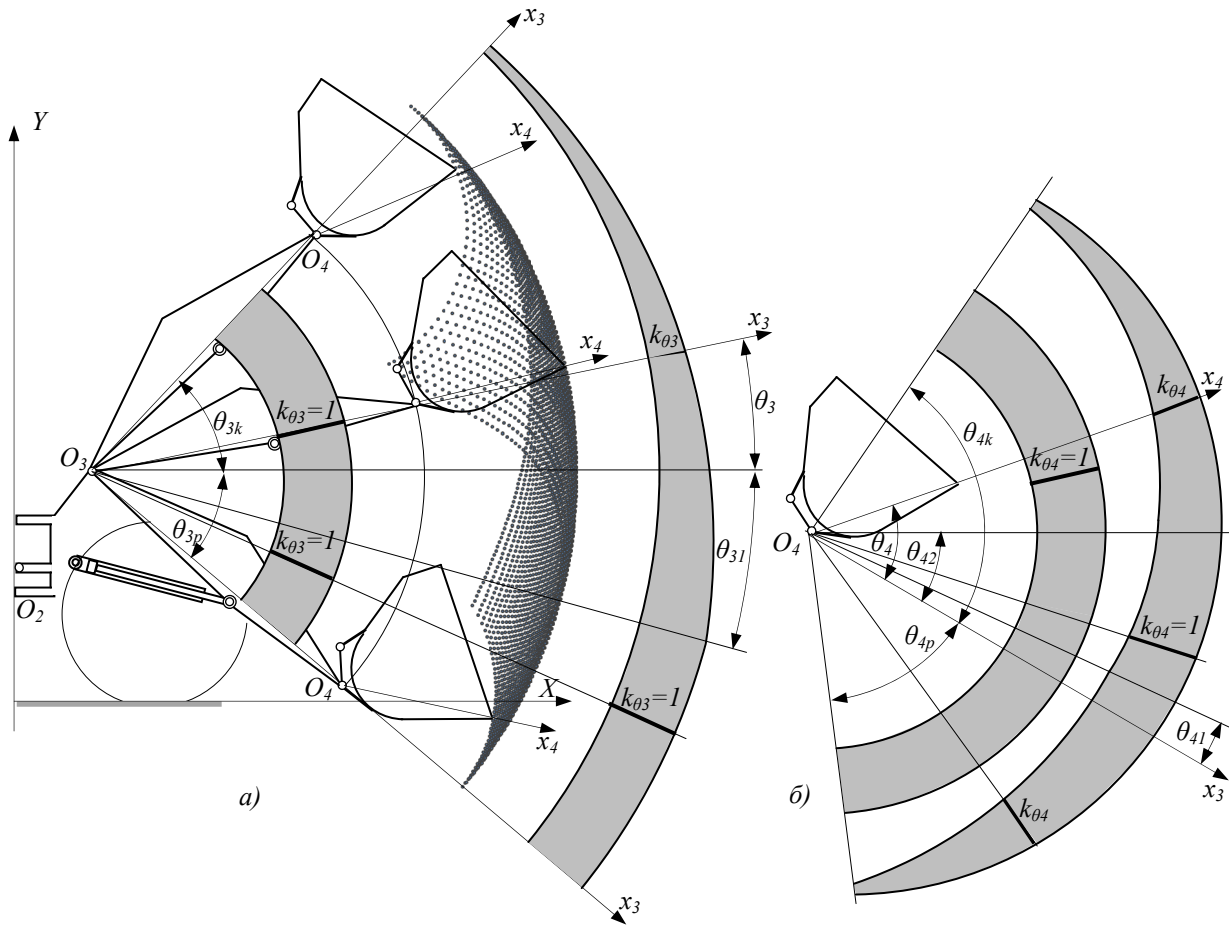
$$k_{\theta_4} = \begin{cases} 1 - \cos(\theta_4 - \theta_{41}) & \forall \theta_{4p} < \theta_4 < \theta_{41} \\ 1 & \forall \theta_{41} < \theta_4 < \theta_{42} \\ 1 - \cos(\theta_4 - \theta_{42}) & \forall \theta_{42} < \theta_4 < \theta_{4k} \end{cases} \quad (5.3.28)$$

где је: θ_{3p} , θ_{3k} , θ_{31} , θ_{4p} , θ_{4k} , θ_{41} , θ_{42} - гранични углови положаја стреле и кашике у опсегу свог кретања.

Одређивањем и усвајањем граничних углова положаја стреле и кашике и избором жељеног броја положаја стреле и за сваки положај стреле жељени број положаја кашике рачунањем коефицијента k_{θ_3} и k_{θ_4} добија се мрежа вредности фактора положаја захватања материјала k_{xy} у целом радном подручју манипулатора утоваривача.

При синтези механизма, фактором k_{xy} положаја захватања функције циља критеријума усмерене силе (отпора) захватања, тежи се да максималне могућности деловања механизма буду у положају радног подручја манипулатора, када је у зони захватања материјала.

При избору граничних углова θ_{31} , θ_{41} , θ_{42} , од којих зависе коефицијенти k_{θ_3} и k_{θ_4} тежи се да фактор k_{xy} положаја захватања материјала има највеће вредности када је манипулатор



Сл. 5.3.11. Корекциони фактори положаја захватања зависно од промене угла: а) стреле, б) кашике

у зони радног подручја у којој се најчешће обављају операције захватања материјала током манипулационих задатака.

Избором граничног угла θ_3 уз познавање почетног угла θ_{3p} положаја стреле одређује се зона радног подручја манипулатора у којој се најчешће обављају операције захватања материјала при чему, према једначини 5.3.27, коефицијент $k_{\theta_3}=1$ има максималну вредност (сл. 5.3.11а). Са порастом угла стреле θ_3 , од граничног угла θ_{31} до крајњег угла θ_{3k} , коефицијент k_{θ_3} опада јер у том опсегу кретања стреле се углавном обављају операције преноса и истовара док су операције захватања врло ретке.

Граничним угловима θ_{41} и θ_{42} (сл. 5.3.11 б) одређује се опсег релативног положаја кашике у односу на стрелу манипулатора при захватању материјала када коефицијент $k_{\theta_4}=1$ има максималну вредност.

5.3.2.3. Фактор опсега захватања k_θ . - При одређивању функције циља критеријума усмерене силе (отпора) захватања материјала узима се у обзир и релативна величина целог радног подручја манипулатора утоваривача помоћу фактора опсега захватања k_θ који је дефинисан односом (сл. 5.3.11):

$$k_{\theta} = \frac{\theta_{3o} + \theta_{4o}}{\theta_{3or} + \theta_{4or}} \quad (5.3.29)$$

где је: θ_{3o} , θ_{4o} - углови укупног опсега релативног кретања стреле и кашике манипулатора, θ_{3or} , θ_{4or} - задати гранични углови опсега релативног кретања стреле и кашике манипулатора [97].

5.3.3. Програм

На основу претходно постављеног математичког модела развијен је програм за одређивање вредности функције циља као показатеља критеријума усмерене силе (отпора) захватања при поступку оптималне синтезе погонских механизма манипулатора утоваривача Z кинематике.

Програму се задаје датотека генерисаних варијанти механизма манипулатора са скупом L_i параметара чланова кинематичког ланца и скупом параметара E_{v3} механизма стреле и скупом параметара E_{v4} механизма кашике. Поред тога задаје се: а) жељени бројеви n_s и n_k положаја стреле и кашике у свом опсегу кретања, б) број n_w промене угла правца деловања силе (отпора) захватања, в) гранични углови којима се одређује константна или променљива вредност фактора k_w правца силе захватања, фактора положаја k_{xy} и фактора опсега k_{θ} захватања материјала у целом радном подручју манипулатора и г) максимални притисак хидроцилиндара механизма манипулатора.

У сваком итеративном циклусу промене положаја стреле и кашике, програмом се најпре одређују: положај манипулатора и механизма, граничне и могуће силе захватања материјала, затим фактори функције циља и усмерена сила захватања и на крају вредност функције циља критеријума као средња вредност усмерене силе захватања за цело радно подручје манипулатора утоваривача.

5.3.3.1. Пример. - За параметре чланова L_i кинематичког ланца утоваривача A (Прилог П2, Табела П2.1-П2.7), параметре генерисаних варијанти механизма манипулатора (Табеле Т4.2.6, Т4.2.7) и задате услове и параметре манипулационих задатака (Табела Т5.3.1), коришћењем развијеног програма, одређене су вредности функције циља f_2 (једначина 5.3.17) (Табела Т5.3.2), са константним (f_{21}) и променљивим (f_{22}) факторима, критеријума усмерене силе захватања генерисаних варијанти механизма манипулатора.

Вредности функције циља f_{21} , као показатељ критеријума, представљају средњу вредност могућих сила (отпора) захватања одређених у целом радном подручју манипулатора са константним факторима $k_{xy}=k_w=k_{\theta}=1$.

Вредност функције циља f_{22} као показатељ критеријума, представљају средњу вре-

дност усмерене силе (отпора) захватања одређених у целом радном подручју манипулатора са променљивим факторима $k_{xy} \leq 1$, $k_w \leq 1$, $k_\theta \leq 1$. За све генерисане варијанте механизма манипулатора, функције циља f_{21} и f_{22} су одређене за $n_s \times n_k = 200 \times 100 = 20000$ положаја манипулатора и погонских механизма, при чему је у сваком положају манипулатора угао правца деловања силе отпора захватања међан за један степен $\Delta\theta_w = 1$ у интервалу од 0° до 360° .

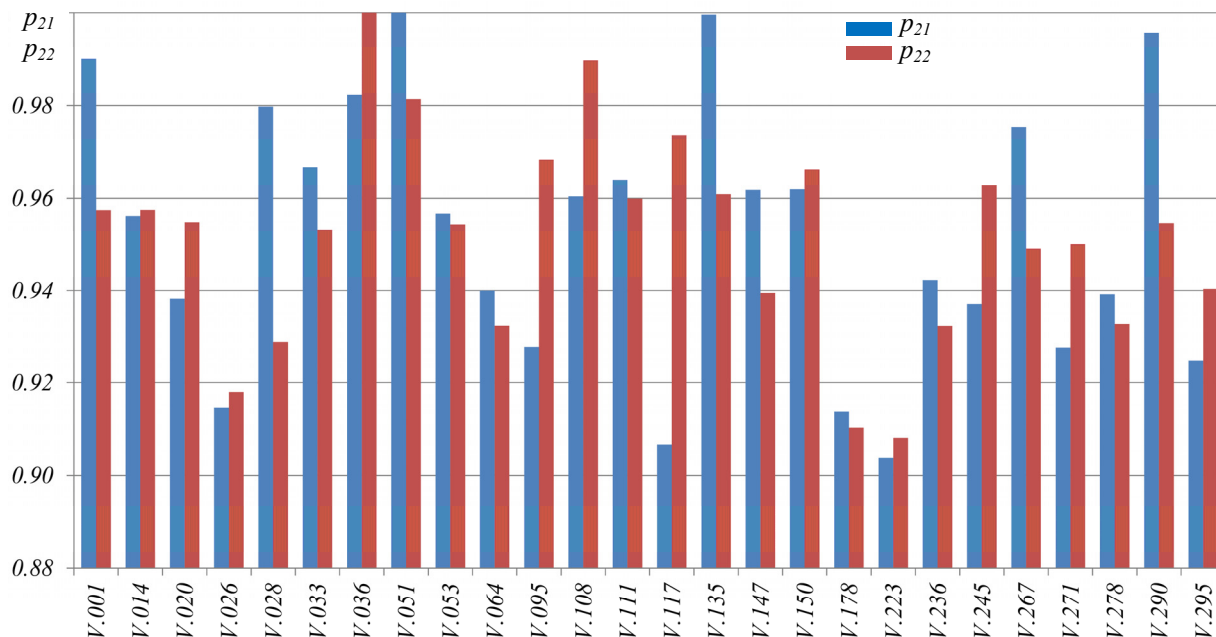
Табела Т5.3.1 Услови и параметри манипулационих задатака

Назив параметра	Ознака-димензија
Број положаја стреле у опсегу кретања	$n_s = 200$
Број положаја кашике у свом опсегу кретања за одређени положај стреле	$n_k = 100$
Број промене угла правца деловања силе (отпора) захватања	$n_w = 360$
Почетни/крајњи угао стреле	$\theta_{3p}/\theta_{3k} = -41^\circ/48^\circ$
Гранични угао стреле фактора положаја захватања	$\theta_{31} = -10^\circ$
Почетни/крајњи угао кашике	$\theta_{4p}/\theta_{4k} = -80^\circ/85^\circ$
Гранични углови кашике фактора положаја захватања	$\theta_{41} = 5^\circ, \theta_{42} = 45^\circ$
Гранични углови фактора опсега захватања	$\theta_{3or} = 100^\circ, \theta_{4or} = 110^\circ$
Гранични углови фактора правца деловања силе (отпора) захватања	$\theta_{w1} = 48^\circ, \theta_{w2} = 110^\circ$ $\theta_{w3} = 190^\circ, \theta_{w4} = 330^\circ$
Гранична вредност фактора правца деловања силе (отпора) захватања	$k_w = 0,2$
Максимални притисак хидроцилиндара механизма	$p_{max} = 30,5 \text{ MPa}$

Табела Т5.3.2 Функције циља и показатељи критеријума декларисане силе захватања

Број манип. E_v	Механизам стреле			Механизам кашике			Критеријум K_2			
	n_{m3}	D_3 [mm]	d_3 [mm]	n_{m4}	D_4 [mm]	d_4 [mm]	Функција	Показатељ	Функција	Показатељ
							циља, f_{21i}	$p_{21i} = f_{21i}/f_{21max}$	циља, f_{22i}	$p_{22i} = f_{22i}/f_{22max}$
							$k_{xy} = k_w = k_\theta = 1$		$k_{xy} \leq 1, k_w \leq 1, k_\theta \leq 1$	
V.001 ¹⁾	3.001	125	90	4.001	150	100	56,581	0,9901	22,652	0,9575
V.014	3.014	125	80	4.014	160	100	54,646	0,9562	22,653	0,9575
V.020	3.020	125	80	4.020	140	90	53,620	0,9383	22,591	0,9549
V.026	3.026	110	80	4.026	170	115	52,273	0,9147	21,718	0,9180
V.028	3.028	110	80	4.028	180	115	55,990	0,9797	21,974	0,9288
V.033	3.033	140	90	4.033	160	110	55,247	0,9667	22,553	0,9533
V.036	3.036	125	90	4.036	180	125	53,713	0,9399	$f_{22max} = 23,658$	$p_{22max} = 1$
V.051	3.051	150	100	4.051	170	110	$f_{21max} = 57,148$	$p_{21max} = 1$	23,217	0,9814
V.053	3.053	125	90	4.053	150	100	54,675	0,9567	22,580	0,9544
V.064	3.064	140	90	4.064	150	100	53,720	0,9400	22,055	0,9322
V.095	3.095	125	90	4.095	140	100	53,018	0,9277	22,909	0,9683
V.108	3.108	150	100	4.108	180	125	54,885	0,9604	23,416	0,9898
V.111	3.111	110	80	4.111	170	115	55,093	0,9640	22,709	0,9599
V.117	3.117	140	90	4.117	125	090	51,815	0,9067	23,036	0,9737
V.135	3.135	125	90	4.135	150	100	57,125	0,9996	22,732	0,9609
V.147	3.147	140	90	4.147	160	100	54,965	0,9618	22,227	0,9395
V.150	3.150	125	90	4.150	160	100	54,973	0,9619	22,861	0,9663
V.178	3.178	150	100	4.178	150	100	52,226	0,9139	21,535	0,9103
V.223	3.223	125	80	4.223	150	100	51,655	0,9039	21,484	0,9081
V.236	3.236	110	80	4.236	170	110	53,849	0,9423	22,054	0,9322
V.245	3.245	150	100	4.245	140	90	53,553	0,9371	22,777	0,9628
V.267	3.267	125	80	4.267	170	115	55,745	0,9754	22,455	0,9492
V.271	3.271	110	80	4.271	140	100	53,010	0,9276	22,478	0,9501
V.278	3.278	110	80	4.278	160	100	53,675	0,9392	22,064	0,9326
V.290	3.290	125	90	4.290	160	100	56,906	0,9958	22,587	0,9547
V.295	3.295	125	90	4.295	150	100	52,853	0,9248	22,247	0,9404

¹⁾ Параметри погонских механизма стреле и кашике иницијалног физичког модела утоваривача WA320 фирме Komatsu



Сл. 5.3.12 Показатељи ваљаности критеријума усмерене силе захватања са константним (p_{21}) и променљивим (p_{22}) факторима постављене функције циља

Добијени резултати показују да су вредности функција циља f_{21} и f_{22} (Табела Т5.3.2) и показатеља (сл. 5.3.12) критеријума усмерене силе захватања, за генерисане варијанте механизма манипулатора различити. Упоредна анализа функција циља одређених са константним (f_{21}) и променљивим (f_{22}) факторима показује да максималне вредности показатеља $p_{21}=p_{22}=1$ имају различите варијанте механизма манипулатора.

Максималну вредност показатеља $p_{21}=1$ има варијанта механизма $V.051$ а максималну вредност вредност функције циља $p_{22}=1$ има варијанта механизма $V.108$. Уочена разлика указује, с обзиром на променљиве факторе функције циља f_{22} , да генерисана варијанта механизма манипулатора $V.108$, у односу на варијанту $V.051$, има бољу функционалну зависност механизма стреле и механизма кашике која се огледа у томе да је узajамно деловање механизма усклађено са условима ограниченим стабилношћу машине и да је максимално могуће деловање механизма усмерено у положајима манипулатора када је кашика у зони радног подручја у којима се најчешће обавља операција захватања материјала.

Претходно спровдене анализе и добијени резултати показују да функција циља, односно показатељ критеријума усмерене силе не зависи од трансформационих параметра - пречника клипа/клипњаче хидроцилиндара већ од преносних параметара механизма - координата зглобова којима се преносне полуге и хидроцилиндри механизма везују за чланове кинематичког ланца утоваривача.

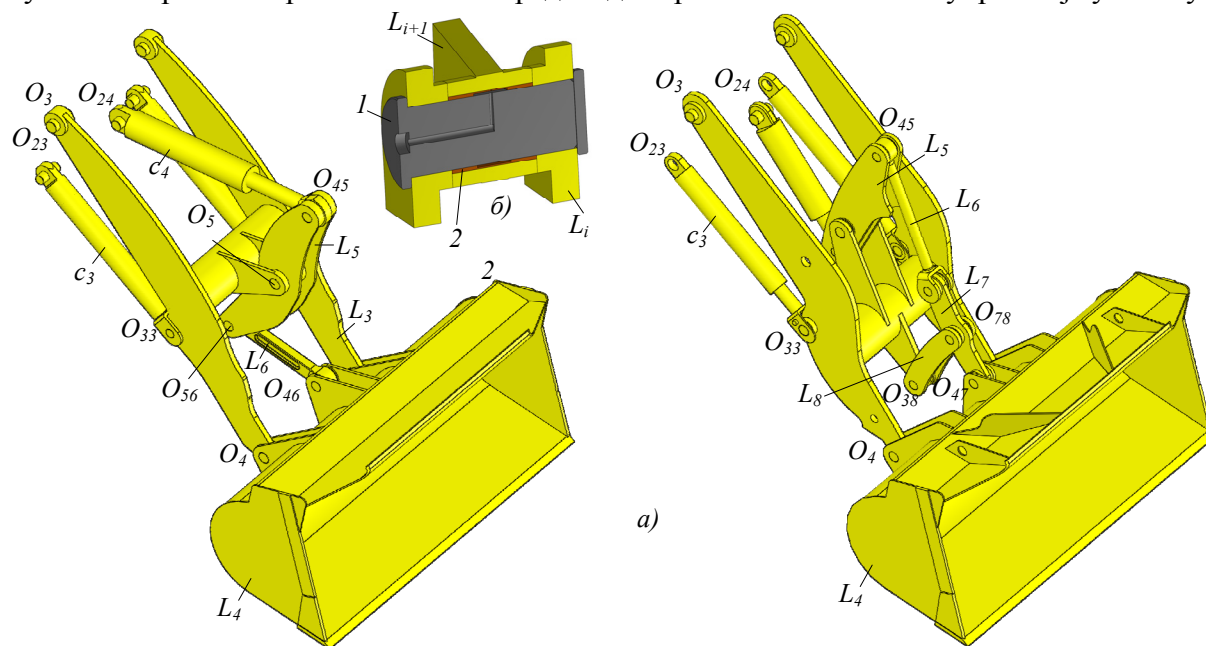
5.4. ТРИБОЛОШКИ КРИТЕРИЈУМ ОПТИМИЗАЦИЈЕ

5.4.1. Опште

За оптималну синтезу погонских механизма манипулатора у овом поглављу дефинисан је триболошки критеријум с циљем да је током манипулационих задатака утоваривача минималан губитак снаге настао услед трења у зглобовима кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора.

Према структурној анализи (поглавље 2) чланови кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора утоваривача граде кинематичке парове повезане елементима кинематичких парова - обртним зглобовима пете класе. Структуру чланова L_3-L_6 (сл.5.4.1а) кинематичког ланца чине делови обликовани од челичних лимова и профила спојени поступком заваривања. Структуру елемената обртног зглоба чине сворњак 1 (сл. 5.4.1 б) и чауре 2 који у кинематичком пару граде клизни спој лабавог налегања са одговарајућим зазором. У кинематичком пару са обртним зглобом сворњак се чврсто везује за један а чаура за други члан кинематичког пара при, чему чаура могу имати релативно кретање у односу на сворњак и обрнуто.

Манипулатори утоваривача имају стреле L_3 са утиснутим чаурама у главчинама крајњих зглобова O_3 и O_4 (сл. 5.4.1а). У зглобу O_3 чауре имају релативно кретање у односу на непокретне сворњаке везане за предњи део кретног механизма. Супротно је у зглобу



Сл. 5.4.1 Структура манипулатора утоваривача: а) чланови кинематичког ланца, б) елементи обртних зглобова кинематичких парова

O_4 где су сворњаци везани за кашику и имају релативно кретање у односу на чауре утиснуте у главчине стреле. У зглобу O_5 , чауре су утиснуте у зглобовима двокраке полуге L_5 и имају релативно кретање у односу на непокретни сворњак везан за стрелу. Слично је и код зглобова споне L_6 у којој су утиснуте чауре. Код хидроцилиндара погонских механизма манипулатора чауре су утиснуте у главчине ушица тела и клипњаче хидроцилиндра и имају релативно кретање у односу на сворњаке везане за поједине чланове кинематичког ланца манипулатора. Карактеристично је да при појединим операцијама манипулационих задатака утоваривача чланови кинематичког ланца и механизма и са њима и елементи зглобова имају изражена релативна кретања у погледу опсега и смера кретања и оптерећења која се при томе јављају.

Претходно спроведене анализе су показале да је при операцији захватања материјала и операцији истовара укупни опсег релативног кретања кашике у оба смера око $\theta_{40} \cong 100^\circ$, а укупни опсег релативног кретања стреле при операцији преноса материјала из транспортног у истоварни положај и повратак у нови положај захватања је $\theta_{30} \cong 90^\circ$. Опсег релативног кретања двокраке полуге и споне нешто је мањи у односу на кретање стреле и кашике.

Током манипулационих задатака при релативном кретању и оптерећењу чланова кинематичког ланца и механизма у зглобовима кинематичких парова јављају се триболошке појаве - трење и хабање између елемената зглобова. Услед трења у зглобовима долази до повећаних отпора релативног кретања чланова кинематичких парова, односно губитка снаге и смањења енергетске ефикасности погонских механизма манипулатора. Хабањем елемената зглобова повећавају се зазори лабавог налегања клизног споја услед чега, при промени смера релативног кретања чланова кинематичког пара, долази до динамичких удара уз повећање напрезања и смањења животног века чланова кинематичког ланца механизма манипулатора.

У наставку поглавља дефинисан је динамички математички модел утоваривача на основу којег је анализиран утицај параметара механизма манипулатора на функционалне, структурне и триболошке параметре у зглобовима кинематичког ланца механизма манипулатора. На основу резултата анализе дефинисан је триболошки критеријум за оптималну синтезу погонских механизма манипулатора с функцијом циља да механизми имају максималну енергетску ефикасност, односно минималне губитке снаге изазване трењем у зглобовима кинематичког ланца механизма манипулатора. Према постављеном математичком моделу и дефинисаној функцији циља развијен је програм за одређивање показатеља триболошког критеријума при вредновању механизма.

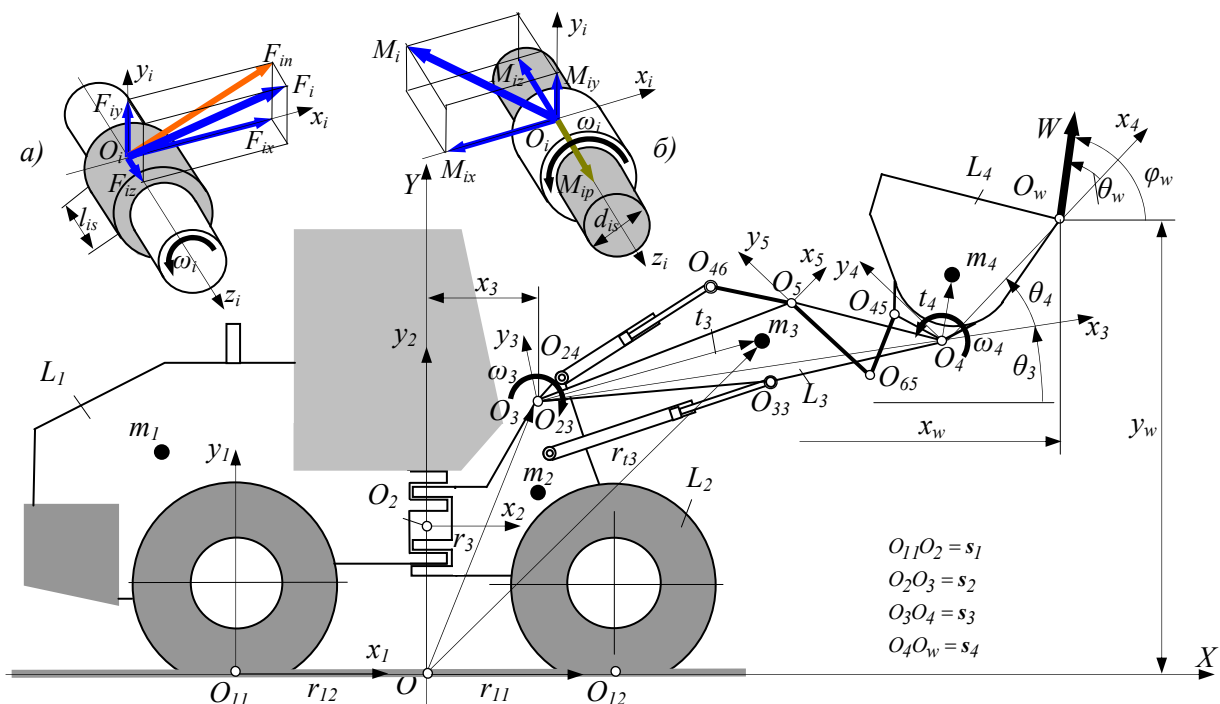
5.4.2. Математички модел

За анализу утицаја параметара погонских механизма на функционалне, структурне и триболошке параметре зглобова кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора развијен је математички модел утоваривача (сл. 5.4.2) који је формиран тако да је на већ дефинисани динамички математички модел кинематичког ланца утоваривача, са познатим параметрима чланова ланца L_i (поглавље 3.2.1), додат математички модел погонских механизма са познатим преносним и трансформационим параметрима E_{v3} и E_{v4} манипулатора са следећим претпоставкама:

- коефицијент трења између елемената зглобова кинематичких парова манипулатора има константну вредност,
- занемарује се трење при кретању клипњаче хидроцилиндара погонских механизма манипулатора.

Функционални параметри зглобова се односе на брзине кретања и оптерећења елемената зглобова током манипулационог задатка. Битни структурни параметри зглобова су геометријске величине елемената зглобова. Триболошки параметри се односе на моменте отпора трења и снагу потребну да се савладају отпори трења у зглобовима.

5.4.2.1. Параметри зглобова. – Релативно кретање елемената обртних зглобова механизма манипулатора, угаоном брзином ω_i (сл. 5.4.2 а, б) извршног члана механизма, може бити са чауром релативно покретном у односу на сворњак и обрнуто, зависно од могућности извођења зглоба.



Сл. 5.4.2 Параметри зглобова манипулатора: а) momenti, б) силе оптерећења зглобова

Фиктивним прекидом кинематичког ланца манипулатора у зглобу O_i (сл. 5.4.2) и редукијом свих оптерећења која делују на одбачени део кинематичког ланца у средиште зглоба O_i добијају се оптерећења елемената зглоба:

$$\text{- вектор укупне редуковане силе: } \mathbf{F}_i = \mathbf{F}_{ri} + \mathbf{F}_{ci} \quad (5.4.1)$$

$$\text{- вектор укупног редукованог момента: } \mathbf{M}_i = \mathbf{M}_{ri} + \mathbf{M}_{pi} \quad (5.4.2)$$

где је: \mathbf{F}_{ri} , \mathbf{M}_{ri} - вектори силе и момената оптерећења у зглобу O_i (једначине 3.2.6, 3.2.7, поглавље 3.2.1), \mathbf{F}_{ci} , \mathbf{M}_{pi} - силе хидроцилиндара и погонски момент механизма кинематичког пара зглоба O_i .

Компоненте укупне редуковане силе у зглобу O_i у локалном координатном систему $O_ixiyizi$ погоњеног члана L_i кинематичког пара одређене једначинама (сл. 5.4.2б):

$$F_{ix} = \mathbf{F}_i \cdot \mathbf{i}_i, \quad F_{iy} = \mathbf{F}_i \cdot \mathbf{j}_i, \quad F_{iz} = \mathbf{F}_i \cdot \mathbf{k}_i \quad (5.4.3)$$

оптерећују елементе зглоба с тим што компоненте F_{ix} и F_{iy} , нормалне на осу зглоба O_iz_i изазивају треће између елемената зглоба.

Компоненте укупног редукованог момента у зглобу O_i у локалном координатном систему $O_ixiyizi$ члана L_i кинематичког пара механизма одређене једначинама (сл. 5.4.2а):

$$M_{ix} = \mathbf{M}_i \cdot \mathbf{i}_i, \quad M_{iy} = \mathbf{M}_i \cdot \mathbf{j}_i, \quad M_{iz} = \mathbf{M}_i \cdot \mathbf{k}_i \quad (5.4.4)$$

оптерећују елементе зглоба, осим компоненте M_{iz} момента оптерећења механизма који савлађује потребан погонски момент механизма $M_{pi} = M_{iz}$.

При даљој анализи утицаја параметара механизма на триболошке параметре зглобова од свих оптерећења узима се резултанта F_{in} компонента F_{ix} и F_{iy} сила које делују нормално на осу зглоба:

$$F_{in} = \sqrt{F_{ix}^2 + F_{iy}^2} \quad (5.4.5)$$

Основни структурни параметри елемената обртних зглобова су пречник d_{is} (сл. 5.4.2а,б) сворњака и дужине l_{is} чауре. Услед деловања резултујуће нормалне силе F_{in} , примарна напрезања елемената кинематичких парова механизма манипулатора су смицање, површински притисак и савијање. Према примарним оптерећењима и дозвољеним напрезањима материјала елемената зглобова, одређује се пречник d_{is} сворњака зглоба [74]:

$$d_{is} = \max \left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{F_{in \max}}{n_{is} \cdot e_{is} \cdot p_{sd}} \right)^{1/2} \\ \left(\frac{2 \cdot F_{in \max}}{n_{is} \cdot \pi \cdot \tau_{sd}} \right)^{1/2} \\ \left[\frac{8 \cdot F_{in \max} (L_{is} - l_{is})}{n_{is} \cdot \pi \cdot \sigma_{sd}} \right]^{1/3} \end{array} \right. \quad (5.4.6)$$

где је: F_{inmax} - максимална нормална сила која оптерећује зглоб, n_{is} - број зглобова кинематичког пара механизма, $e_{is}=l_{is}/d_{is}$ - однос дужине чауре и пречника сворњака обртног зглоба, L_{is} - распон ослонаца сворњака, p_{sd} , τ_{sd} , σ_{sd} - дозвољена напрезања површинског притиска, смицања и савијања материјала елемената зглоба.

При деловању силе F_{in} нормално на осу зглоба O_i кинематичког пара механизма јавља се момент трења:

$$M_{it} = -\text{sign}(\dot{\theta}_i) \cdot F_{in} \cdot \mu_t \frac{d_{is}}{2} \quad (5.4.7)$$

и губитак снаге у зглобу изазван појавом трења:

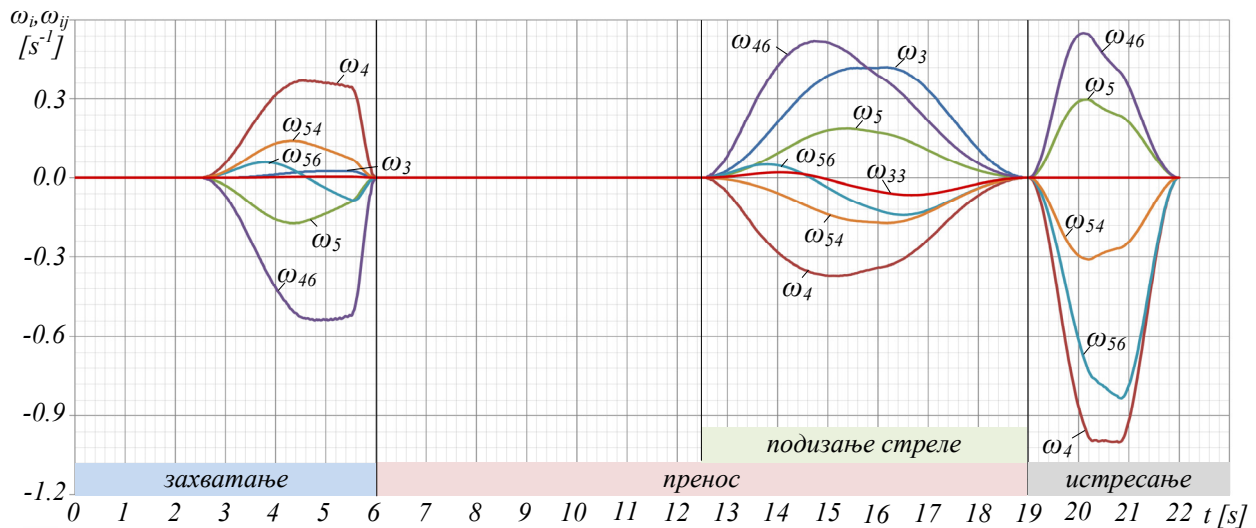
$$N_{it} = M_{it} \cdot \dot{\theta}_i \quad (5.4.8)$$

где је: $\dot{\theta}_i$ - угаона брзина кретања погоњеног члана у кинематичком пару механизма, μ_t - коефицијент трења између елемената зглоба [109].

5.4.3. Анализа параметара зглобова

Поступком нумеричке динамичке симулације, коришћењем програма *MSC Adams*, анализирани су функционални и триболошки параметри зглобова кинематичког ланца и механизма манипулатора рачунског модела утоваривача (Прилог П2, Табела П2-П7.). Симулирани су услови који одговарају манипулационом задатку са компонентама W_x , W_y , W_z (сл. 3.2.6) силе и компонентама M_{wx} , M_{wy} , M_{wz} (сл. 3.2.7) момената отпора захватања, одређених, коришћењем програма *EDEM*, за праволинијску путању продирања резне ивице у материјал захватања (поглавље 3.2.3.1).

Из резултата добијених симулацијом издвојени су и дати, зависно од времена трајања манипулационог задатка, функционални параметри зглобова кинематичких парова механизма манипулатора: угаоне брзине ω_i , ω_{ij} (сл. 5.4.3) релативно покретних елемената



Сл. 5.4.3 Угаоне брзине чланова и елемената зглобова манипулатора утоваривача

зглобова и компоненте сила F_{ix} , F_{iy} , F_{iz} (сл. 5.4.4) које оптерећују зглобове у локалном координатном систему $O_ix_iy_iz_i$ погоњеног члана L_i у кинематичком пару механизма.

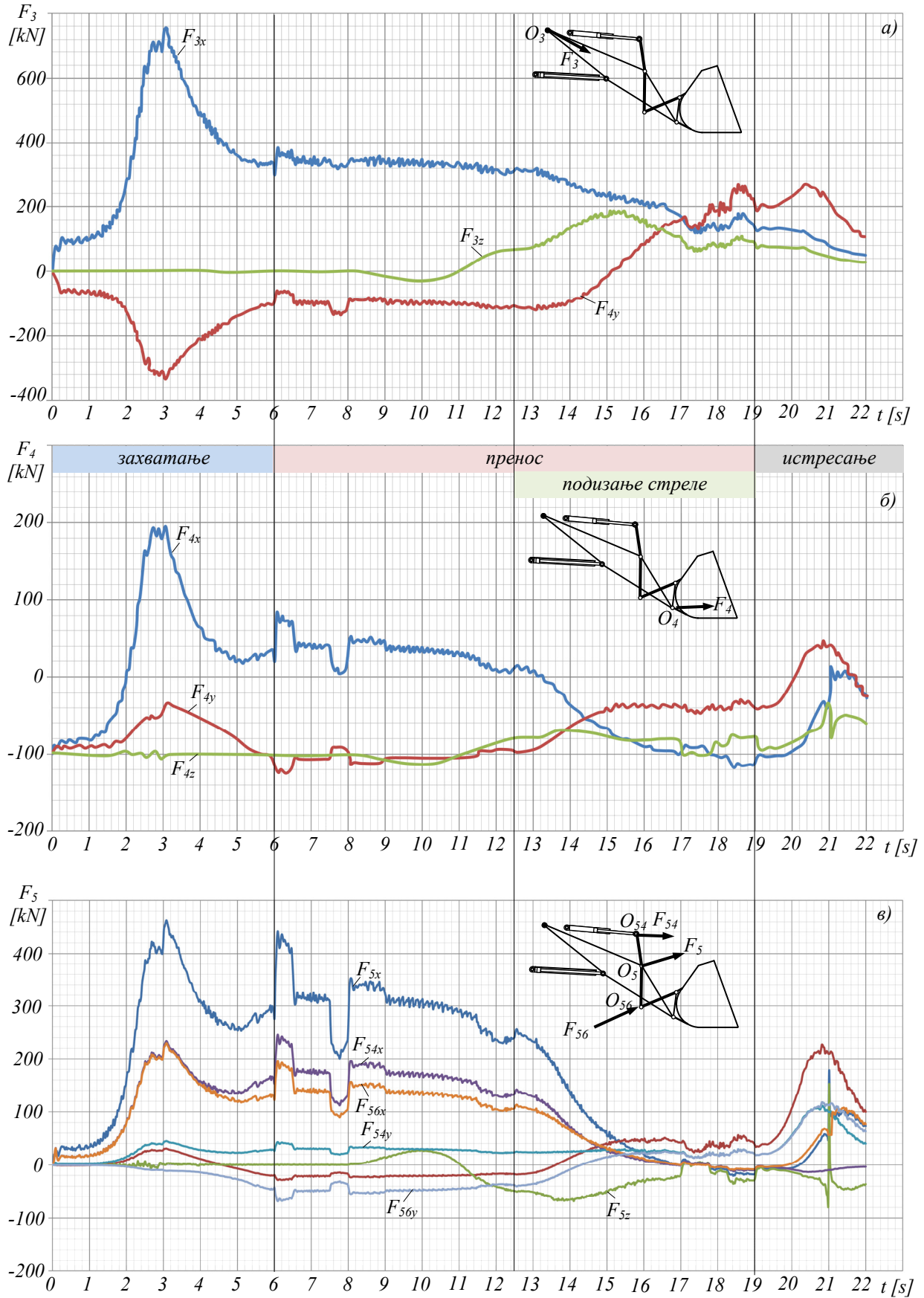
Релативно кретање покретних елемената зглобова са већим угаоним брзинама јављају се при операцији подизања ($t=12,5-19$ s) (сл. 5.4.3) и истовара ($t=19-22$ s). Међу њима највеће су: угаона брзина ω_3 у зглобу O_3 кинематичког пара ослоно-кретни механизам-стрела (L_2-L_3) и угаона брзина ω_4 у зглобу O_4 кинематичког пара стрела-кашика (L_3-L_4). Нешто мања угаона брзина ω_5 је у зглобу O_5 кинематичког пара двокрака полуга-стрела (L_5-L_3), затим угаона брзина ω_{54} зглоба O_{45} кинематичког пара хидроцилиндар кашике-двокрака полуга (c_4-L_5), угаона брзина ω_{46} кинематичког пара кашика-спона (L_4-L_6) и угаона брзина ω_{56} зглоба O_{56} кинематичког пара двокрака полуга-спона (L_5-L_6). Релативно мале угаоне брзине елемената зглобова се јављају при операцији захватања материјала ($t=0-4$ s). Најмања угаона брзина ω_{33} је у зглобу O_{33} кинематичког пара стрела-хидроцилиндри стреле (L_3-c_3).

Током хоризонталног продирања кашике у материјал кретањем машине ($t=0-2,5$ s) и при операцији преноса материјала кретањем машине ($t=6-12,5$ s) нема релативног кретања чланова кинематичких парова механизма манипулатора утоваривача.

Нумеричком симулацијом добијене промене компонената сила (сл. 5.4.4) у зглобовима кинематичких парова погонских механизма манипулатора, током манипулативног задатка, дате су, због прегледности, одвојено за зглобове кинематичких парова које гради: стрела (сл. 5.4.4 а), кашика (5.4.4 б) и двокрака полуга (сл.5.4.4 в) манипулатора. Највеће вредности сила у свим зглобовима кинематичких парова јављају при операцији захватања материјала ($t=0-6$ s).

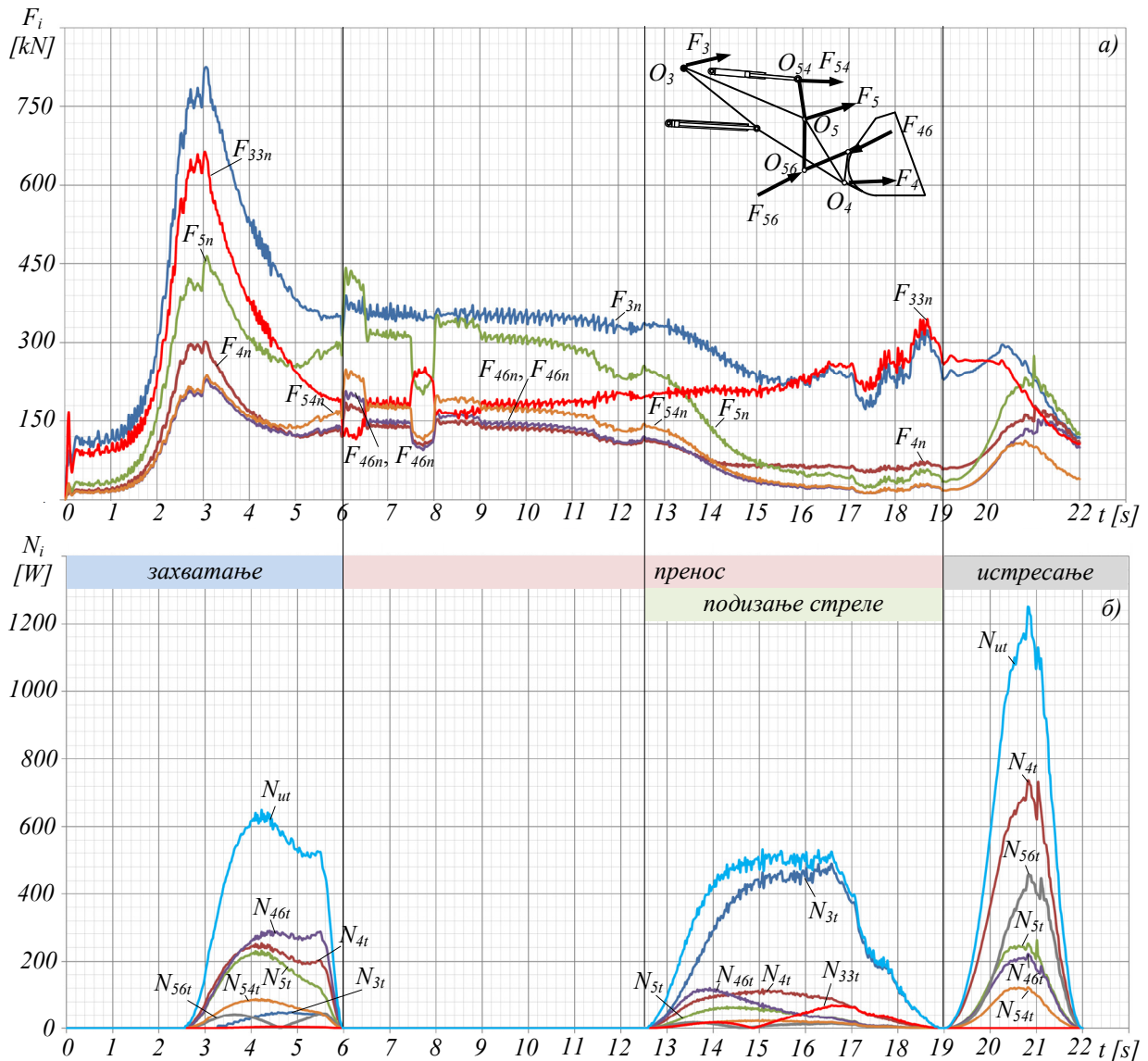
Упоредна анализа показује да највећи интензитет имају компоненте F_{3x} , F_{33x} (сл. 5.4.4 а) сила које делују у зглобовима O_3 и O_{33} кинематичких парова стреле L_3 . Нешто мањи интензитет имају компоненте F_{5x} , F_{45x} , F_{56x} (сл. 5.4.4 в) сила које делују у зглобовима O_5 , O_{45} и O_{56} кинематичких парова које гради двокрака полуга L_5 механизма кашике. Најмање вредности имају компоненте F_{4x} и F_{46x} (сл. 5.4.4 б) сила у зглобовима O_4 и O_{46} кинематичких парова које гради кашика L_4 . Повећани интензитет компонената F_{3y} и F_{33y} сила у зглобовима O_3 и O_{33} и компонената F_{4y} и F_{5y} сила у зглобовима O_4 и O_5 се јавља при операцији истовара материјала ($t=19-22$ s).

У свим зглобовима кинематичких парова механизма манипулатора компоненте F_{iz} сила које делују у правцу оса зглобова имају минималне вредности током операције захватања и незнатно повећане вредности при операцији преноса истовара, међутим, знатно су мање у односу на компоненте F_{ix} и F_{iy} које делују нормално на осе зглобова.



Сл. 5.4.4 Силе у зглобовима манипулатора: а) O_3 : стрела-кретни механизам, б) O_4 : стрела-кашика и в) O_5 , O_{54} , O_{56} - зглобовима двокраке полуге

На основу резултата добијених нумеричком динамичком симулацијом утоваривача издвојена је и дата промена, зависно од времена трајања манипулационог задатка, триболошких параметара зглобова кинематичких парова механизма манипулатора: нормалних сила F_{in} (сл. 5.4.5а) које изазивају трење у зглобовима и снаге трења N_{it} (сл. 5.4.5б) потребне да се савладају отпори трења у зглобовима. Нормалне силе F_{in} представљају резултанте компонената F_{ix} и F_{iy} које делују нормално на осе обртних зглобова кинематичких парова механизма. У свим зглобовима максимални интензитети нормалних сила се јављају при операцији захватања ($t=0-6$ s). Највећи интензитет има нормална сила F_{3n} која делују у зглобу O_3 кинематичког пара кретни механизам-стрела (L_2-L_3). Знатно мања је нормална сила F_{5n} у зглобу O_5 кинематичког пара стрела-двокрака полука (L_3-L_5). Релативно најмања је нормална сила F_{4n} у зглобу O_4 кинематичког пара стрела-кашика (L_3-L_4).



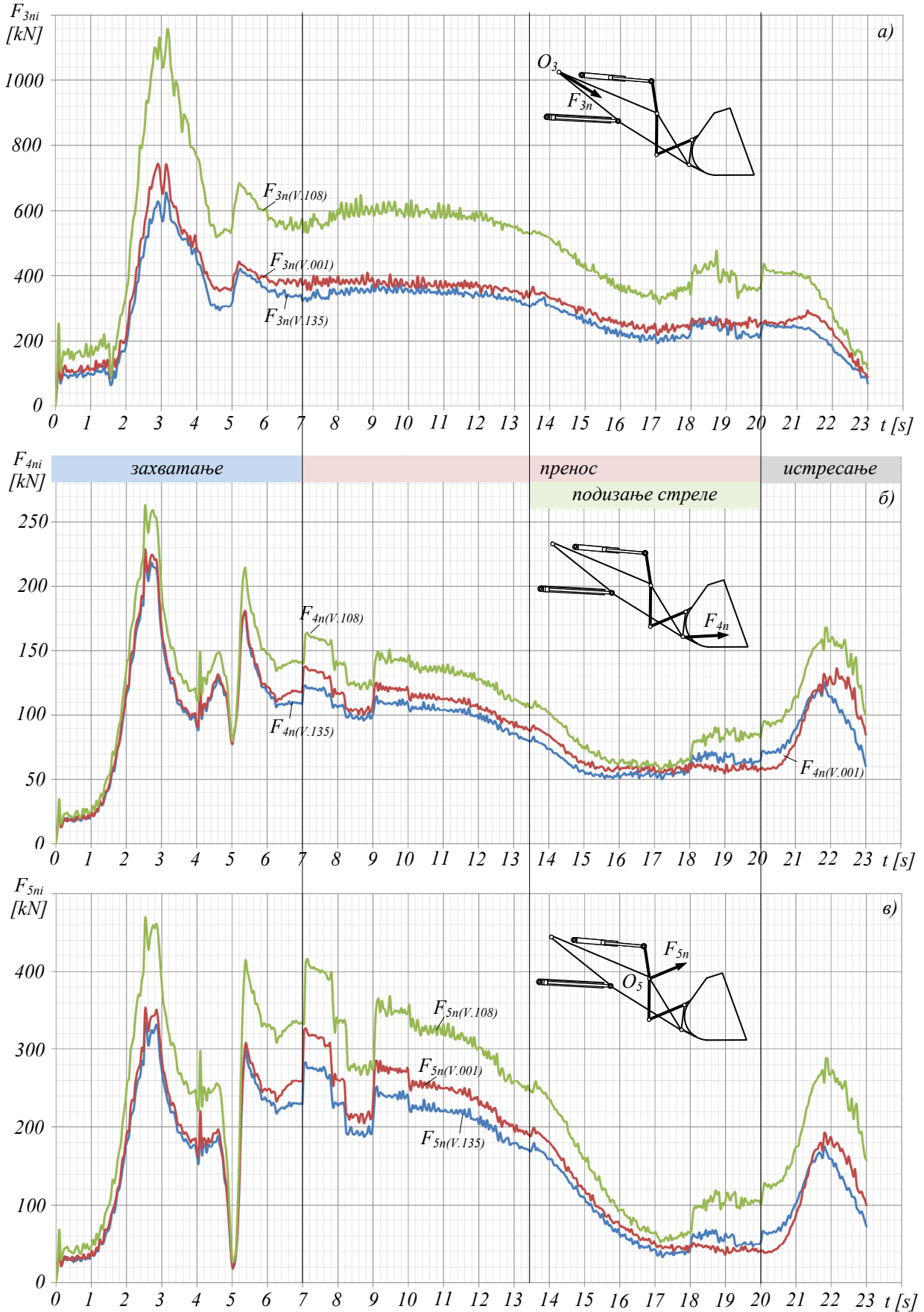
Сл. 5.4.5 Триболошки параметри у зглобовима манипулатора: а) силе нормалне на осу зглобова, б) снага потребна да се савладају отпори трења у зглобовима

Нормалне силе F_{33n} и F_{45n} у зглобовима O_{33} и O_{45} представљају силе у хидроцилиндрима c_3 погонског механизма стреле (F_{33n}) и хидроцилиндру c_4 погонског механизма кашике (F_{45n}).

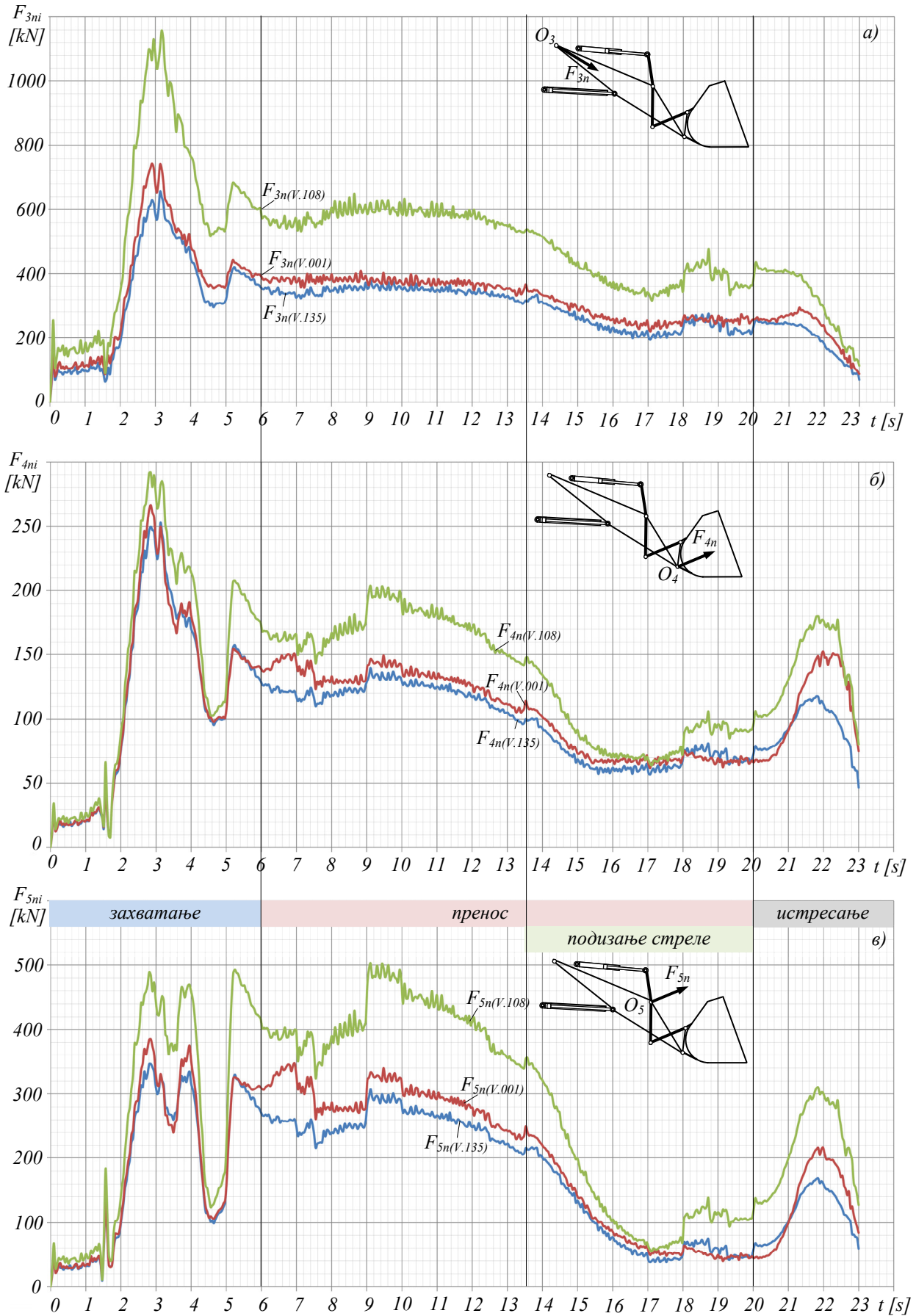
Промена потребне снаге да се савладају отпори трења у зглобовима механизма манипулатора током манипулационог задатка показује да се највеће вредности јављају при операцији преноса ($t=6-12,5 s$) (сл. 5.4.5 б) и истовара ($t=19-22 s$) материјала. Снага трења N_{3t} у зглобу O_3 настаје при подизању пуне кашике из транспортног у истоварни положај покретања стреле манипулатора ($t=12,5-19 s$). Највећа вредност снага трења N_{4t} се јавља при истовару материјала када кашика има највећу угаону брзину (сл. 5.4.5 б) услед великог угла закретања око осе зглоба O_4 при релативном малом времену трајања операције. Снаге трења у зглобовима кинематичких парова механизма манипулатора имају мање вредности при операцији захватања материјала иако су тада највећи моменти трења услед великих нормалних сила, али су зато мале угаоне брзине релативног кретања елемената зглобова због релативно спорог одвијања операције захватања.

За оцену утицаја параметара механизма манипулатора на триболошке параметре зглобова, поступком нумеричке динамичке симулације, коришћењем програма *ADAMS*, анализирани су три варијанте рачунског модела утоваривача са истим параметрима чланова L_i кинематичког ланца (Прилог П2, Табела П2.1-П2.7,) и генерисаним варијантама механизма манипулатора *V.001*, *V.108* и *V.135* (Табела Т4.6 и Т4.7) са различитим трансформационим и преносним параметрима. Свака варијанта рачунског модела утоваривача симулирана је истим условима који одговарају манипулационим задацима са операцијама захватања степенастом и лучном путањом продирања резне ивице кашике у материјал, при чему су компоненте силе и момената отпора захватања одређене коришћењем програма *EDEM* (поглавље 3.2.2.2.).

На основу резултата симулације дата је промена нормалних сила F_{in} ($i=3,4,5$) (сл. 5.4.6, сл. 5.4.7) у зглобовима O_3 , O_4 и O_5 кинематичких парова за сваку генерисану варијанту *V.001*, *V.108* и *V.135* механизма манипулатора рачунског модела утоваривача, зависно од времена трајања манипулационих задатка са операцијама степенастог (сл. 5.4.6) и лучног (сл. 5.4.7) начина захватања материјала. Промене показују, да генерисана варијанта механизма манипулатора *V.108* са већим трансформационим параметрима (хидроцилиндрима пречника клипа/клипњаче: $D_3/d_3=150/100$, $D_4/d_4=180/125 mm$) у односу генерисану варијанту механизма манипулатора *V.135* са мањим трансформационим параметрима (хидроцилиндрима пречника клипа/клипњаче: $D_3/d_3=125/90$, $D_4/d_4=150/100 mm$) имају знатно веће нормалне силе F_{in} које изазивају трење у зглобовима O_3 , O_4 и O_5 механизма.



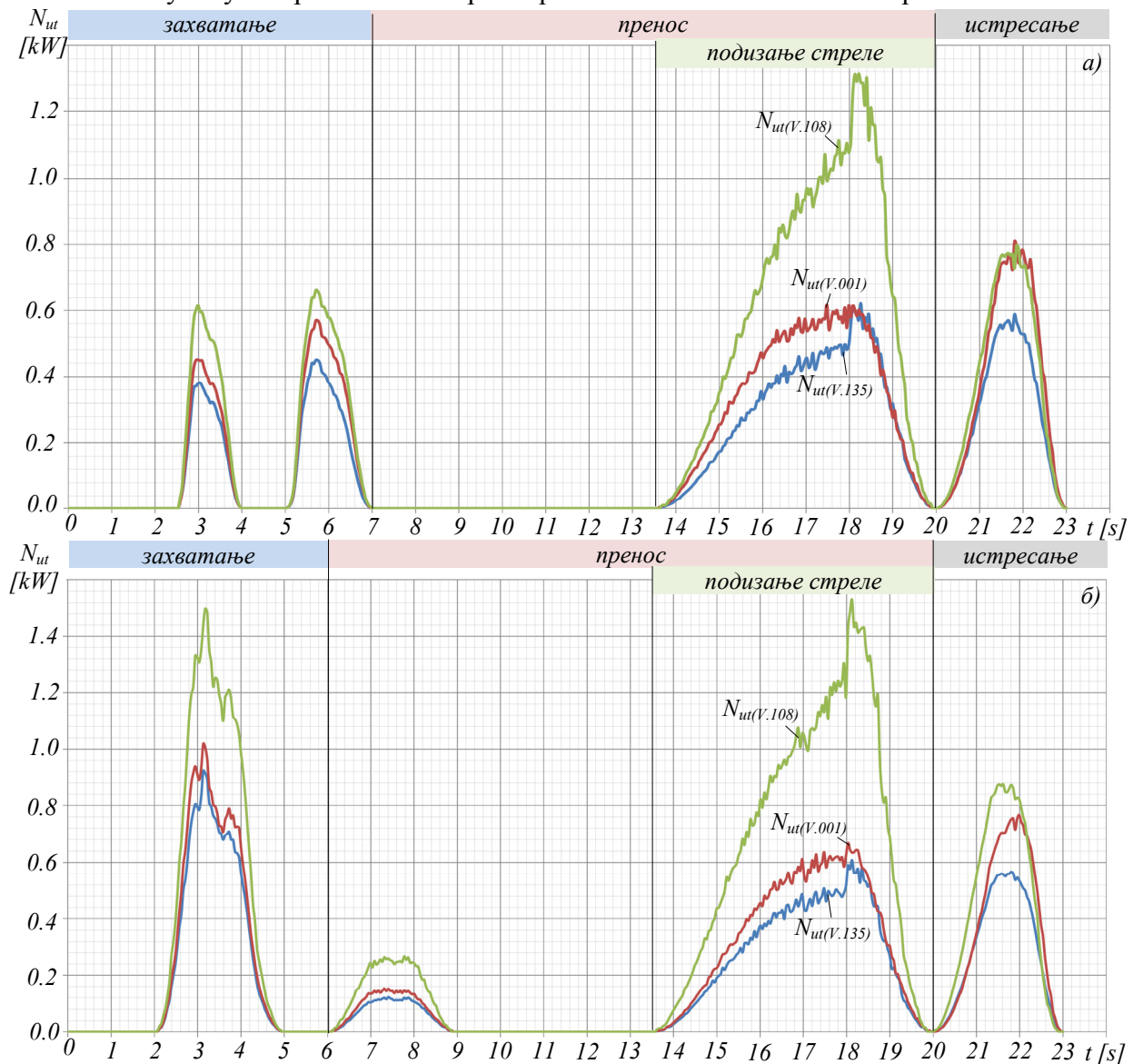
Сл. 5.4.6 Нормалне силе у зглобовима: а) O_3 : стрела-кретни механизам, б) O_4 : стрела-кашика, в) O_5 : стрела-двокрака полука варијанте механизма манипулатора са степенастим начином хватања материјала



Сл. 5.4.7 Нормалне силе у зглобовима: а) O_3 : стрела-кретни механизам, б) O_4 : стрела-кашика, в) O_5 : стрела-двокрака полуга варијанти механизма манипулатора са лучним начином хватања материјала

Поред нормалних сила, симулацијом су одређене потребне снаге N_{utI} , N_{utII} , N_{utIII} (сл. 5.4.8) да се савладају отпори настали услед трења у зглобовима кинематичких парова варијанти механизма манипулатора: $V.001$, $V.108$ и $V.135$ при манипулационим задацима са степенастом (сл. 5.4.8 а) и лучном (сл. 5.4.8 б) путањом захватања материјала. Добијени резултати показују да варијанте механизма манипулатора имају различите вредности снага трења при симулираним манипулационим задацима. Код варијанте механизма манипулатора $V.108$ са већим трансформационим параметрима потребна је знатно већа снага да се савладају отпори трења у зглобовима кинематичких парова него код варијанте механизма манипулатора $V.135$ са мањим трансформационим параметрима при истим манипулационим задацима.

На основу претходне анализе може се закључити да параметри погонских механизма битно утичу на триболошке параметре зглобова кинематичких парова механизма.



Сл. 5.4.8 Снага потребна да се савладају отпори трења у зглобовима варијанти механизма манипулатора при: а) степенастом, б) лучном начину захватања материјала

5.4.4. Функција циља триболошког критеријума

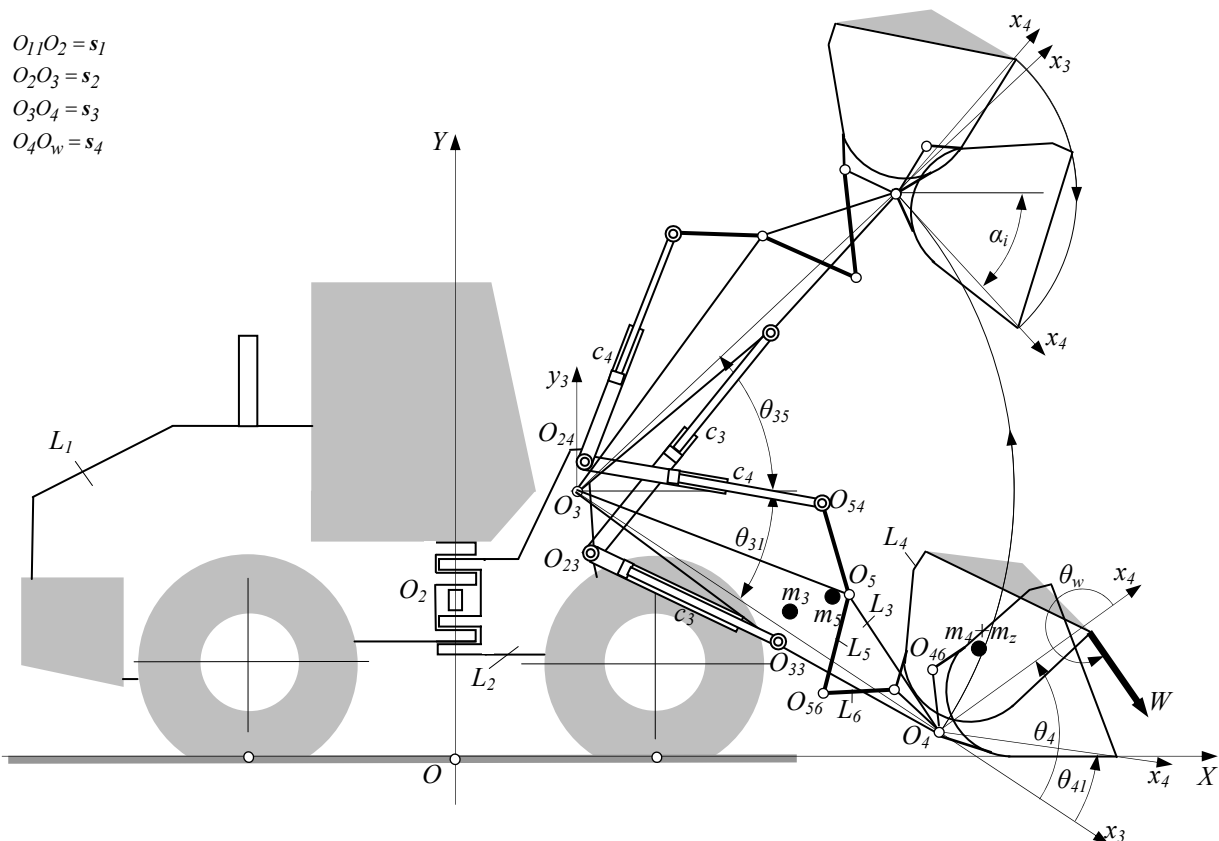
На основу претходно постављеног математичког модела и спроведених анализа, за оптималну синтезу погонских механизма манипулатора утоваривача дефинисан је триболошки критеријум с циљем да снага N_{it} потребна да савлада отпоре настале услед трења у зглобовима кинематичких парова механизма манипулатора, током манипулационих задатака, буде минимална.

Функција циља као показатељ триболошког критеријума одређена је једначином:

$$f_3 = \max \frac{1}{n_p} \sum_i^{n_p} N_{it} \quad (5.4.9)$$

где је: N_{it} - снага потребна да се савладају отпори трења у зглобовима кинематичких парова механизма манипулатора у одређеном положају манипулатора током манипулационог задатка, n_p - број положаја манипулатора током трајања операција манипулационог задатка.

Функција циља f_3 триболошког критеријума различитих варијанти механизма манипулатора се одређује нумеричком симулацијом манипулатора, коришћењем већ дефинисаног математичког модела утоваривача (Поглавље 3.2.1) задавањем у OXY равни модела манипулациони задатак са истим параметрима операција захватања, преноса и



Сл. 5.4.9 Математички модел утоваривача за одређивање функције циља триболошког критеријума

истовара материјала. Параметри операција се односе на опсег углова ($\theta_{31}, \theta_{35}, \theta_{41}, \theta_{42}$) (сл. 5.4.9) кретања извршних чланова механизма и на промену вектора силе W отпора захватања при операцији захватања.

5.4.4.1. Програм . - Према постављеном математичком моделу и дефинисаној функцији циља, развијен је програм за одређивање показатеља триболошког критеријума при вредновању генерисаних варијантних решења механизма манипулатора.

Програму се задаје датотека варијантних решења утоваривача са параметрима чланова кинематичког ланца и параметрима механизмима манипулатора као и услови симулације односно параметри манипулационог задатка са операцијама: захватање, пренос и истовар материјала.

Услови симулације су одређени скупом параметара (сл. 5.4.9):

$$U_{st} = \{ \theta_{31}, \theta_{35}, \theta_{41}, \theta_{43}, \alpha_i, t_z, t_p, t_i, \theta_w \} \quad (5.4.10)$$

где је: θ_{31}, θ_{35} - угао положаја стреле при операцијама захватања и истовара материјала, θ_{41}, θ_{43} - угао релативног положаја кашике на почетку и крају операције захватања, α_i - угао кашике при истовару материјала, t_z, t_p, t_i - време трајања операције захватања, преноса и истовара материјала, θ_w - угао правца деловања вектора силе отпора захватања.

Итеративном променом времена t_c трајања манипулационог задатка ($t_c = t_z + t_p + t_i$) програмом се одређује: положај кинематичког ланца и погонских механизма и у сваком положају триболошки параметри зглобова кинематичких парова механизма манипулатора: угаона брзина ω_i , нормалне силе F_{ni} , моменти отпора трења M_{it} и снага N_{it} потребна да се савладају отпори трења између елемената зглобова.

При одређивању триболошких параметара у зглобовима свих генерисаних механизма манипулатора током операције захватања иста је промена компонената W_x, W_y вектора силе отпора захватања одређена једначинама (сл. 5.4.9):

$$W_x = W_m \cdot \cos(\theta_4 - \theta_{41}) \cdot \cos(\theta_{31} + \theta_4 + \theta_w) \quad (5.4.11)$$

$$W_y = W_m \cdot \sin(\theta_4 - \theta_{41}) \cdot \sin(\theta_{31} + \theta_4 + \theta_w) \quad (5.4.12)$$

где је: W_m - могућа сила отпора захватања одређена из услова стабилности утоваривача када је кинематички ланац у почетном положају захватања, θ_4 - угао релативног положаја кашике при захватању материјала.

На крају програма, према претходно одређеним триболошким параметрима зглобова кинематичких парова механизма током задатог манипулационог задатка, одређу-

је се вредност дефинисане функције циља f_3 триболошког критеријума за сваку генерисану варијанту механизма манипулатора.

5.4.4.2. Пример.- Коришћењем развијеног програма одређене су вредности (Табела Т5.4.2) функција циља f_3 триболошког критеријума за модел утоваривача А (Табела П2.1-П2.7, Прилог П2) са истим параметрима чланова L_i кинематичког ланца а различитим генерисаним параметрима механизма манипулатора (Табела Т4.2.6 и Т4.2.7, поглавље 4.2.3.1) при истим задатим условима манипулационог задатка (Табела 5.4.1).

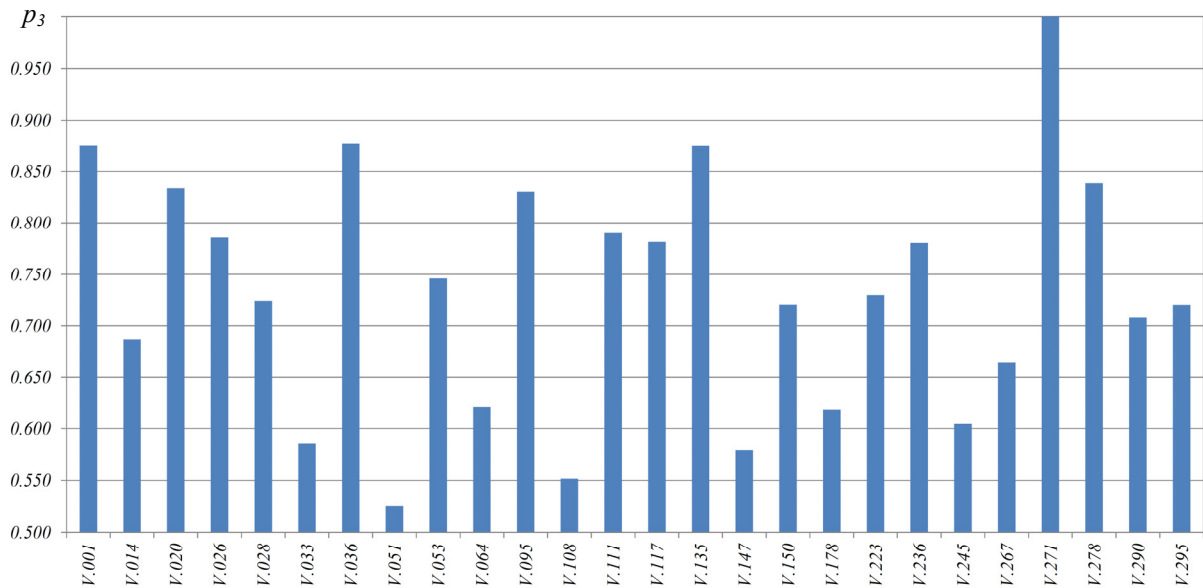
Табела Т5.4.1 Услови манипулационог задатка

Назив параметра	Ознака-димензија
Угао положај стреле при захватању/истовару материјала	$\theta_{31}/\theta_{35}=-40,9^\circ/48,1^\circ$
Угао положаја кашике на почетку/крају операције захватања	$\theta_{41}/\theta_{43}=23,3/68,3^\circ$
Угао кашике при истовару материјала	$\alpha_i=-45^\circ$
Време операције захватања/преноса/истовара материјала	$t_z/t_p/t_i=4\text{ s}/6\text{ s}/3\text{ s}$
Угао правца деловања могуће силе отпора захватања	$\theta_w=270^\circ$
Број положаја манипулаора	$n_p=1300$
Коефицијент трења између елемената зглобова	$\mu_t=0,1$
Однос дужине чауре и пречника сворњака зглоба	$e_{is}=1,1$

Табела Т5.4.2 Функције циља и показатељи триболошког критеријума механизма манипулатора

Варијанта манипулатора E_v	Механизам стреле			Механизам кашике			Критеријум K_3	
	n_{m3}	D_3 [mm]	d_3 [mm]	n_{m4}	D_4 [mm]	d_4 [mm]	Функција циља $\min f_3$	Показатељ $\max p_3 \quad p_3=f_{3\min}/f_3$
V.001 ¹⁾	3.001	125	90	4.001	150	100	425,137	0,875
V.014	3.014	125	80	4.014	160	100	541,580	0,687
V.020	3.020	125	80	4.020	140	90	446,604	0,833
V.026	3.026	110	80	4.026	170	115	473,667	0,785
V.028	3.028	110	80	4.028	180	115	513,465	0,725
V.033	3.033	140	90	4.033	160	110	634,874	0,586
V.036	3.036	125	90	4.036	150	100	424,215	0,877
V.051	3.051	150	100	4.051	170	110	708,934	0,552
V.053	3.053	125	90	4.053	150	100	498,660	0,746
V.064	3.064	140	90	4.064	150	100	598,755	0,621
V.095	3.095	125	90	4.095	140	100	448,396	0,830
V.108	3.108	150	100	4.108	180	125	674,644	0,532
V.111	3.111	110	80	4.111	170	115	470,975	0,790
V.117	3.117	140	90	4.117	125	090	476,138	0,781
V.135	3.135	125	90	4.135	150	100	425,254	0,875
V.147	3.147	140	90	4.147	160	100	641,743	0,580
V.150	3.150	125	90	4.150	160	100	515,947	0,721
V.178	3.178	150	100	4.178	150	100	602,219	0,618
V.223	3.223	125	80	4.223	150	100	509,715	0,730
V.236	3.236	110	80	4.236	170	110	476,795	0,780
V.245	3.245	150	100	4.245	140	90	615,591	0,604
V.267	3.267	125	80	4.267	170	115	559,207	0,665
V.271	3.271	110	80	4.271	140	100	$f_{3\min}=372,014$	$p_{3\max}=1,000$
V.278	3.278	110	80	4.278	160	100	444,064	0,838
V.290	3.290	125	90	4.290	160	100	524,807	0,709
V.295	3.295	125	90	4.295	150	100	516,179	0,721

¹⁾ Параметри погонских механизма стреле и кашике иницијалног физичког модела утоваривача WAZ320 фирме Komatsu



Сл. 5.4.10 Показатељи p_3 ваљаности триболошког критеријума генерисаних варијантних решења механизма манипулатора

Добијени резултати показују (Табела Т5.4.2, сл. 5.4.10) да генерисане варијанте механизма манипулатора имају изражено различите вредности функција циља f_3 триболошког критеријума. Карактеристично је да варијанте механизма манипулатора са мањим трансформационим параметрима (мањим пречником клипа/клипњаче хидроцилиндара) имају мање вредности функција циља f_3 , односно веће показатеље p_3 , од варијанте механизма са већим трансформационим параметрима. На пример, варијанта V.271 ($D_3/d_3=110/80 \text{ mm}$, $D_4/d_4=140/100 \text{ mm}$) има највећи ($p_3=1$), а варијанта V.108 ($D_3/d_3=150/100 \text{ mm}$, $D_4/d_4=180/125 \text{ mm}$) најмањи ($p_3=0,532$) показатељ ваљаности триболошког критеријума.

Варијанте механизма са мањим трансформационим параметрима у односу на варијанте са већим трансформационим параметрима имају мање губитке снаге настале услед трења између елемената кинематичких парова механизма јер су, при истим условима манипулационог задатка, мање силе у злововима механизма (сл.5.4.6, 5.4.7). Услед мањих сила мање су димензије (пречник) сворњака зглобова а самим тим мањи су моменти и снага трења између елемента зглобова.

При синтези механизма, дефинисаном функцијом циља f_3 триболошког критеријума, се тежи избору параметара погонских механизма са којима манипулатор има ефикасан рад максималним степеном користности уз минималне губитке снаге изазване трењем у зглобовима кинематичких парова механизма током манипулационих задатака. При чему на триболошке појаве између елемената кинематичких парова - зглобова механизма већи утицај имају трансформациони него преносни параметри механизма.

5.5. ВРЕМЕНСКИ КРИТЕРИЈУМ ОПТИМИЗАЦИЈЕ

5.5.1. Опште

Основне постављене функције при синтези погонских механизма манипулатора утоваривача на којима је заснована вишекритеријумска оптимизација механизма су минимална снага и максимални учинак утоваривача при обављању манипулационих задатака.

Триболошки критеријум, дефинисан у претходном поглављу, заснован је на функцији циља минимална снага погонског система, односно минимална снага потребана да савлада отпоре трења у зглобовима кинематичких парова механизма. Временски критеријум оптимизације механизма, дефинисан у овом поглављу, заснован је на функцији циља максимални учинак утоваривача при раду.

Утоваривачи као сложени машински системи својом преносном функцијом улазне параметре окружења, где спадају: предмет, услови и начин рада и расположива енергија погонског система, трансформишу у излазне параметре учинка: капацитет, дохвате радног подручја и време трајања манипулационог задатка. За утовариваче са алатима манипулатора у облику кашике капацитет представља запремина кашике а дохвате радног подручја: дубина захватања и висина, дохват и угао истовара материјала (поглавље 2.3.). Време трајања манипулационог задатка је одређено временом операција захватања, преноса и истовара материјала и поновног враћања у нови положај захватања.

Уопштено, за машине прекидног транспорта, којима припадају и утоваривачи, технички учинак је одређен једначином [3]:

$$I = I_t \cdot k_t = 3600 \frac{V}{t_c} k_t \quad (5.5.1)$$

где је: I_t - теоријски учинак [m^3/h], V - запремина кашике [m^3] дефинисана стандардом [84], t_c - време трајања манипулационог задатка прекидног транспорта материјала [s], k_t - корекциони фактор теоријског учинка који узима у обзир: испуњеност кашике материјалом, растреситост материјала, усклађеност истовара у друго транспортно средство, услове и начин рада.

У наставку поглавља анализиран је утицај параметара погонског система и механизма манипулатора на време трајања операција манипулационог задатка утоваривача. На основу резултата анализе дефинисан је временски критеријум оптимизације механизма манипулатора с функцијом циља да се синтезом одреде параметри механизма

ма који омогућују минимално време операције захватања, преноса и истовар материјала, односно максимални учинак утоваривача.

5.5.2. Математички модел

За анализу утицаја параметара механизма манипулатора на време трајања манипулационог задатка развијен је математички модел утоваривача (сл. 5.5.1) којим је обухваћен: кинематички ланац утоваривача (дефинисан у поглављу 3.3.1.1.), погонски механизам манипулатора (дефинисани у поглављу 3.3.1.2.) и хидростатички систем погона манипулатора са претпоставкама:

- хидропумпа хидростатичког система погона манипулатора је са регулацијом протока по критеријуму константне хидрауличке снаге,
- запремински и механички степен корисности хидропумпе и хидроцилиндара механизма имају константну вредност,
- занемарује се пад притиска кроз разводне вентиле, потисне и повратне водове хидростатичког система погона манипулатора.

Анализом је обухваћено само време t_m трајања операција манипулационог задатка које обављају извршни чланови механизма манипулатора, чији је збир:

$$t_m = t_{42} + t_{36} + t_{47} \quad (5.5.2)$$

где је: t_{42} - време операције захватања - закретањем кашике L_4 , t_{36} - време операције преноса материјала при подизању из транспортног у истоварни положај - подизањем стреле L_3 манипулатора, t_{47} - време операције истовара - закретањем кашике L_4 из транспортног у истоварни положај.

При обављању операција манипулационог задатка сваки извршни члан L_i механизма, за време трајања t_{ij} , оствари угао опсега кретања θ_{ij0} :

$$\theta_{ij0} = \theta_{ij4} - \theta_{ij1} \quad \forall \quad i = 3, 4, j = 2, 6, 7 \quad (5.5.3)$$

где је: θ_{ij1} , θ_{ij4} - углови релативног положаја извршног члана L_i механизма на почетку и крају операције j .

Елементарни угао $d\theta_{ij}$ опсега релативног кретања извршног члана механизма при операцији j је одређен једначином:

$$d\theta_{ij} = \dot{\theta}_{ij} \cdot dt_{ij} \quad \forall \quad i = 3, 4, j = 2, 6, 7 \quad (5.5.4)$$

на основу које се одређује време трајања операције t_{ij} :

$$t_{ij} = \int_{\theta_{ij1}}^{\theta_{ij4}} \frac{1}{\dot{\theta}_{ij}} d\theta_{ij} = \int_{\theta_{ij1}}^{\theta_{ij4}} \frac{\dot{\theta}_{ij}}{v_{ci}} d\theta_{ij} \quad \forall \quad i = 3, 4, j = 2, 6, 7 \quad (5.5.5)$$

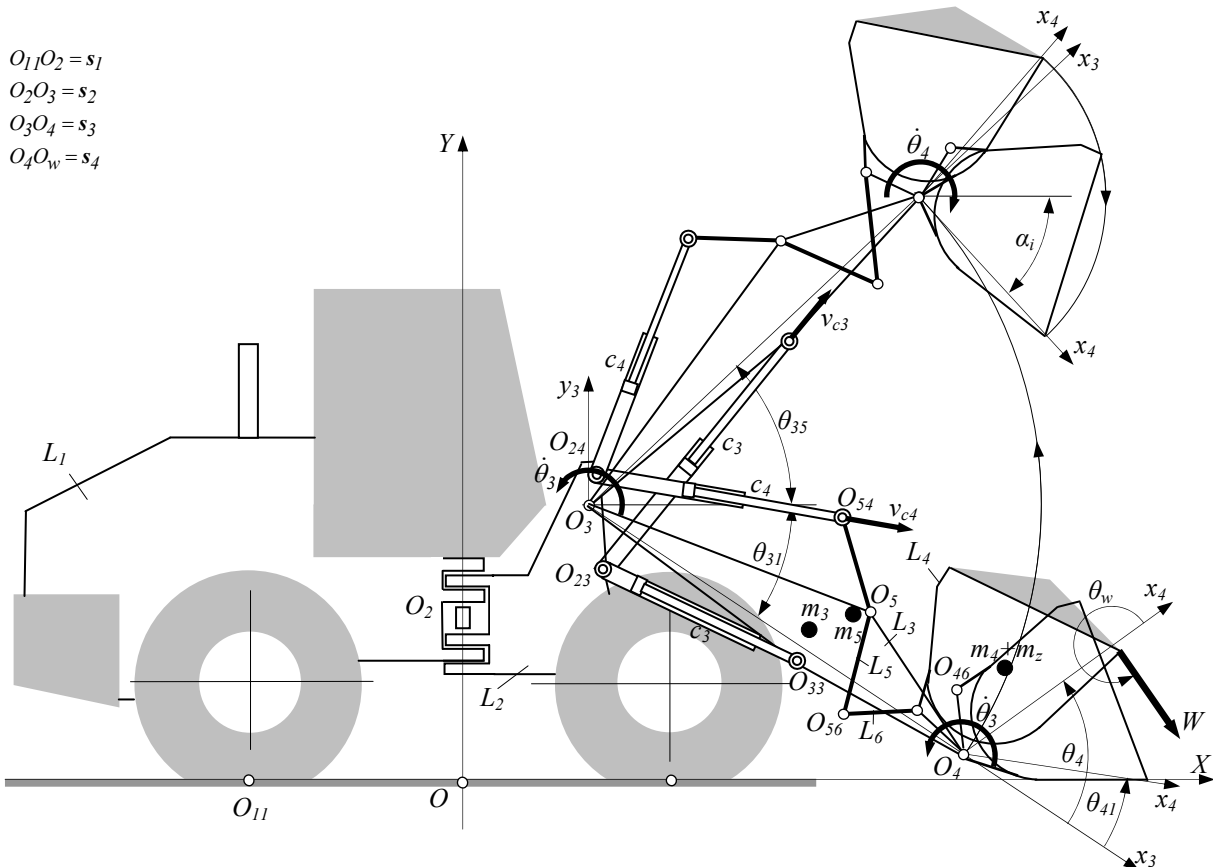
$\dot{\theta}_{ij}$ - угаона брзина извршног члана L_i механизма, v_{ci} - брзина клипњаче хидроцилиндара - актуатора извршног члана механизма, i_i - преносна функција механизма.

Брзина v_{ci} клипњаче хидроцилиндара при покретању извршног члана L_i механизма током манипулационог задатка одређена је једначином:

$$v_{ci} = \begin{cases} v_{ci1} = \frac{4 \cdot Q_{ci}}{n_{ci} \cdot D_i^2 \cdot \pi} \eta_{cv} \quad \forall \quad \dot{\theta}_{ij} > 0 \quad i = 3, 4; j = 2, 6, 7 \\ v_{ci2} = \frac{4 \cdot Q_{ci}}{n_{ci} \cdot (D_i^2 - d_i^2) \cdot \pi} \eta_{cv} \quad \forall \quad \dot{\theta}_{ij} < 0 \quad i = 3, 4; j = 2, 6, 7 \end{cases} \quad (5.5.6)$$

где је: v_{ci1}/v_{ci2} - брзина извлачења/увлачења клипњаче хидроцилиндара механизма, Q_{ci} - проток напајања хидроцилиндара, односно проток хидропумпе хидростатичког система погона манипулатора, η_{cv} - запремински степен корисности хидроцилиндара механизма.

Претходне једначине 5.5.5 и 5.5.6 показују да време t_{ij} трајања операције зависи од преносне функције i_i механизма и протока Q_{ci} напајања хидроцилиндара механизма. Током операција преносне функције механизма се мењају зависно од релативног положаја извршног члана механизма (поглавље 4.2.1.2). Проток напајања хидроцилиндара механизма зависи од концепције хидростатичког система погона манипулатора и током операција манипулационог задатка може имати константну и променљиву вредност.



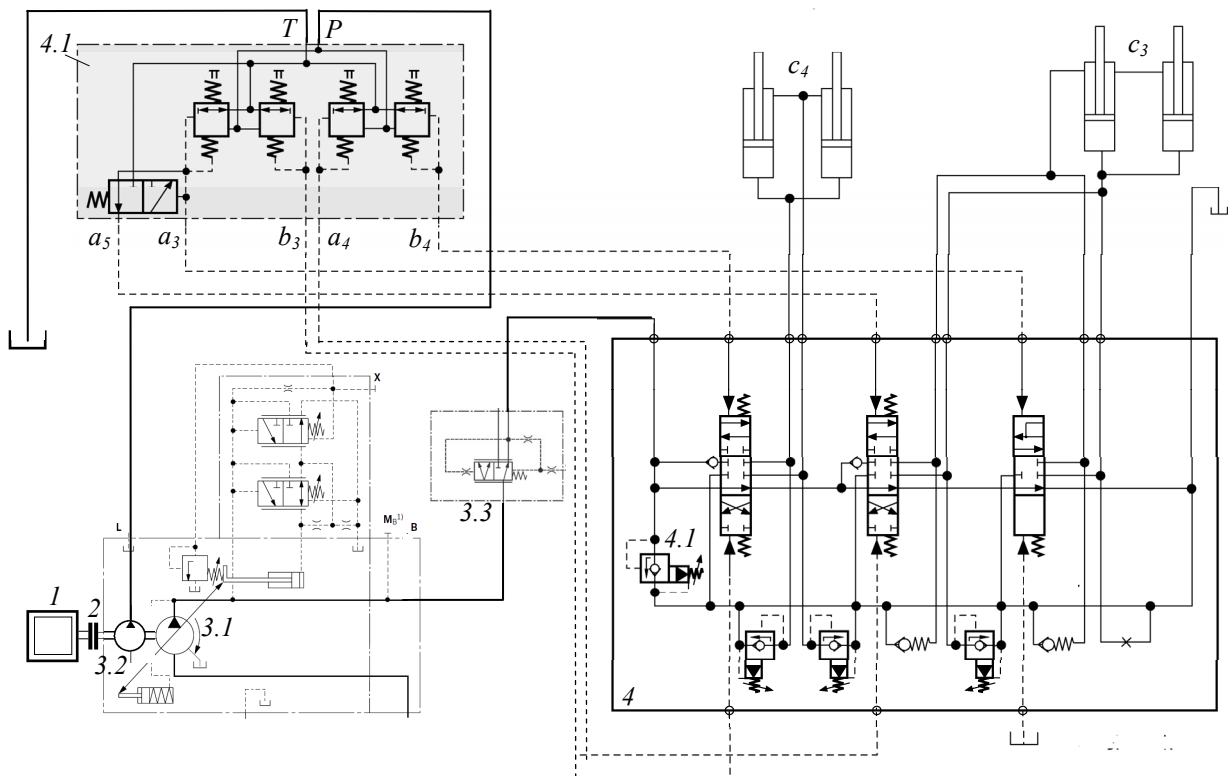
Сл. 5.5.1 Опсег кретања чланова манипулатора утоваривача при операцијама: хватања, преноса и истовара материјала

Према спроведеној анализи (поглавље 2.2.3.) издвајају се две концепције хидростатичких система погона манипулатора које имају отворена хидростатичка кола (сл. 2.2.6), а принципијелно различите хидропумпе. Једна концепција је са хидропумпама константног (сл. 2.2.7а) а друга са хидропумпама променљивог специфичног протока (сл. 2.2.7б).

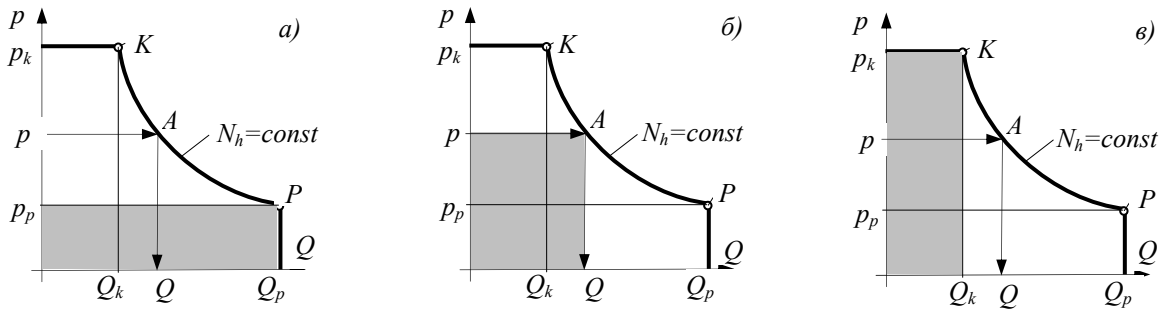
Концепција хидростатичких система са хидропумпама константног специфичног протока се користи код мањих утоваривача, масе до 10000 kg , на свим осталим величинама утоваривача за погон манипулатора се користе хидростатички системи са хидропумпама променљивог специфичног протока.

Код хидростатичког система за погон манипулатора са хидропумпом променљивог протока дизел мотор 1 (сл. 5.5.2), преко еластичне спојнице 2 , погони главну 3.1 и помоћну 3.2 хидропумпу. Главна хидропумпа преко приоритетног вентила 3.3 и разводника 4 напаја хидроцилиндре стреле c_3 и хидроцилиндар кашике c_4 механизма манипулатора. Приоритетни вентил омогућује да главна хидропумпа поред напајања хидроцилиндара манипулатора напаја и хидроцилиндре система управљања кретањем утоваривача. Помоћном хидропумпом 3.2 се преко коадног разводника 4.1 хидраулички активирају секције разводника 4 при чему се повезују радни водови хидроцилиндара са потисним и повратним водом хидропумпе.

Главне хидропумпе су клипно-аксијалне са регулацијом промене протока Q , по критеријуму константне хидрауличке снаге N_h , одређеног једнакошћу (сл. 5.5.3) [98]:



Сл.5.5.2 Функционална шема хидростатичког система погона манипулатора утоваривача



Сл. 5.5.3 Регулација промене протока Q хидропумпе по критеријуму константне хидрауличке снаге: а) на почетку, б) у опсегу и в) на крају регулације [3]

$$N_h = \frac{Q_p \cdot p_p}{\eta_{pv} \cdot \eta_{pm}} = \frac{Q_k \cdot p_k}{\eta_{pv} \cdot \eta_{pm}} = \frac{Q \cdot p}{\eta_{pv} \cdot \eta_{pm}} = const \quad (5.5.7)$$

према којој проток Q хидропумпе зависи од притиска p , односно оптерећења система, и има вредности:

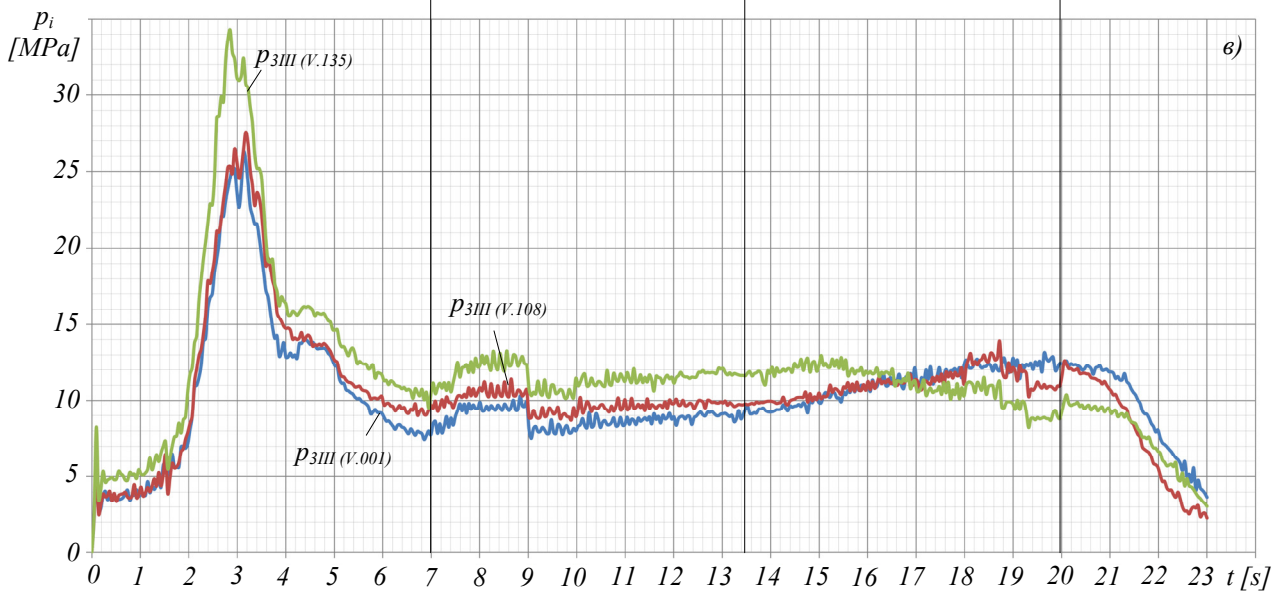
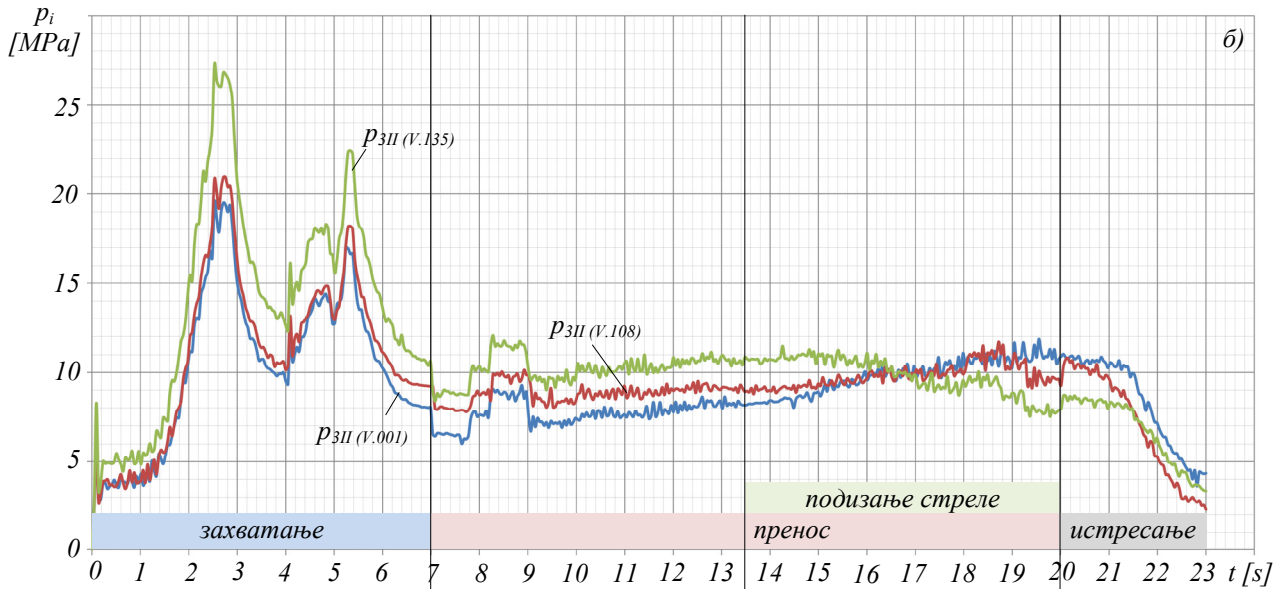
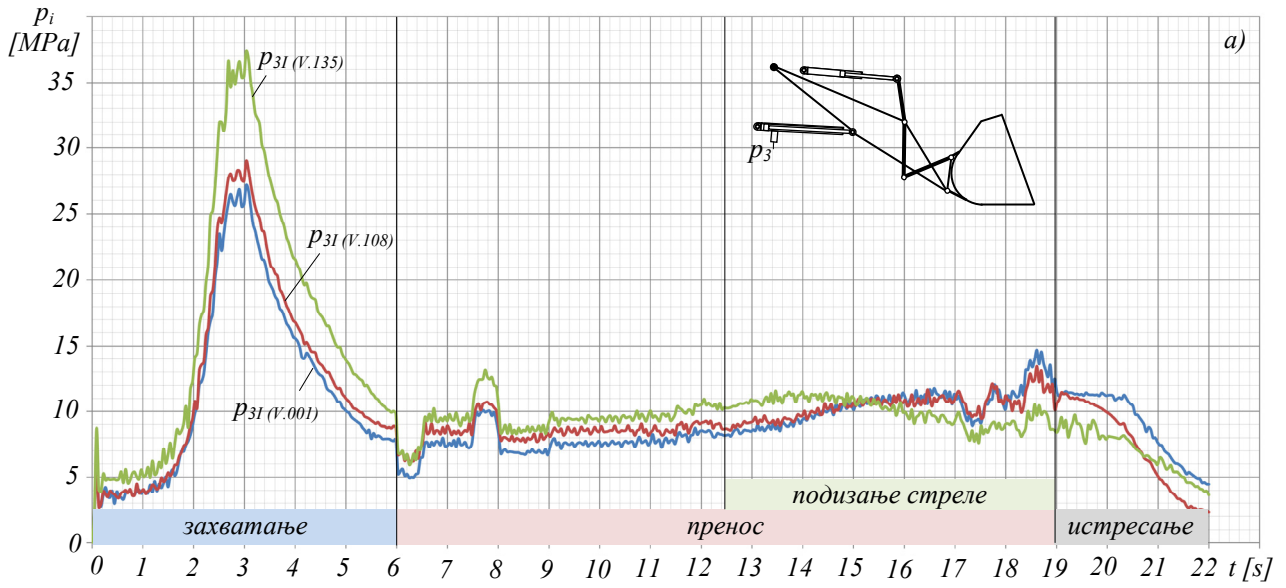
$$Q = \begin{cases} \frac{N_h}{p_p} \eta_{pv} \cdot \eta_{pm} & \forall p < p_p \\ \frac{N_h}{p} \eta_{pv} \cdot \eta_{pm} & \forall p_p < p < p_k \\ \frac{N_h}{p_k} \eta_{pv} \cdot \eta_{pm} & \forall p = p_k \end{cases} \quad (5.5.8)$$

где је: Q_p, p_p - проток и притисак на почетку регулације, Q_k, p_k - проток и притисак на крају регулације, Q, p - проток и притисак у опсегу регулације хидропумпе, η_{pv}/η_{pm} - запремински/механички степен корисности хидропумпе

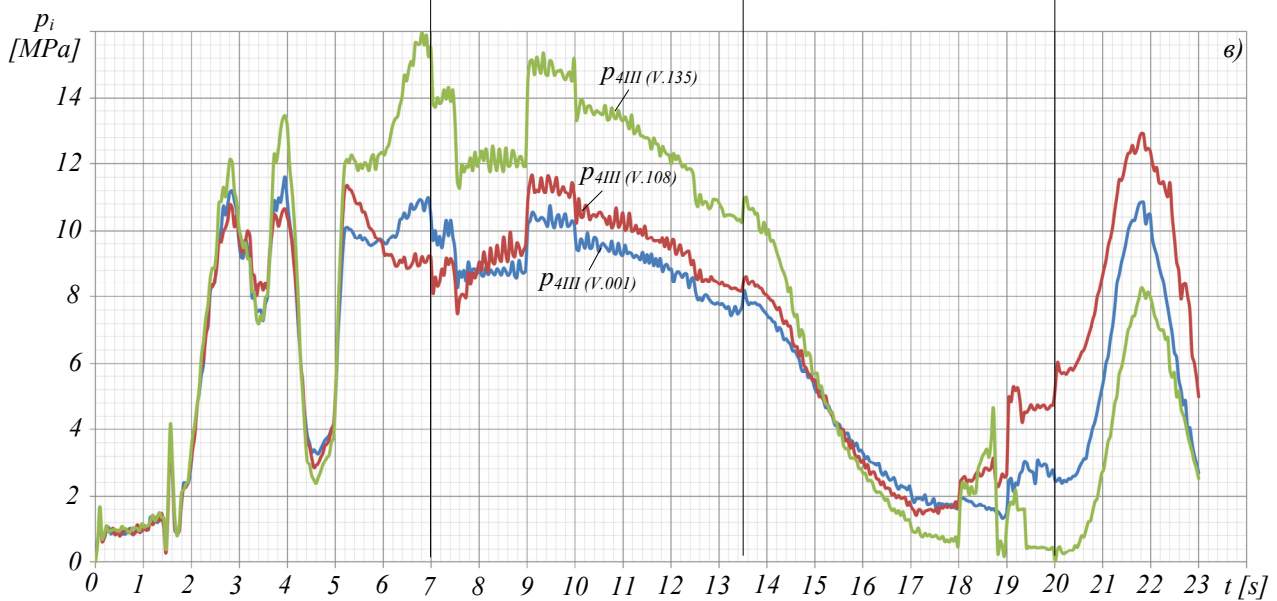
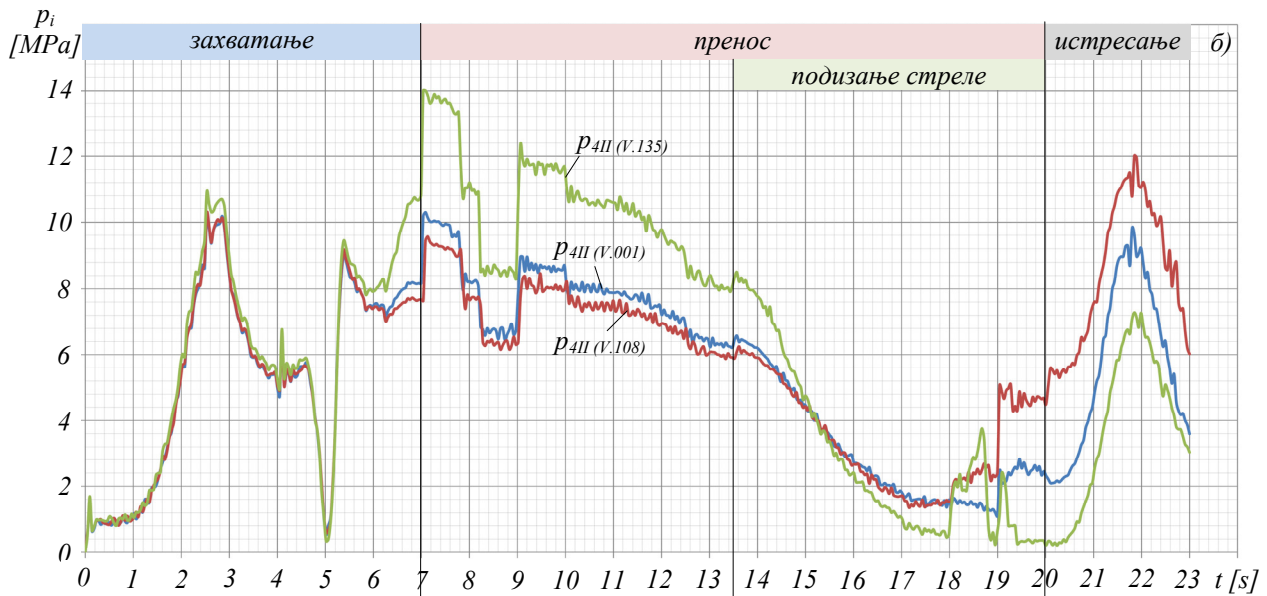
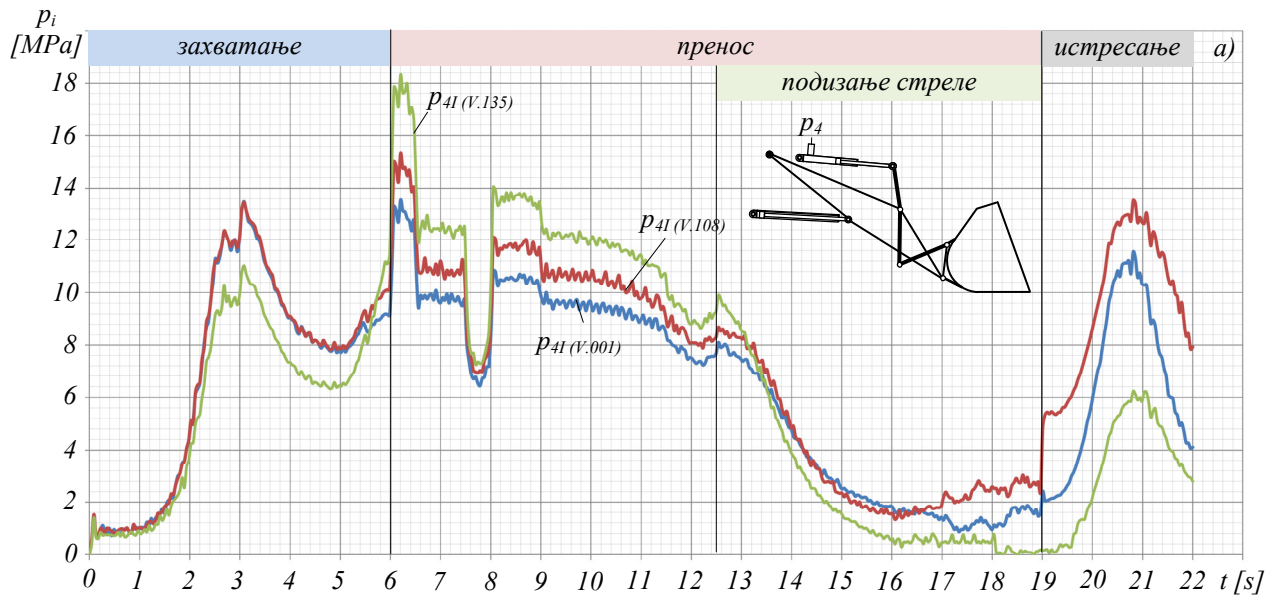
Према последњој једначини и једначини 5.5.5, време трајања операције манипулационих задатака посредно зависи од притиска у хидроцилиндрима, односно од оптерећења извршних чланова механизма које хидроцилиндри погоне.

5.5.3. Анализа притисака хидроцилиндара

На основу модела утоваривача A (Прилог П2, Табела П2.1-П2.7) са познатим параметрима чланова кинематичког ланца и генерисаним варијантама механизма манипулатора $V.001, V.108$ и $V.135$ (Табела Т4.2.6, Т4.2.7), поступком нумеричке симулације, коришћењем програма $MSC Adams$, анализирана је промена притисака p_3 хидроцилиндра механизма стреле (сл. 5.5.4 а,б,в) и промена притисака p_4 хидроцилиндра механизма кашике (сл. 5.5.5 а,б,в) током манипулационог задатка са операцијама захватања праволинијском (I), степенастом (II) и лучном (III) путањом продирања резне кашике у материјал захватања. При томе су симулиране компоненте силе и момената отпора захватања и преноса материјала одређене коришћењем програма $EDEM$ (поглавље 3.2.3.2).



л. 5.5.4 Промена притисака хидроцилиндара стреле варијанти механизма при манипулационом задатку са: а) праволинијским I, б) степенастим II и в) лучним III начином захватања материјала



л. 5.5.5 Промена притисака хидроцилиндара кашике варијанти механизма при манипулационом задатку са: а) правoliniјским I, б) степенистим II и в) лучним III начином захватања материјала

Добијени резултати анализе показују да се код варијанти *V.001* и *V.108* са различитим трансформационим параметрима (*V.001*: $D_3/d_3=125/90$ mm, $D_4/d_4=150/100$ mm и *V.108*: $D_3/d_3=150/100$ mm, $D_4/d_4=180/125$ mm) а сличним карактером промене преносне функције (сл. 4.2.6 а,б, поглавље 4.2.3.1), промена притсака у хидроцилиндрима механизма стреле (сл. 5.5.4 а,б,в) и хидроцилиндрима механизма кашике (сл. 5.5.5 а,б,в) незнатно разликују током манипулационих задатака, посебно при операцијама захватања и преноса материјала. С друге стране, упоредна анализа показује да се, код варијанте *V.001* и *V.135* са истим трансформационим параметрима (*V.135*: $D_3/d_3=125/90$ mm, $D_4/d_4=150/100$) а различитим карактером промене преносних функција (4.2.6 а,б, поглавље 4.2.3.1), притисци у хидроцилиндрима механизма стреле (сл. 5.5.4 а,б,в) и кашике (сл. 5.5.5 а,б,в) знатно разликују при свим операцијама симулираних манипулационих задатака.

Анализа показује да због разлике параметара варијантних решења механизма манипулатора, при истим задатим условима манипулационих задатака, у хидроцилиндрима механизма настаје разлика притсака али и протока (регулацијом хидропумпе), услед чега се јавља и разлика у времену трајања операција манипулационих задатака.

5.5.4. Функција циља временског критеријума

На основу резултата претходне анализе одређен је временски критеријум оптимизације механизма манипулатора утоваривача с циљем да се при синтези одреде параметри механизма који омогућују минимално време трајања манипулационог задатка.

Функција циља временског критеријума је одређена једначином:

$$f_4 = \min t_m = \min(t_{42} + t_{36} + t_{47}) \quad (5.5.9)$$

где је: $t_m=t_{42}+t_{36}+t_{47}$ - време трајања манипулационог задатка са операцијама захватања (t_{42}), преноса (t_{36}) и истовара (t_{47}) материјала које обављају извршни чланови погонских механизма манипулатора.

5.5.4.1. Програм.- За одређивање постављане функције циља f_4 временског критеријума варијанти утоваривача са различитим параметрима механизма манипулатора развијен је програм на основу: постављеног математичког модела утоваривача, дефинисаног времена трајања манипулационог задатка, параметара механизма и карактеристика хидростатичког система погона манипулатора.

Програму се задају параметри кинематичког ланца и погонских механизма и параметри хидропумпе хидростатичког система погона манипулатора: хидрауличка снага N_h , притисак почетка/краја регулације p_p/p_k , запремински/механички степен корисности

хидропумпе η_{pm}/η_{pv} . Времена трајања операција се одређују за симулиране параметре манипулационог задатка који у погледу углова θ_{ij} опсега кретања стреле и кашике (једначина 5.5.3) и промена силе отпора захватања материјала (једначина 5.4.11 и 5.4.12) одговарају задатим параметрима који се користе при одређивању функције циља триболошког критеријума (поглавље 5.4.5.1). Итеративном променом задатог броја n_m положаја манипулатора, програмом се одређују: брзине v_{ci} , силе F_{ci} , притисци p_{ci} , протоци Q_{ci} хидроцилиндара механизма и време трајања t_m манипулационог задатка.

5.5.4.2. Пример.- Коришћењем развијеног програма одређене су вредности функције циља f_{4i} и показатељи p_{4i} временског критеријума (Табела Т5.5.1) за модел утоваривача А (Прилог П2, Табела П2.1-П2.7) са истим параметрима чланова кинематичког ланца и генерисаним варијантама механизма манипулатора (Табела Т4.2.6 и Т4.2.7) при истим задатим параметрима манипулационог задатка и хидростатичког система погона манипулатора (Табела Т5.5.2).

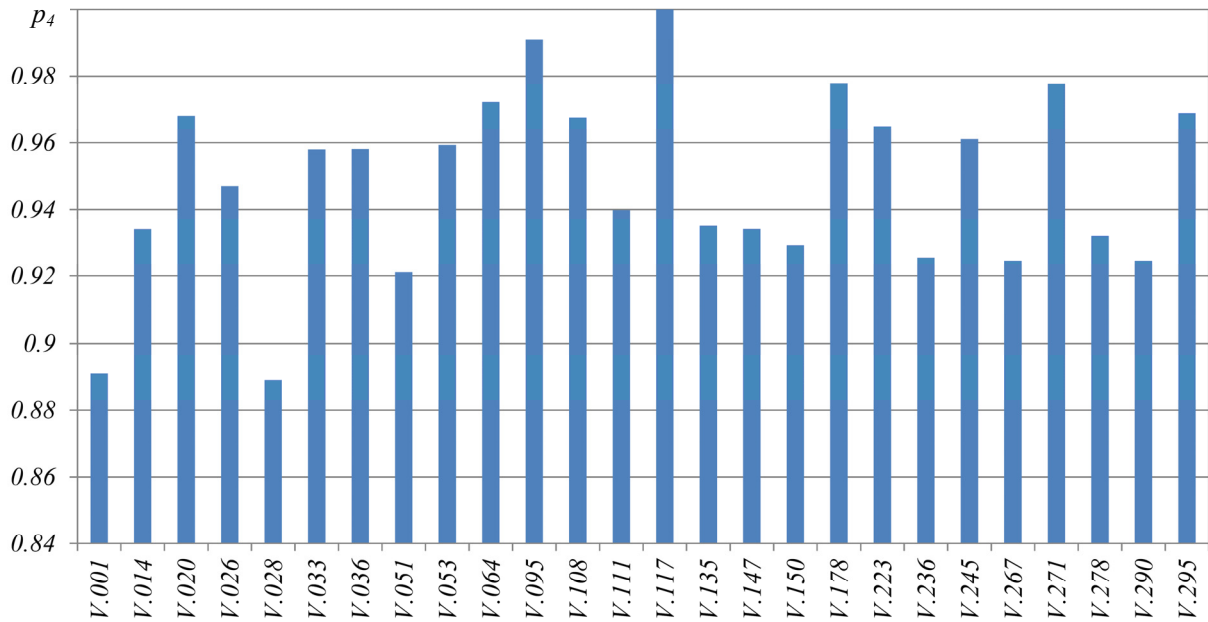
Табела Т5.5.1 Функције циља и показатељи временског критеријума варијанти механизма манипулатора

Варијанта манипулатора E_v	Механизам стреле			Механизам кашике			Критеријум K_4	
	n_{m3}	D_3 [mm]	d_3 [mm]	n_{m4}	D_4 [mm]	d_4 [mm]	Функција циља, f_{4i} (s)	Показатељ, $p_{4i}=f_{4min}/f_{4i}$
V.001 ¹⁾	3.001	125	90	4.001	150	100	8,50435	0,89108
V.014	3.014	125	80	4.014	160	100	8,11327	0,93403
V.020	3.020	125	80	4.020	140	90	7,82753	0,96812
V.026	3.026	110	80	4.026	170	115	8,00268	0,94694
V.028	3.028	110	80	4.028	180	115	8,52316	0,88911
V.033	3.033	140	90	4.033	160	110	7,91013	0,95801
V.036	3.036	125	90	4.036	180	125	7,90950	0,95809
V.051	3.051	150	100	4.051	170	110	8,22725	0,92109
V.053	3.053	125	90	4.053	150	100	7,89929	0,95933
V.064	3.064	140	90	4.064	150	100	7,79433	0,97225
V.095	3.095	125	90	4.095	140	100	7,64787	0,99087
V.108	3.108	150	100	4.108	180	125	7,83184	0,96759
V.111	3.111	110	80	4.111	170	115	8,06341	0,93980
V.117	3.117	140	90	4.117	125	090	$f_{4min}=7,57802$	$p_{4max}=1,00000$
V.135	3.135	125	90	4.135	150	100	8,10467	0,93502
V.147	3.147	140	90	4.147	160	100	8,11249	0,93412
V.150	3.150	125	90	4.150	160	100	8,15462	0,92929
V.178	3.178	150	100	4.178	150	100	7,74921	0,97791
V.223	3.223	125	80	4.223	150	100	7,85312	0,96497
V.236	3.236	110	80	4.236	170	110	8,18727	0,92559
V.245	3.245	150	100	4.245	140	90	7,88498	0,96107
V.267	3.267	125	80	4.267	170	115	8,19579	0,92462
V.271	3.271	110	80	4.271	140	100	7,74989	0,97782
V.278	3.278	110	80	4.278	160	100	8,13061	0,93204
V.290	3.290	125	90	4.290	160	100	8,19577	0,92463
V.295	3.295	125	90	4.295	150	100	7,82127	0,96890

¹⁾ Параметри погонских механизма стреле и кашике иницијалног физичког модела утоваривача WA320 фирме Komatsu

Табела Т5.5.2 Параметри манипулационог задатка и хидростатичког система погона манипулатора

Назив параметра	Ознака-димензија
Угао положај стреле при захватању/истовару материјала	$\theta_{31}/\theta_{35}=-40,9^\circ/48,1^\circ$
Угао положаја кашике на почетку/крају операције захватања	$\theta_{41}/\theta_{43}=23,3/68,3^\circ$
Угао кашике при истовару материјала	$\alpha_i=-45^\circ$
Хидрауличка снага	$N_h=37,5 \text{ kW}$
Притисак почетка/краја регулације	$p_p/p_k=15/40 \text{ MPa}$
Запремински/механички степен корисности хидропумпе	$\eta_{pm}/\eta_{pv}=0,93/0,92$
Угао правца деловања могуће силе отпора захватања	$\theta_w=270^\circ$



Сл. 5.5.6 Показатељи p_4 ваљаности временског критеријума генерисаних варијантних решења механизма манипулатора

Добијени резултати показују (Табела Т5.5.1, сл. 5.5.6) да генерисане варијанте механизма манипулатора имају различите вредности функција циља f_4 и показатеља p_4 временског критеријума оптимизације при истим задатим условима мнипулационог задатка и карактеристикама хидростатичког погонског система манипулатора. Разлике настају услед различитих параметара, односно различитих преносних функција механизма манипулатора.

На време трајања манипулационог задатка већи утицај имају преносни него трансформациони параметри механизма. На то указује, на пример, поређење варијанте механизма манипулатора $V.001$ са већом вредношћу функције циља $f_4=8,50435s$, (Табела Т5.5.1, сл.5.5.6), односно мањим показатељом $p_4=0,89108$ и варијанте механизма манипулатора $V.295$ са мањом вредношћу функције циља $f_4=7,82127s$, односно већим показатељом $p_4=0,9689$, које имају различит карактер промене преносних функција при кретању извршних чланова механизма а исте трансформационе параметре ($D_3/d_3=125/90 \text{ mm}$, $D_4/d_4=150/100 \text{ mm}$).

5.6. МАСЕНИ КРИТЕРИЈУМ ОПТИМИЗАЦИЈЕ

5.6.1. Опште

Уопштено, код утоваривача, и осталих мобилних машина, укупна маса и њена расподела на чланове кинематичког ланца битно утичу на стабилно обављање манипулационих задатака машине. При томе, масе и положаји средишта маса, односно гравитационе силе чланова кинематичког ланца машине, у односу на могуће линије превртања машине, формиране налегањем ослоно-кретног члана на подлогу, имају потенцијалну енергију која омогућује стабилно обављање функција машине активним деловањем извршних чланова механизма погоњених енергијом погонског система. Уравнотеженим односом потенцијалне енергије гравитационих сила чланова кинематичког ланца и енергије погонског система постиже се стабилан и ефикасан рад машине.

При развоју утоваривача, с обзиром на положај манипулатора у односу на могуће линије превртања машине, тежи се да маса чланова кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора буде минимална. При томе се јављају ограничења која се односе на услове стабилног рада машине и дозвољену носивост, поузданост, еластичну стабилност, расположиве материјале, начин израде и сервисирање елемената чланова кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора.

Више је разлога зашто се тежи минималној маси манипулатора утоваривача. Најпре, с мањом масом манипулатора смањује се утицај момената гравитационих сила чланова кинематичког ланца и механизма на укупни момент превртања машине, уз могућност повећања корисне носивости терета захваћеног алатом манипулатора. Поред тога, при операцијама преноса и подизања терета из транспортног у истоварни положај, при мањој маси манипулатора биће мањи утицај момената статичких и динамичких сила чланова манипулатора на укупни момент оптерећења механизма манипулатора уз мање коришћење енергије погонског система за њихово покретање. Мањом масом постиже се уштеда материјала за израду елемената чланова кинематичког ланца и механизма манипулатора, уз лакши транспорт, монтажу и демонтажу елемената.

На основу наведених разлога, у овом поглављу одређен је масени критеријум за оптималну синтезу механизма манипулатора утоваривача с циљем да је њихова маса минимална.

Функција циља масеног критеријума оптимизације дефинисана је на основу теорије лаких конструкција помоћу номиналних маса m_{ni} чланова кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора одређених општим изразом [99]:

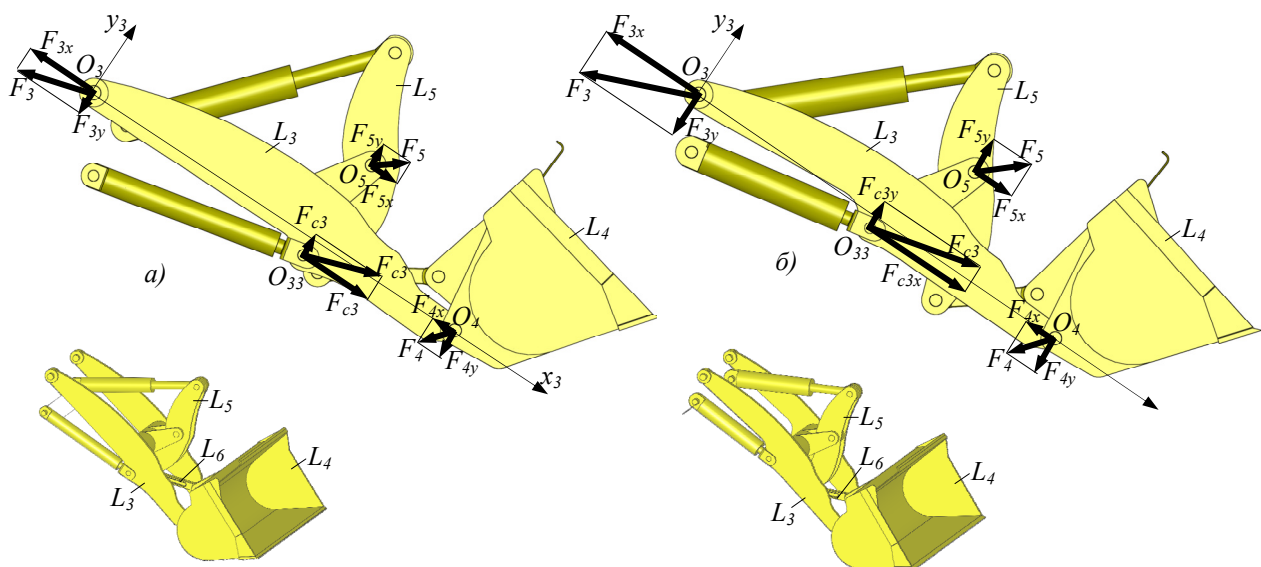
$$m_{ni} = k_{m1} \cdot k_{m2} \cdot k_{m3} \quad (5.6.1)$$

где је: k_{m1} - фактор општих услова који зависе од начина ослањања, оптерећења, распона и деформација члана, k_{m2} - фактор облика профила, односно геометријских карактеристика попречних пресека облика члана, k_{m3} - фактор материјала који обухвата физичко механичке карактеристике материјала члана.

Израз за одређивање номиналне масе пружа могућност да се у фази синтезе механизма утицаји на масу чланова механизма раздвоје и посебно анализирају с циљем налажења начина смањења масе чланова.

Фактори номиналне масе се одређују зависно од врсте оптерећења и критеријума димензионисања члана, при чему за димензионисање могу бити меродавни: а) напонско стање, чврстоћа и носивост члана, б) деформација, крутост и в) деформациони рад услед оптерећења члана.

Параметри погонских механизма манипулатора утоваривача утичу на фактор општих услова k_{m1} номиналне масе, с обзиром да чланови генерисаних варијантних решења механизма (Табеле Т4.2.6 и Т4.2.7) имају различите дужине, ослоње и оптерећења, односно различите преносне параметре - координате зглобова кинематичких парова (сл. 5.6.1 а, б, в) и различите трансформационе параметре - величине хидроцилиндара (актуатора) механизма. На фактор облика k_{m2} и фактор k_{m3} материјала номиналне масе чланова механизма параметри механизма манипулатора утоваривача немају утицаја.



Сл. 5.6.1 Силе у зглобовима механизма манипулатора са: а) мањим и б) већим трансформационим параметрима

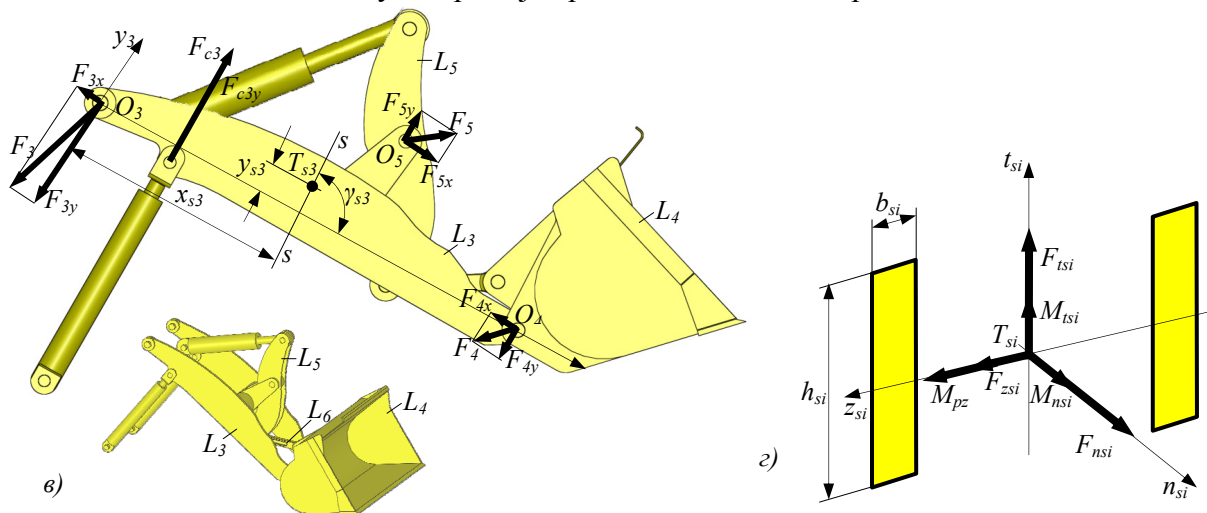
Што се тиче фактора облика номиналне масе, чланови кинематичког ланца механизма манипулатора утоваривача се углавном обликују од лимова поступком заваривања са најчешћим правоугаоним попречним пресеком (сл. 5.6.1 г). Лимови чланова су углавном од конструкционог челика, а елементи обртних зглобова кинематичких парова механизма од легура обојених метала (чауре) и од челика за побољшање (сворњац).

У наставку рада најпре је, према дефинисаном математичком моделу, анализиран утицај параметара механизма на оптерећење и напрезање чланова кинематичког ланца манипулатора утоваривача. Затим су развијени математички модели номиналних маса чланова механизма према којима је дефинисана функција циља масеног критеријума оптимизације. На крају, као пример, коришћењем развијеног програма одређене су вредности функције циља и показатељ масеног критеријума за генерисана варијантна решења механизма утоваривача [57][58][62].

5.6.2. Анализа оптерећења

За анализу утицаја параметара погонских механизма оптерећења чланова кинематичког ланца механизма манипулатора користи се већ дефинисани математички модел (поглавље 3.2.1) за динамичку нумеричку симулацију утоваривача.

Анализиране су варијанте утоваривача *A* (Прилог П2, Табела П2.1-П2.7) са истим параметрима чланова кинематичког ланца и различитим генерисаним механизмима манипулатора: *V.001*, *V.108*, *V.036* (Табеле Т4.2.6 и Т4.2.7). Механизми манипулатора *V.001* (сл.5.6.1а) и *V.108* (сл.5.6.1 в) имају исте трансформационе а различите преносне параметре а механизам *V.001* и *V.036* (сл.5.6.1 а,б) имају различите трансформационе параметре а сличне преносне функције. Анализирана су оптерећења стреле L_3 , двокраке полуге L_5 и споне L_6 чланова манипулатора који граде кинематичке парове механизма.

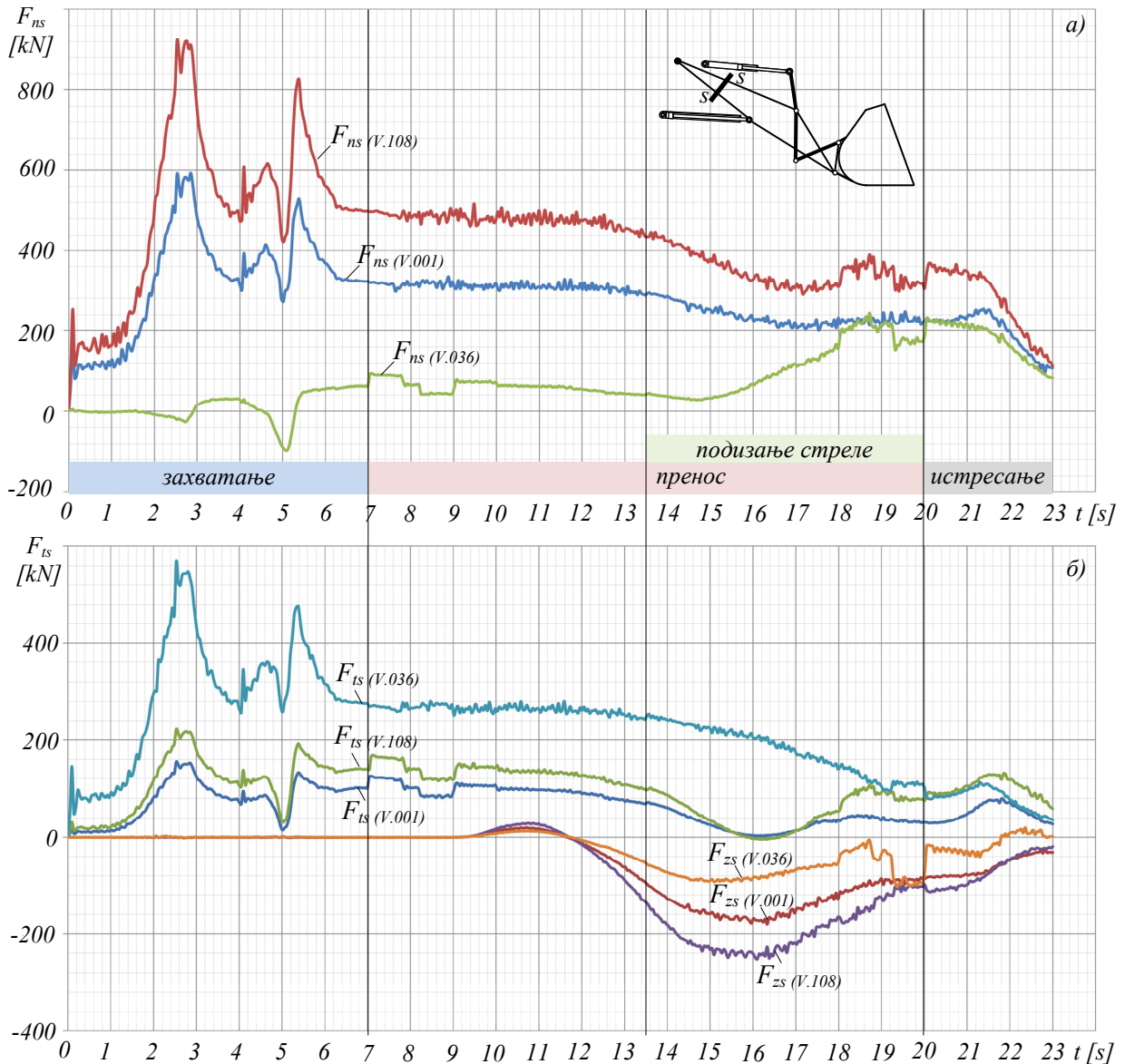


Сл. 5.6.1 в) различитим преносним и истим трансформационим параметрима, г) оптерећења пресека члана манипулатора

При дефинисању масеног критеријума не узима се утицај параметара механизма на номиналну масу кашике, јер се кашика посматра као готов модул одређене запремине и масе.

Пресек $s-s$ (сл. 5.6.1 в) члана L_i ($i=3,5,6$) кинематичког ланца манипулатора одређен је, у локалном координатном систему $Ox_i y_i z_i$ члана, координатама x_{si}, y_{si}, z_{si} средишта пресека T_{si} , углом γ_{si} равни пресека и координатним системом пресека $T_{si}n_{si}t_{si}z_{si}$ (сл. 5.6.1 г). Прекидом кинематичког ланца манипулатора у пресеку $s-s$ члана јављају се компоненте $F_{nsi}, F_{t_{si}}, F_{z_{si}}$ силе и компоненте $M_{nsi}, M_{t_{si}}, M_{z_{si}}$ момента оптерећења пресека члана.

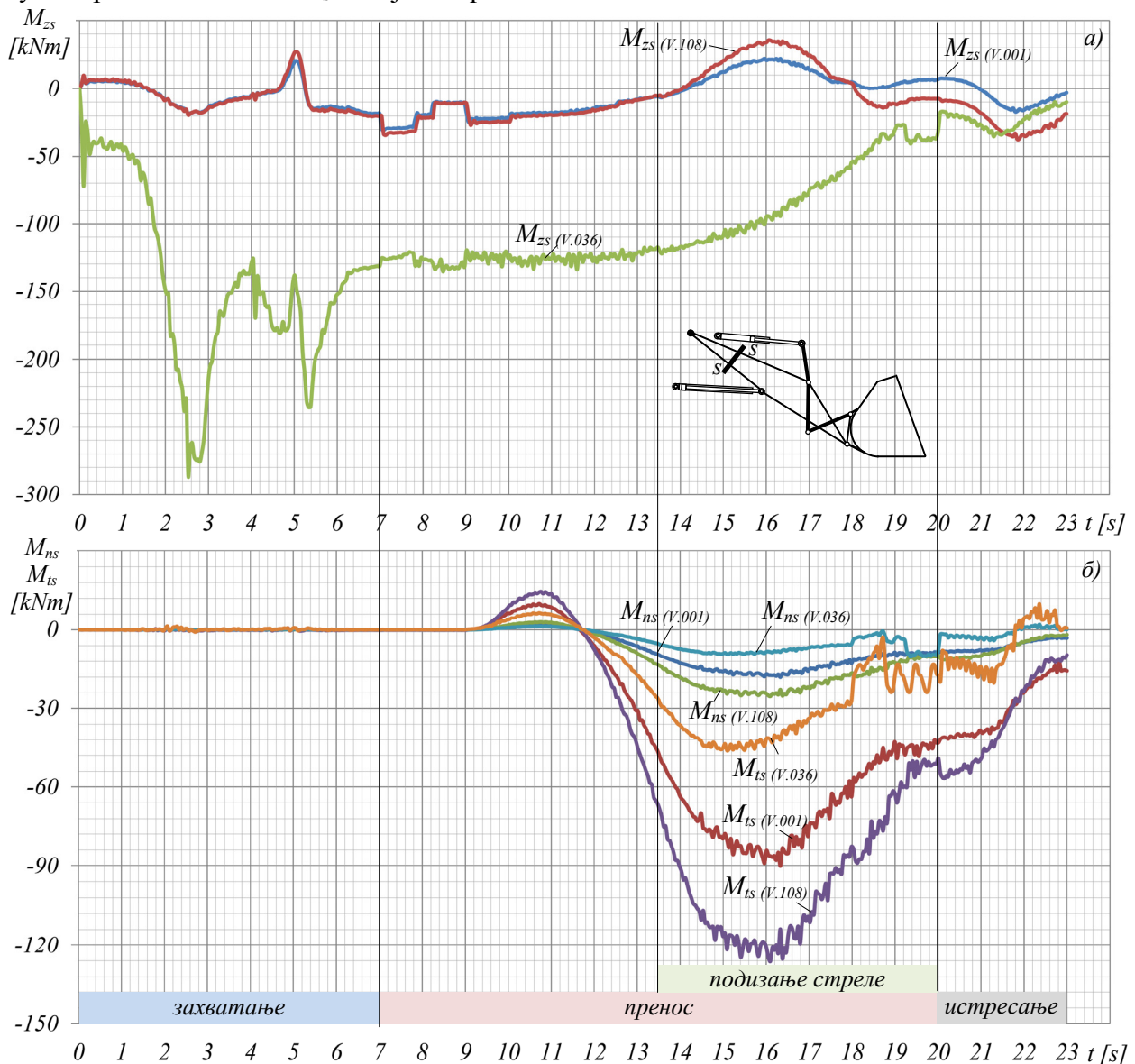
Као пример, поступком нумеричке динамичке симулације, коришћењем програма *MSC Adams*, одређене су компоненте сила (сл. 5.6.2) и компоненте момената (сл.5.6.3) оптерећења пресека $s-s$ стреле, са координатама положаја средишта ($x_{s3}=0,5\text{ m}, y_{s3}=0,1\text{ m}, z_{s3}=0\text{ m}$) и углом $\gamma_{s3}=90^\circ$ равни пресека, за утоваривач са варијантама механизма манипулатора:



Сл. 5.6.2 Силе оптерећења пресека $s-s$ стреле: а) нормалне, б) тангентне силе у правцима координатног система $T_{s3}n_{s3}t_{s3}z_{s3}$ пресека за различите варијанте механизма манипулатора

V.001, V.108 и V.036. Симулиран је исти манипулациони задатак са вектором силе W и моментом M_w отпора захватања одређених, коришћењем програма EDEM, за операцију са степенастим начином захватања материјала (поглавље 3.2.3.1).

Резултати анализе показују (сл. 5.6.2, сл. 5.6.3) да су оптерећења пресека стреле највећа при операцији захватања и да битно зависе од параметара погонских механизма манипулатора. Поређењем варијанти V.001 и V.036 механизма манипулатора са истим трансформационим ($D_3/d_3=125/90\text{ mm}$, $D_4/d_4=150/100\text{ mm}$) а различитим преносним параметрима, уочава се да су код варијанте V.001 веће нормалне силе F_{ns} односно веће силе истезања пресека а код варијанте V.036 знатно већи момент M_{zs} савијања пресека. Код варијанте V.108 са већим трансформационим параметрима ($D_3/d_3=150/100\text{ mm}$, $D_4/d_4=180/125\text{ mm}$) у односу на варијанту V.001 знатно су веће нормалне силе F_{ns} истезања пресека уз скоро исти момент M_{zs} савијања пресека.

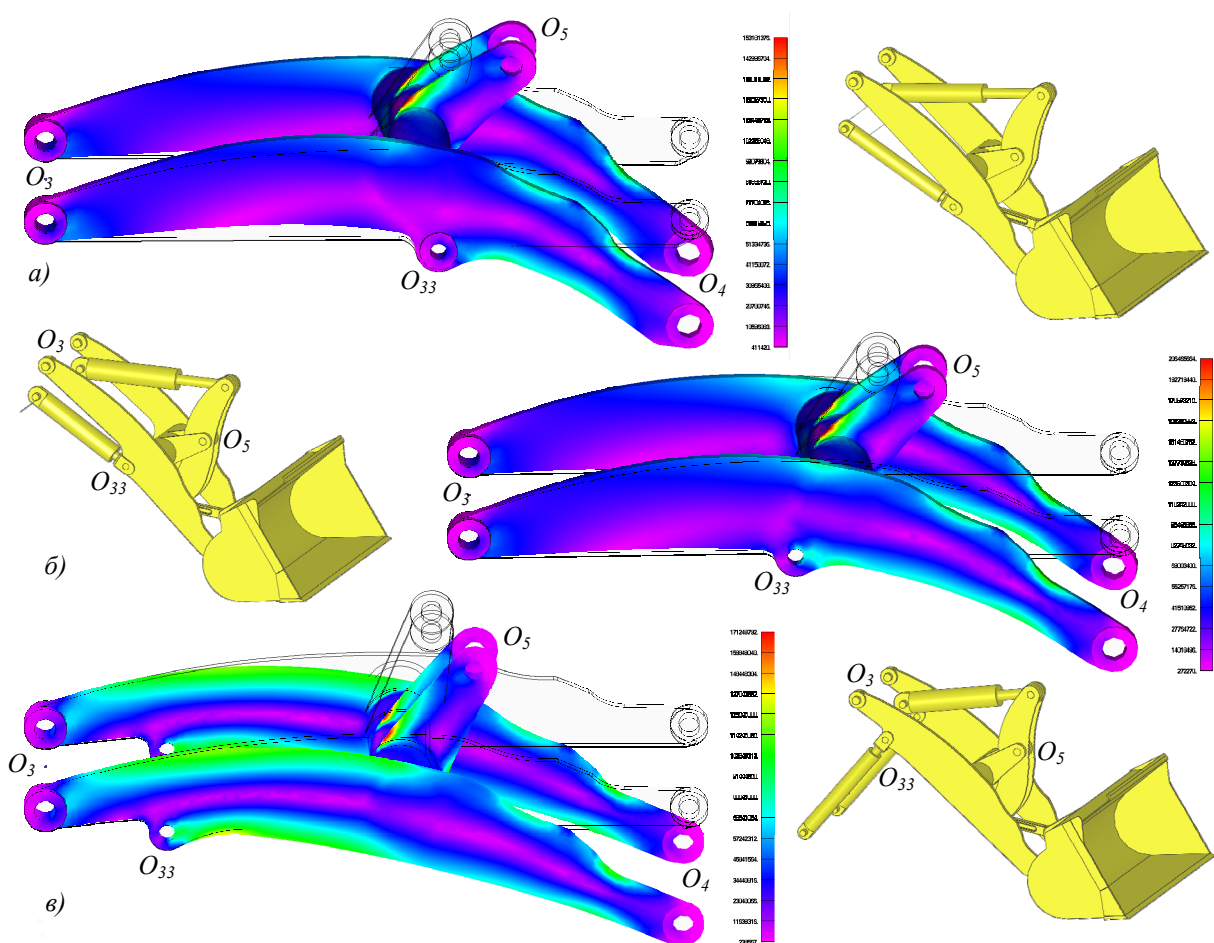


Сл. 5.6.3 Моменти оптерећења пресека $s-s$ стреле око: а) z_{s3} и б) t_{s3} и n_{s3} осе координатног система $T_{s3}n_{s3}t_{s3}z_{s3}$ пресека за различите варијанте механизма манипулатора

5.6.3. Структурна анализа механизма

Утицај параметара погонских механизма на напрезања чланова кинематичког ланца манипулатора одређен је структурном анализом генерисаних варијантних решења манипулатора *V.001*, *V.108* и *V.036* коришћењем програмског пакета *Femap Siemens PLM*. Одређени су *Von Mises* сложени напони стреле L_3 (сл.5.6.4) варијантних решења манипулатора линеарном статичком анализом коришћењем тродимензионалних солид коначних елемената (752320 елемената са 160243 чворова). Ослањање модела је изведено у зглобовима O_3 и O_{33} , а задата су оптерећења у зглобовима O_4 и O_5 одређена за исте услове манипулационог задатка, односно исте компоненте силе W и момента M_w отпора захвататања материјала.

Резултати структурне анализе показују (сл.5.6.4) да су, при истим оптерећењима манипулатора, напрезања чланова кинематичког ланца механизма различита и да зависе од параметара механизма. На то указује разлика напрезања стреле варијанте механизма манипулатора *V.001* (сл.5.6.4 а) и *V.036* (сл.5.6.4в) које имају исте трансформационе ($D_3/d_3=125/90\text{ mm}$, $D_4/d_4=150/100\text{ mm}$) али различите преносне параметре.



Сл. 5.6.4 Напрезања стреле генерисаних варијантних решења механизма манипулатора: а) *V.001*, б) *V.108*, в) *V.036* за оптерећења манипулатора која се јављају при манипулационом задатку ($t=5,3\text{ s}$, сл. 3.2.6 и 3.2.7) са операцијом степенастог начина хватања материјала

5.6.4. Маса чланова механизма

Резултати анализа показују да су примарна оптерећења чланова кинематичког ланца механизма манипулатора: савијање са истезањем (стрела L_3), претежно савијање (двокрака полука L_5) и истезање (притисак) (спона L_6). За дефинисање масеног критеријума оптимизације механизма одређене су номиналне масе чланова кинематичког ланца манипулатора на основу фактора општих услова према критеријуму напрезања при примарним оптерећењима чланова.

Уопштено, за члан L_i механизма претежно оптерећен истезањем или притиском, критеријум димензионисања према дозвољеном напрезању изражен је једначином:

$$\frac{F_{ins}}{A_{is}} \leq \sigma_{ide} \quad (5.6.2)$$

на основу које се одређује номинална маса члана m_{in} :

$$m_{in} = \int_0^{l_{is}} \rho_i \cdot A_{is} \cdot dl_{is} = \frac{\rho_i}{\sigma_{ide}} \int_0^{l_{is}} F_{ins} \cdot dl_{is} \quad (5.6.3)$$

где је: F_{ins} - нормална сила оптерећења пресека, A_{is} - површина пресека члана, l_{is} - дужина неутралне линије члана која повезује средишта пресека дуж кинематичке дужине члана, σ_{ide} - дозвољени напон истезања материјала члана, ρ_i - густина материјала члана.

За члан L_i механизма оптерећен на савијање, критеријум димензионисања према дозвољеном напрезању одређен је једначином:

$$\frac{M_{isz}}{W_{is}} = \frac{M_{isz}}{f_{is} \cdot A_{is}} \leq \sigma_{idf} \quad (5.6.4)$$

на основу које се одређује номинална маса члана m_{in} :

$$m_{in} = \int_0^{l_{is}} \rho_i \cdot A_{is} \cdot dl_{is} = \frac{\rho_i}{\sigma_{idf}} \int_0^{l_{is}} \frac{M_{isz}}{f_{is}} \cdot dl_{is} \quad (5.6.5)$$

где је: M_{isz} - момент савијања пресека, $f_{is} = W_{is}/F_{is}$ - фактор односа отпорног момента и површине пресека члана, σ_{idf} - дозвољени напон савијања материјала члана.

Ако је члан L_i механизма манипулатора оптерећен истовремено на истезање и савијање, критеријум димензионисања према дозвољеном напрезању изражен је једначином:

$$\frac{F_{ins}}{A_{is}} + \frac{M_{isz}}{W_{is}} = \frac{F_{ins}}{A_{is}} + \frac{M_{isz}}{f_{is} \cdot A_{is}} \leq \sigma_{id} \quad (5.6.6)$$

на основу које се одређује номинална маса члана m_{in} :

$$m_{in} = \frac{\rho_i}{\sigma_{di}} \int_0^{l_{is}} \left(F_{ins} + \frac{M_{isz}}{f_{is}} \right) dl_{is} \quad (5.6.7)$$

5.6.5. Функција циља масеног критеријума

Према претходно развијеним математичким моделима и добијеним резултатима анализа, за оптималну синтезу погонских механизма манипулатора утоваривача дефинисан је масени критеријум с циљем да укупна маса чланова кинематичког ланца механизма буде минимална.

Функција циља масеног критеријума одређена је једначином:

$$f_5 = \min(m_{lm} + m_{pm}) \quad (5.6.8)$$

где је: $m_{lm} = m_{3n} + m_{5n} + m_{6n}$ - номинална маса преносних чланова механизма једнака збиру номинале масе стреле (m_{3n}), двокраке полуге (m_{5n}) и споне (m_{6n}), $m_{pm} = m_{cm} + m_{sm}$ - маса погонских чланова механизма једнака збиру масе хидроцилиндара механизма стреле и кашике (m_{cm}) и масе сворњака зглобова механизма манипулатора (m_{sm}).

Номиналне масе стреле, двокраке полуге и споне се одређују, при операцији захватања када су, како су анализе показале, оптерећења чланова највећа, са следећим претпоставкама: а) пресеци чланова A_{is} (сл.5.6.1 г) су константни дуж кинематичке дужине s_i чланова (што приближно одговара физичким моделима јер је висина пресека h_{is} знатно мања од кинематичке дужине чланова), б) пресеци су облика правоугаоника дебљине b_{is} и висине h_{is} и леже у равнима нормалним на кинематичку дужину која је уједно неутрална линија члана, в) материјал чланова је истих механичких карактеристика.

Функцијом циља масеног критеријума није обухваћена маса кашике јер се, како је већ речено, узима да је, при синтези механизма, кашика готов модул познате запремине и масе које производе специјализовани произвођачи.

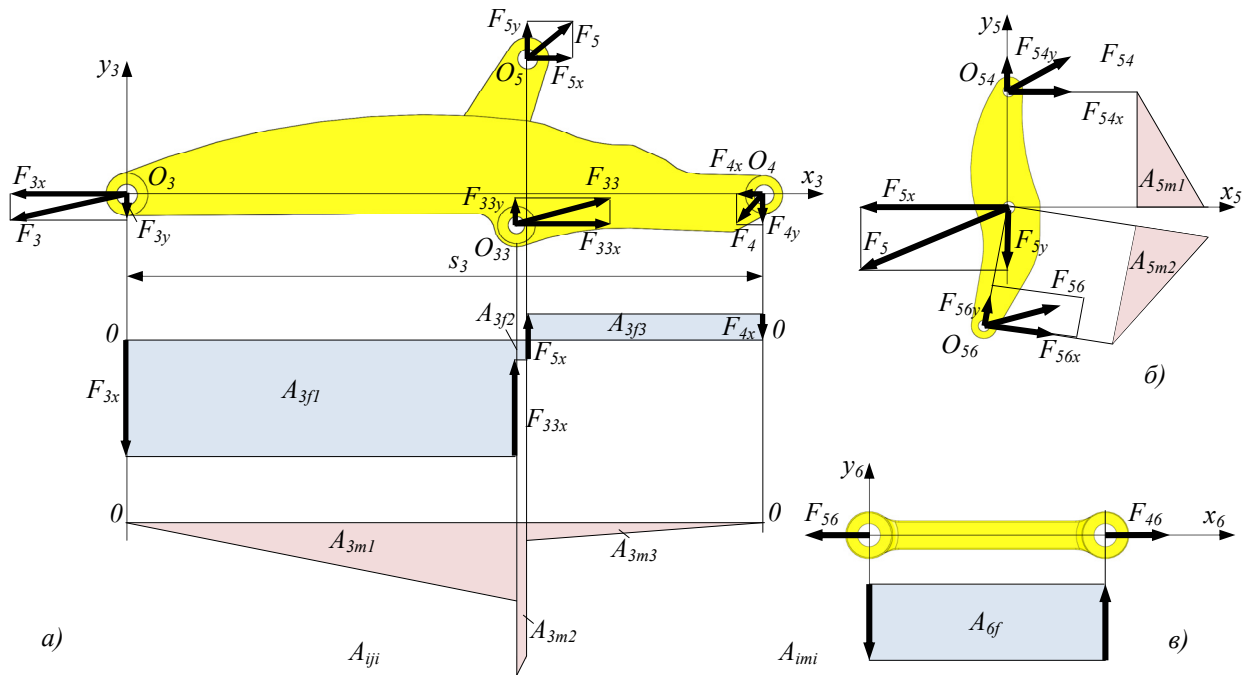
Према уведеним претпоставкама, номинална маса стреле је одређена једначином:

$$m_{3n} = \frac{\rho_s}{\sigma_s} \frac{1}{n_p} \sum_{j=1}^{n_p} \sum_{k=1}^3 \left(A_{3fkj} + \frac{6}{h_{s3}} A_{3mkj} \right) \quad (5.6.9)$$

где је: ρ_s , σ_s - густина и дозвољено напрезање материјала стреле, n_p - број положаја манипулатора при операцији захватања материјала, A_{3fkj} - површина сегмента k ($k=1,2,3$) дијаграма (сл. 5.6.5 а) аксијалних сила F_{3ns} стреле при положају j ($j=1, \dots, n_p$) манипулатора, A_{3mkj} - површина сегмента k ($k=1,2,3$) дијаграма момената савијања M_{3zs} пресека стреле, $f_{3s} = 6/h_{s3} = A_{s3}/W_{s3}$ - фактор односа површине и отпорног момента правоугаоног пресека стреле, h_{s3} - висина правоугаоног пресека стреле.

Номинална маса m_{5n} двокраке полуге L_5 , уз претпоставку да је примарно оптерећење на савијање, одређена је изразом [100]:

$$m_{5n} = \frac{\rho_s}{\sigma_s} \frac{1}{n_p} \sum_{j=lk=l}^{n_p} \sum_{k=l}^2 \left(\frac{6}{h_{s5}} A_{5mkj} \right) \quad (5.6.10)$$



Сл. 5.6.5 Површине A_{iji} дијаграма аксијалних сила и површине A_{imi} момената савијања пресека: а) стреле, б) двокраке полуге, в) споне механизма манипулатора варијанте V.001 за оптерећења манипулатора која се јављају при манипулационом задатку ($t=5,3$ s, сл.5.6.2 и сл. 5.6.3) са операцијом степенастог начина захватања материјала

где је: A_{5mkj} - површина сегмента k ($k=1,2$) дијаграма (сл. 5.6.5 б) момената савијања пресека двокраке полуге за положај j ($j=1, \dots, n_p$) манипулатора при операцији захватања материјала, h_{s5} - висина правоуганог пресека двокраке полуге.

Номинална маса m_{6n} споне L_6 , која је током манипулационог задатка оптерећена на истезање или притисак, одређена је изразом:

$$m_{6n} = \frac{\rho_s}{\sigma_s} \frac{l}{n_p} \sum_{j=1}^{n_p} A_{6fj} \quad (5.6.11)$$

где је: A_{6fj} - површина дијаграма (сл. 5.6.5 в) аксијалне силе оптерећења пресека споне при положају j манипулатора током операције захватања материјала.

Масе m_{mc} хидроцилиндара погонских механизма стреле и кашике манипулатора су одређене зависно од пречника клипа/клипњаче (D_i/d_i) и почетне/крајње (c_{ip}/c_{ik}) дужине хидроцилиндара и познатих јединичних маса тела цилиндра и клипњаче које дају произвођачи хидроцилиндара (Прилог П2.1, Табела П2.1.1).

Масе m_{ms} сворњака зглобова кинематичких парова манипулатора су одређене према величини пречника сворњака d_{is} (једначина 5.4.6, поглавље 5.4.2.1.) и познатим пречницима сворњака хидроцилиндара, уз претпоставку да је дужина сворњака $l_{si}=2 \cdot d_{si}$.

5.6.5.1. Програм. - За одређивање вредности функције циља масеног критеријума генерисаним варијантним решењима механизма манипулатора утоваривача, развијен је

програм на основу претходно дефинисаним математичким моделима за одређивање оптерећења и номиналних маса чланова кинематичког ланца механизма манипулатора.

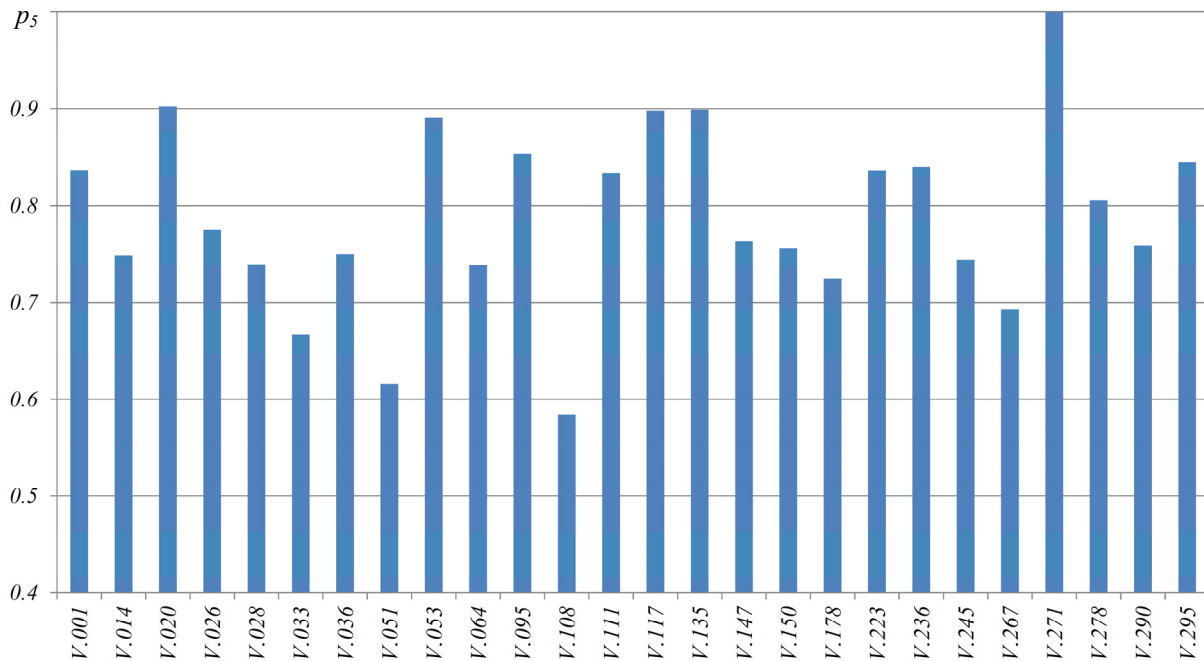
Према условима симулације, у задатом броју положаја манипулатора, програмом се најпре одређују за средишта (T_i) и координатне системе (n_{si}, t_{si}, z_{si}) карактеристичних пресека чланова механизма, компоненте силе ($F_{ins}, F_{its}, F_{izs}$) и момента ($M_{ins}, M_{its}, M_{izs}$) оптерећења пресека. Затим се, зависно од примарног оптерећења члана, одређују површине сегмената дијаграма аксијалних сила (F_{ins}) и момената (M_{izs}) оптерећења пресека а према њима номинална маса члана. На крају, збиром средњих вредности номиналних маса чланова механизма (стреле, двокраке полуге, споне) одређених у задатом броју положаја манипулатора и маса хидроцилиндара и зглобова механизма, срачунава вредност функција циља масеног критеријума.

5.6.5.2. Пример.- Коришћењем развијеног програма, одређене су (Табела Т5.6.1) вредности функција циља f_{si} масеног критеријума за модела утоваривача А (Прилог П2, Табела П2.1- П2.7) са истим параметрима чланова кинематичког ланца и различитим генерисаним варијантима механизма манипулатора (Табела Т4.2.6 и Т.4.2.7).

Табела Т5.6.1 Функције циља и показатељи масеног критеријума варијанти механизма манипулатора

Број манип. E_v	Механизам стреле			Механизам кашике			Критеријум K_5			
	n_{m3}	D_3 [mm]	d_3 [mm]	n_{m4}	D_4 [mm]	d_4 [mm]	Функција циља			Показатељ $P_{5i} = f_{5min}/f_{5i}$
							m_{ln}	m_{pn}	$f_{5i} = m_{ln} + m_{pn}$	
V.001 ¹⁾	3.001	125	90	4.001	150	100	369.425	602.196	971.621	0.836
V.014	3.014	125	80	4.014	160	100	510.129	575.682	1085.811	0.748
V.020	3.020	125	80	4.020	140	90	399.090	501.725	900.815	0.902
V.026	3.026	110	80	4.026	170	115	462.279	586.282	1048.561	0.775
V.028	3.028	110	80	4.028	180	115	460.178	639.412	1099.590	0.739
V.033	3.033	140	90	4.033	160	110	536.960	681.734	1218.694	0.667
V.036	3.036	125	90	4.036	180	125	566.110	517.923	1084.033	0.750
V.051	3.051	150	100	4.051	170	110	517.354	802.407	1319.761	0.616
V.053	3.053	125	90	4.053	150	100	344.973	567.063	912.036	0.891
V.064	3.064	140	90	4.064	150	100	461.622	639.673	1101.295	0.738
V.095	3.095	125	90	4.095	140	100	414.346	537.940	952.286	0.853
V.108	3.108	150	100	4.108	180	125	535.414	856.546	1391.960	0.584
V.111	3.111	110	80	4.111	170	115	381.379	593.484	974.863	0.834
V.117	3.117	140	90	4.117	125	090	338.702	566.286	904.988	0.898
V.135	3.135	125	90	4.135	150	100	309.780	594.132	903.912	0.899
V.147	3.147	140	90	4.147	160	100	391.412	673.404	1064.816	0.763
V.150	3.150	125	90	4.150	160	100	466.249	609.010	1075.259	0.756
V.178	3.178	150	100	4.178	150	100	393.840	728.405	1122.245	0.724
V.223	3.223	125	80	4.223	150	100	434.847	537.036	971.883	0.836
V.236	3.236	110	80	4.236	170	110	377.224	590.304	967.528	0.840
V.245	3.245	150	100	4.245	140	90	415.514	676.811	1092.325	0.744
V.267	3.267	125	80	4.267	170	115	546.171	626.004	1172.175	0.693
V.271	3.271	110	80	4.271	140	100	336.289	476.387	812.676	1.000
V.278	3.278	110	80	4.278	160	100	467.855	541.012	1008.867	0.806
V.290	3.290	125	90	4.290	160	100	465.118	606.082	1071.200	0.759
V.295	3.295	125	90	4.295	150	100	400.078	561.851	961.929	0.845

¹⁾ Параметри погонских механизма стреле и кашике иницијалног физичког модела утоваривача WA320 фирме Komatsu



Сл. 5.6.6 Показатељи p_5 ваљаности масеног критеријума генерисаних варијантних решења механизма манипулатора

При одређивању функције циља симулирана је само операција захватања материјала с обзиром да су тада оптерећења чланова механизма, како су анализе показале, највећа. Вектор силе W отпора захватања је дефинисан као и код одређивања вредности функција циља триболошког и временског критеријума (једначина 5.4.11 и 5.4.12, поглавље 5.4.5.1.).

Добијени резултати показују (Табела Т5.6.1) да минималну вредност функције циља, односно максимални показатељ (сл. 5.6.6) масеног критеријума има варијанта V.271 механизма манипулатора са најмањим трансформационим параметрима ($D_3/d_3=110/80\text{ mm}$, $D_4/d_4=140/100\text{ mm}$) а да максималну вредност функције циља, односно минимални показатељ има варијанта V.108 механизма манипулатора са највећим трансформационим параметрима ($D_3/d_3=150/100\text{ mm}$, $D_4/d_4=180/125\text{ mm}$). Варијанте механизма са већим трансформационим параметрима имају знатно веће не само номиналне масе чланова кинематичког ланца већ и знатно веће масе хидроцилиндара и масе сворњака зглобова кинематичких парова механизма.

Резултати структурне анализе показују да напрезања чланова кинематичког ланца манипулатора утоваривача зависи од преносних параметара механизма. На то указује и дати пример где су напрезања стреле варијанте маниипулатора V.036 (сл. 5.6.4 в) знатно већа од напрезања стреле варијанте манипулатора V.001 (сл. 5.6.4 а) при чему варијанте имају исте трансформационе ($D_3/d_3=125/90\text{ mm}$, $D_4/d_4=150/100\text{ mm}$) али различите преносне параметре механизма.

5.7. ДИНАМИЧКИ КРИТЕРИЈУМ ОПТИМИЗАЦИЈЕ

5.7.1. Опште

Функционална анализа утоваривача (поглавље 2.1) показује да се током манипулационог задатка, осим операције истовара, утоваривач креће помоћу ослоно-кретног механизма. Кретање је посебно изражено при операцији преноса материјала и операцији поновног враћања с места истовара на место поновног захватања материјала. Путање кретања су најчешће облика латиничног слова *V* и *Y*. Зависно од релативног положаја места захватања и места истовара материјала дужине појединих деоница путања су врло различите. При операцији захватања путање су кратке а при преносу материјала знатно дуже, посебно путања која води према месту истовара која у неким случајевима може имати дужину и до *50 m*. Кретање утоваривача током манипулационих задатака је најчешће по неуређеним путањама врло различитих конфигурација, са честим прекидима (покретање, заустављање) променама смера и брзинама кретања.

Ослоно-кретни механизам утоваривача на пнеуматицима, за разлику од возила, имају крути систем ослањања-вешања остварен чврстом везом задњег и предњег дела кретног механизма за кућишта погонских мостова трансмисије кретања.

При раду утоваривачи се понашају као сложени динамички системи где се, с обзиром да су чланови кинематичког ланца робусне челичне конструкције, као изразити еластично-пригушни елементи јављају: пнеуматици ослоно-кретног механизма, амортизери за везу кабине руковаоца за задњи или предњи део ослоно-кретног механизма, хидроцилиндри система управљања кретањем и хидроцилиндри погонских механизма манипулатора.

При кретању утоваривача као сложеног динамичког система, условима и путањама манипулационих задатака, поред осталог, јављају се вибрације које, пре свега, штетно делују на руковаоца машине, затим ремете комфортно управљање машином уз динамичко повећање оптерећења структурне грађе машине.

Ергономским нормама [101] одређени су, поред осталог, дозвољене границе вибрација мобилних машина које се односе и на утовариваче.

У овом поглављу анализиран је утицај параметара погонских механизма манипулатора на динамичку стабилност утоваривача с обзиром да се хидроцилиндри механизма манипулатора у динамичком моделу утоваривача, услед стишљивости хидрауличког уља, јављају као еластично-пригушни елементи у виду "хидрауличких опруга".

5.7.2. Динамички математички модели утоваривача

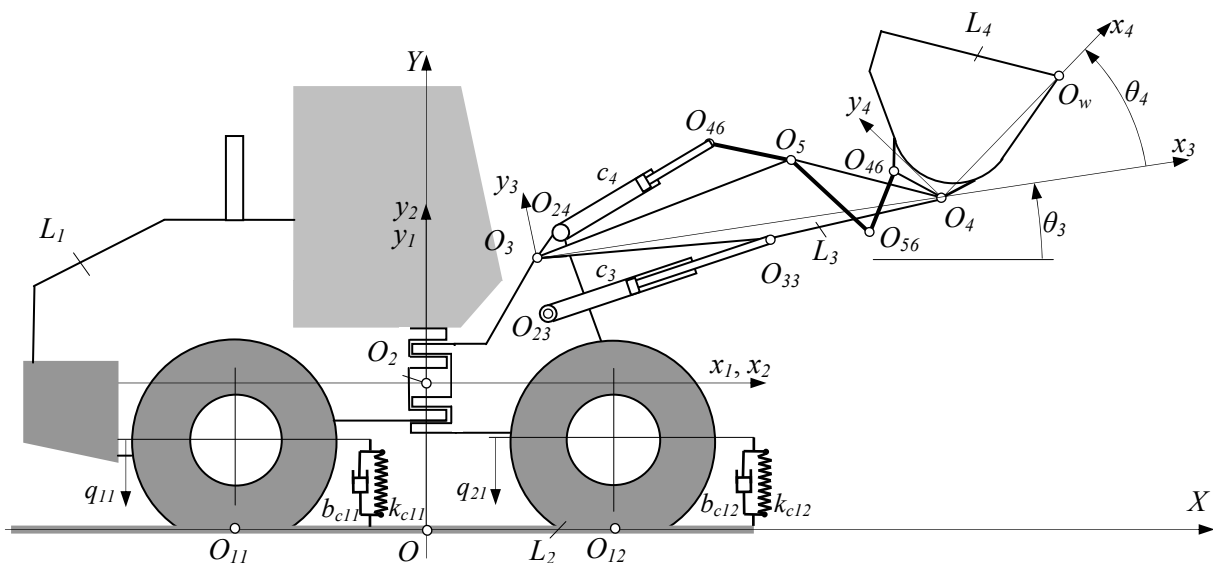
За анализу утицаја параметара погонских механизма манипулатора на динамичку стабилност утоваривача развијена су два математичка модела утоваривача истих конфигурација кинематичких ланаца са задњим L_1 (сл. 5.7.1) и предњим L_2 делом ослоно-кретног члана, стрелом L_3 и кашиком L_4 манипулатора Z кинематике. Математички модели су дефинисани у апсолутном координатном систему $OXYZ$ при чему раван OXZ система лежи у хоризонталној равни ослањања утоваривача.

Први динамички математички модел утоваривача, са једном осцилаторном масом коју чине чврсто повезани ослоно-кретни механизам и манипулатор, је одређен са следећим претпоставкама (сл. 5.7.1),

- подлога ослањања и чланови кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора су чврста тела,
- пнеуматици ослоно-кретног члана су еластично-пригушни елементи истих карактеристика којима су повезани ослоно-кретним механизмом (крути погонски мостови) са подлогом,
- генерализане координате q_1 модела су вертикална померања задњег q_{11} и предњег q_{21} члана кретног механизма у равни OXY изазвана променом кретања утоваривача:

$$q_1 = \{q_{11}, q_{21}\} \quad (5.7.1)$$

За други динамички математички модел утоваривача, са три осцилаторне масе: ослоно-кретни механизам, стрела и кашика, претпоставкама првог модела се додају следеће претпоставке (сл. 5.7.2):



Сл. 5.7.1 Динамички математички модел утоваривача са једном осцилаторном масом

• хидроцилиндри погонских механизма манипулатора су еластично-пригушни елементи с обзиром да се услед стишљивости хидрауличког уља у својим радним запреминама и водовима понашају као "хидрауличке опруге",

• генералисане координате q_3 модела су вертикална померања задњег q_{13} и предњег q_{23} члана кретног механизма углом померања q_{33} стреле око зглоба O_3 и угао померања q_{43} кашике око зглоба O_4 :

$$q_3 = \{q_{13}, q_{23}, q_{33}, q_{43}\} \quad (5.7.2)$$

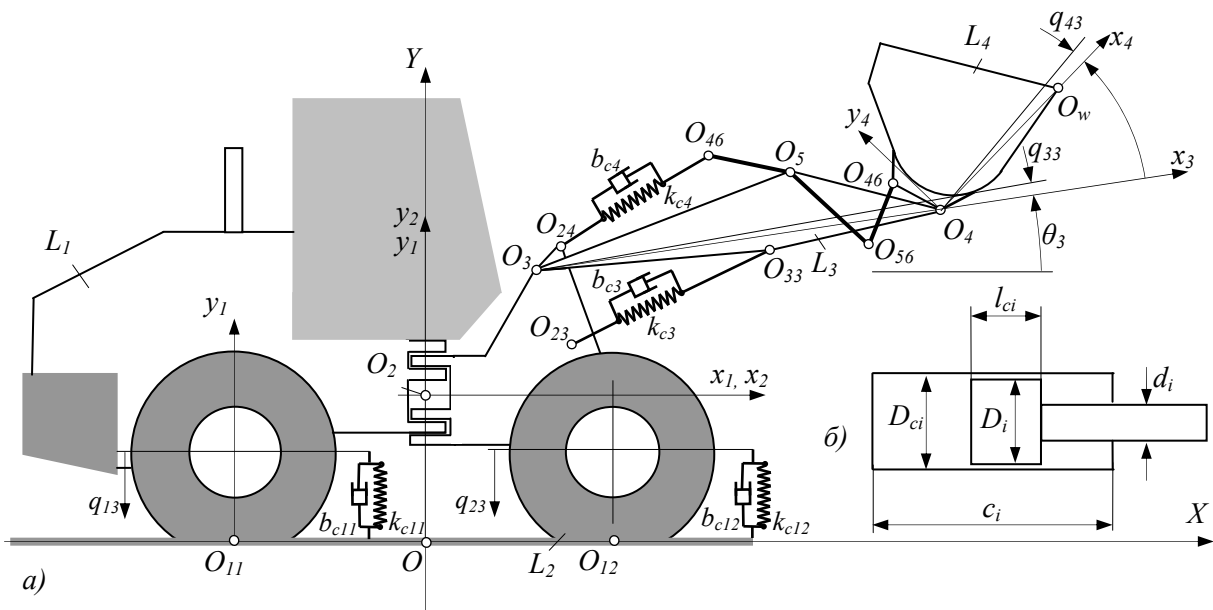
У динамичком математичком моделу утоваривача, услед стишљивости хидрауличког уља, хидроцилиндри манипулатора се моделирају хидрауличким опругама одговарајуће крутости (сл. 5.7.2) [102] [103]:

$$k_{ci} = \frac{\left(\frac{D_i^2 \cdot \pi}{4}\right)^2 E_o}{\frac{D_i^2 \cdot \pi}{4}(c_i - c_{ip}) + \frac{d_{vi}^2 \pi}{4} \cdot l_{vi}} + \frac{\left(\frac{D_i^2 - d_i^2}{4} \cdot \pi\right)^2 E_o}{\frac{D_i^2 - d_i^2}{4} \cdot \pi \cdot (c_{ik} - c_i) + \frac{d_{vi}^2 \pi}{4} \cdot l_{vi}} \quad \forall i = 3, 4 \quad (5.7.3)$$

где је: D_i, d_i - пречник клипа и клипњаче хидроцилиндара, c_{ip}, c_i, c_{ik} - почетна, тренутна и крајња дужина хидроцилиндара, d_{vi}, l_{vi} - унутрашњи пречник и дужина радних водова хидроцилиндара од хидроцилиндара до разводних вентила погонског система утоваривача, E_o - модул стишљивости хидрауличког уља погонског система утоваривача.

Коефицијенти пригушења хидроцилиндара механизма манипулатора утоваривача одређени су изразом (сл.5.7.2б) [102] [103]:

$$b_{ci} = \frac{\pi \cdot \eta_o \cdot l_{ci} \cdot D_i^2}{(D_{ci} - D_i)^2} \left[3 + \frac{3}{4} \frac{D_i}{(D_{ci} - D_i)} \right] \quad \forall i = 3, 4 \quad (5.7.4)$$



Сл. 5.7.2 Динамички математички модел утоваривача са три осцилаторне масе

где је: η_o - динамичка вискозност хидрауличког уља, l_{ci} - дужине клипа хидроцилиндра, D_{ci} - унутрашњи пречник хидроцилиндра.

5.7.3. Анализа динамичке стабилности утоваривача

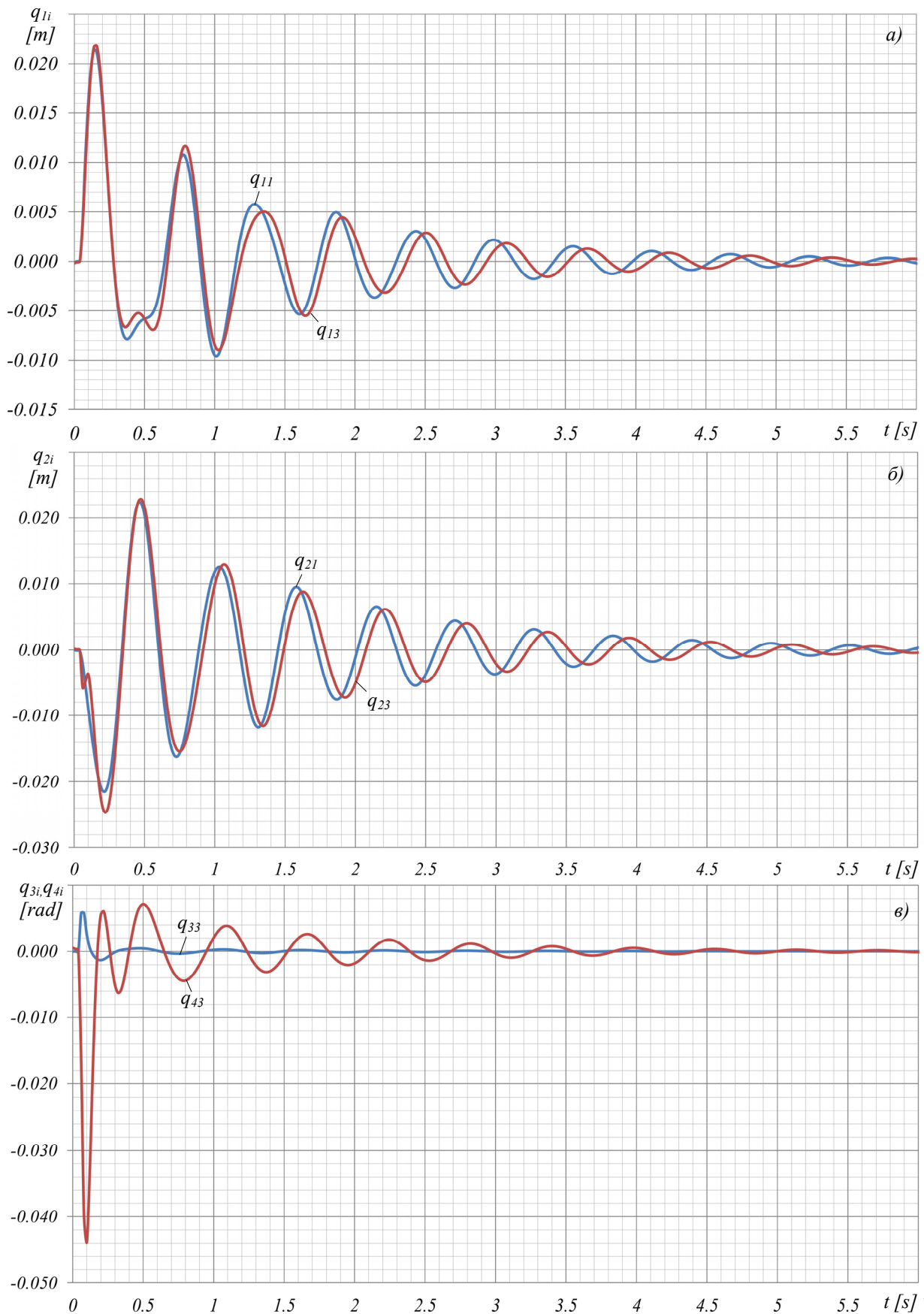
Утицај параметара механизма манипулатора на динамичку стабилност утоваривача одређен је упоредном анализом генералисаних координата (померања) задњег и предњег дела кретног механизма одређених према дефинисаним моделом утоваривача са једном осцилаторном масом (q_{11} , q_{21}) и моделом са три осцилаторне масе (q_{13} , q_{23}) при истим задатим почетним условима кретања.

Као пример, анализиран је модел утоваривача са познатим параметрима чланова кинематичког ланца (Прилог П2, Табела П2.1-П2.7) и варијантом механизма манипулатора *V.001* (Табела Т4.2.6 и Т4.2.7). Посматрано је осциловање модела у три положаја манипулатора (Табела Т5.7.1): положај 3 - почетак преноса материјала, положај 4 – највећи хоризонтални дохват и положај 5 - истовар материјала. При свим положајима задати су исти почетни услови кретања: нагло заустављање кретања утоваривача почетном брзином од 2 m/s за $1,5 \text{ s}$.

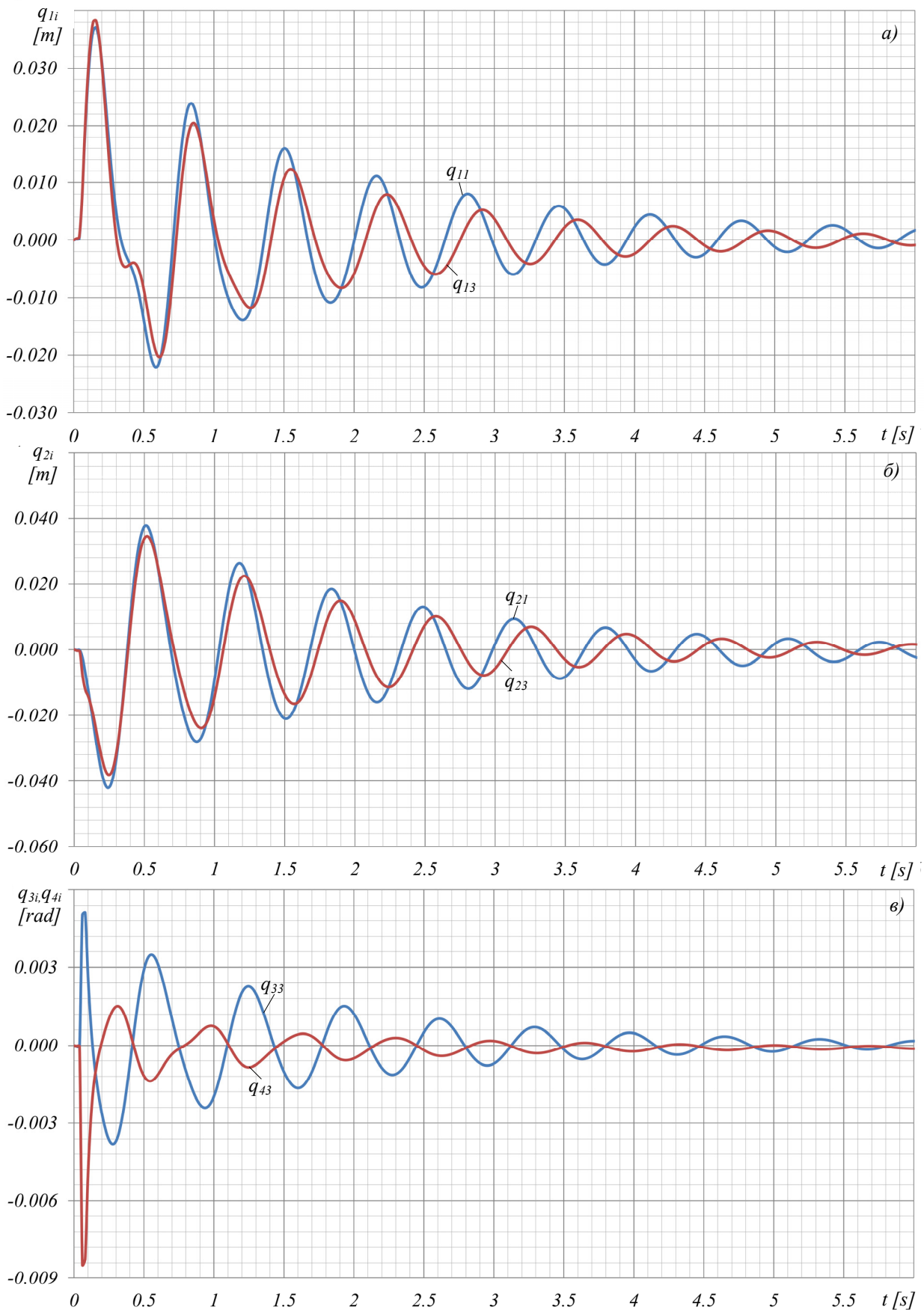
Табела Т5.7.1 Положаји, карактеристике и почетни услови осциловања динамичких модела утоваривача

Параметар положаја	Ознака	Дим.	Положај манипулатора		
			почетни 3	средњи 4	истоварни 5
Угао положаја стреле	θ_3	°	$-35,6^\circ$	0°	$48,1^\circ$
Угао положаја кашике	θ_4	°	50°	45°	45°
Дужина хидроцилиндра стреле	c_3	m	1,384	1,704	2,058
Дужина хидроцилиндра кашике	c_4	m	1,862	1,863	1,806
Коефицијент крутости хидроцилиндра стреле	k_{c3}	N/m	$4,39 \cdot 10^8$	$1,23 \cdot 10^8$	$2,24 \cdot 10^8$
Коефицијент пригушења хидроцилиндра стреле	b_{c3}	Ns/m	$5,47 \cdot 10^6$	$5,47 \cdot 10^6$	$5,47 \cdot 10^6$
Коефицијент крутости хидроцилиндра кашике	k_{c4}	N/m	$1,15 \cdot 10^8$	$1,16 \cdot 10^8$	$1,02 \cdot 10^8$
Коефицијент пригушења хидроцилиндра кашике	b_{c4}	Ns/m	$3,92 \cdot 10^6$	$3,92 \cdot 10^6$	$3,92 \cdot 10^6$
Коефицијент крутости пнеуматика [104]	k_p	N/m	$3,1 \cdot 10^6$	$3,1 \cdot 10^6$	$3,1 \cdot 10^6$
Коефицијент пригушења пнеуматика [104]	b_p	Ns/m	$3,1 \cdot 10^4$	$3,1 \cdot 10^4$	$3,1 \cdot 10^4$
Модул еластичности уља	E_o	N/m^2	$1,4 \cdot 10^9$	$1,4 \cdot 10^9$	$1,4 \cdot 10^9$
Динамичка вискозност уља	η_o	Ns/m^2	$9 \cdot 10^{-2}$	$9 \cdot 10^{-2}$	$9 \cdot 10^{-2}$

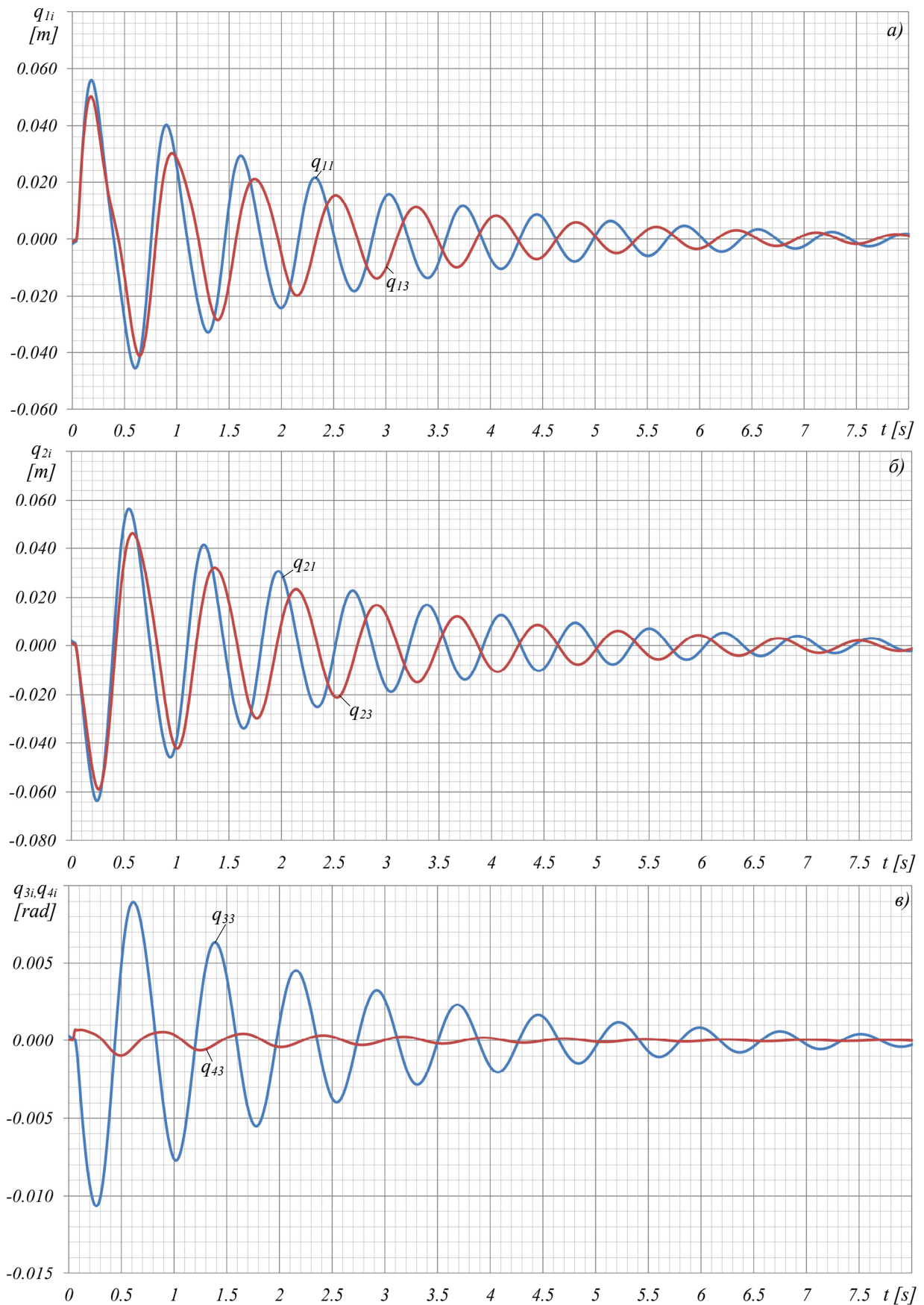
За параметре чланова кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора изабраног модела утоваривача, на основу задатих карактеристика еластично-пригушних елемената динамичких модела и почетних услова кретања (Табела Т5.7.1), коришћењем програма *MSC Adams* одређене су генералисане координате (померања) динамичког модела утоваривача са једном масом осциловања (q_{11} , q_{21}) и са три масе осциловања (q_{13} , q_{13} , q_{33} , q_{43}) за положај 3 - почетак преноса материјала (сл. 5.7.3), положај 4 - највећи хоризонтални дохват (сл. 5.7.4) и положај 5 - истовар материјала на највећој висини (сл. 5.7.5).



Сл.5.7.3 Генерализане координате динамичких модела утоваривача са једном и три осцилаторне масе: а) q_{11}, q_{13} - задњег, б) q_{21}, q_{23} - предњег дела кретног механизма, в) q_{33} - стреле и q_{43} - кашике, у почетном транспортном положају манипулатора варијанте V.001 са побудним кретањем утоваривача почетном брзином од 2m/s и заустављањем за 1,5s



Сл. 5.7.4 Генерализане координате динамичких модела утоваривача са једном и три осцилаторне масе:
 а) q_{11}, q_{13} - задњег, б) q_{21}, q_{23} - предњег дела кретног механизма, в) q_{33} - стреле и q_{43} - кашике, у
 хоризонталном положају манипулатора варијанте V.001 са побудним кретањем утоваривача почетном
 брзином од 2m/s и заустављањем за 1,5s



Сл. 5.7.5 Генерализане координате динамичких модела утоваривача са једном и три осцилаторне масе:
 а) q_{11}, q_{13} - задњег, б) q_{21}, q_{23} - предњег дела кретног механизма, в) q_{33} - стреле и q_{43} - кашике, у подигнутом положају истресања манипулатора варијанте V.001 са побудним кретањем утоваривача почетном брзином од 2m/s и заустављањем за 1,5 s

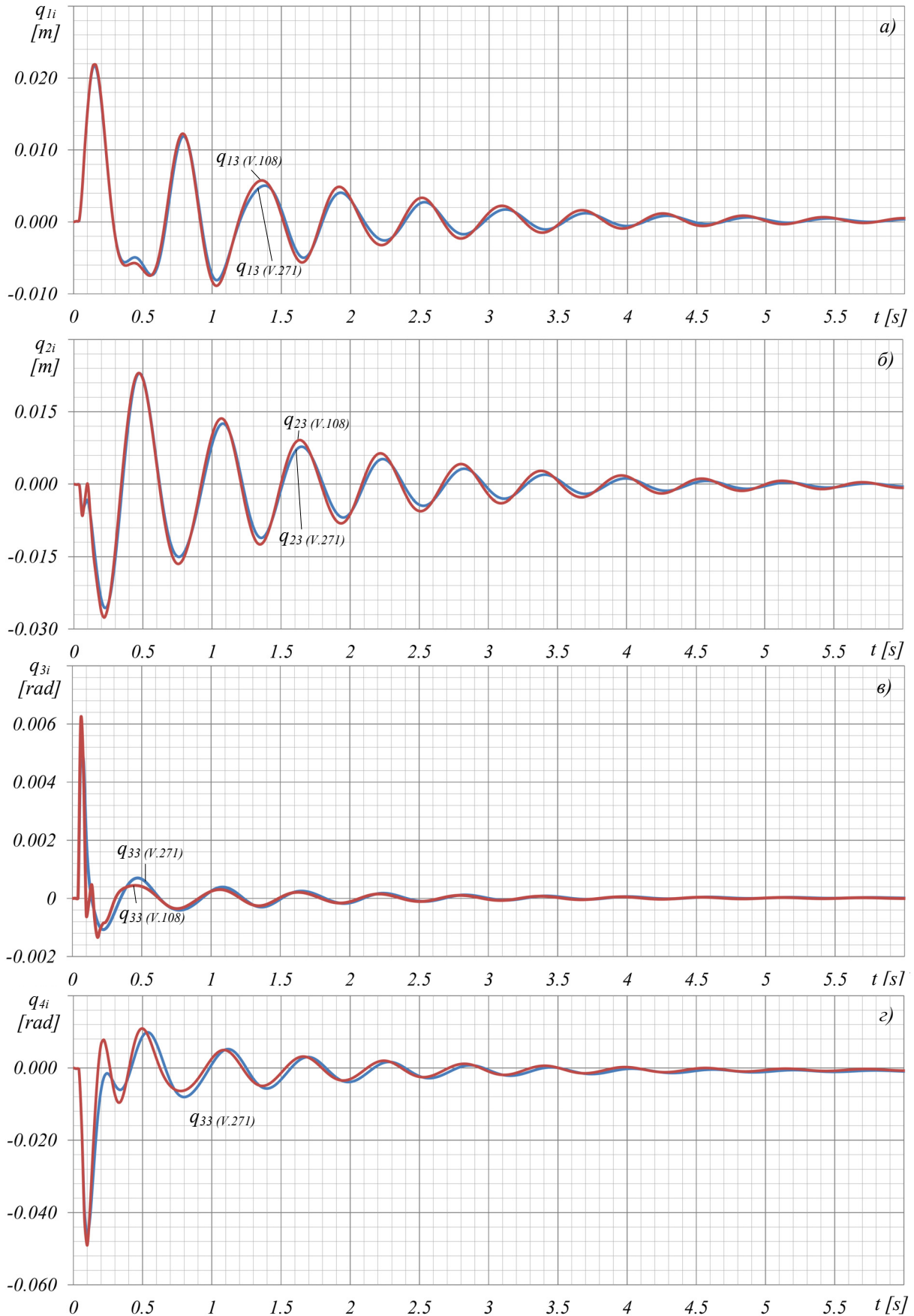
Упоредна анализа претходно приказаних дијаграма (сл. 5.7.3-5.7.5) показује разлику померања осциловања задњег (q_{11}) и предњег (q_{21}) дела ослоно-кретног механизма добијених динамичким моделима утоваривача са једном масом осциловања (q_{11} , q_{21}) и динамичким моделом са три осцилаторне масе (q_{13} , q_{23}). Разлика у осциловању није иста у свим положајима манипулатора.

У погледу величине амплитуда, периода осциловања као и времена трајања пригушивања осцилација, најмања, незнатна разлика је у транспортном положају (сл. 5.7.3). У истом положају манипулатора најмање су амплитуде осциловања стреле (q_{33}) и кашике (q_{43}) код динамичког модела утоваривача са три осцилаторне масе. Највећа разлика осциловања је у положају манипулатора при истресању материјала (сл. 5.7.5 а, б, в). У овом положају разлика се посебно огледа у величини амплитуда и периоду осциловања предњег и задњег дела кретног механизма, стреле и кашике.

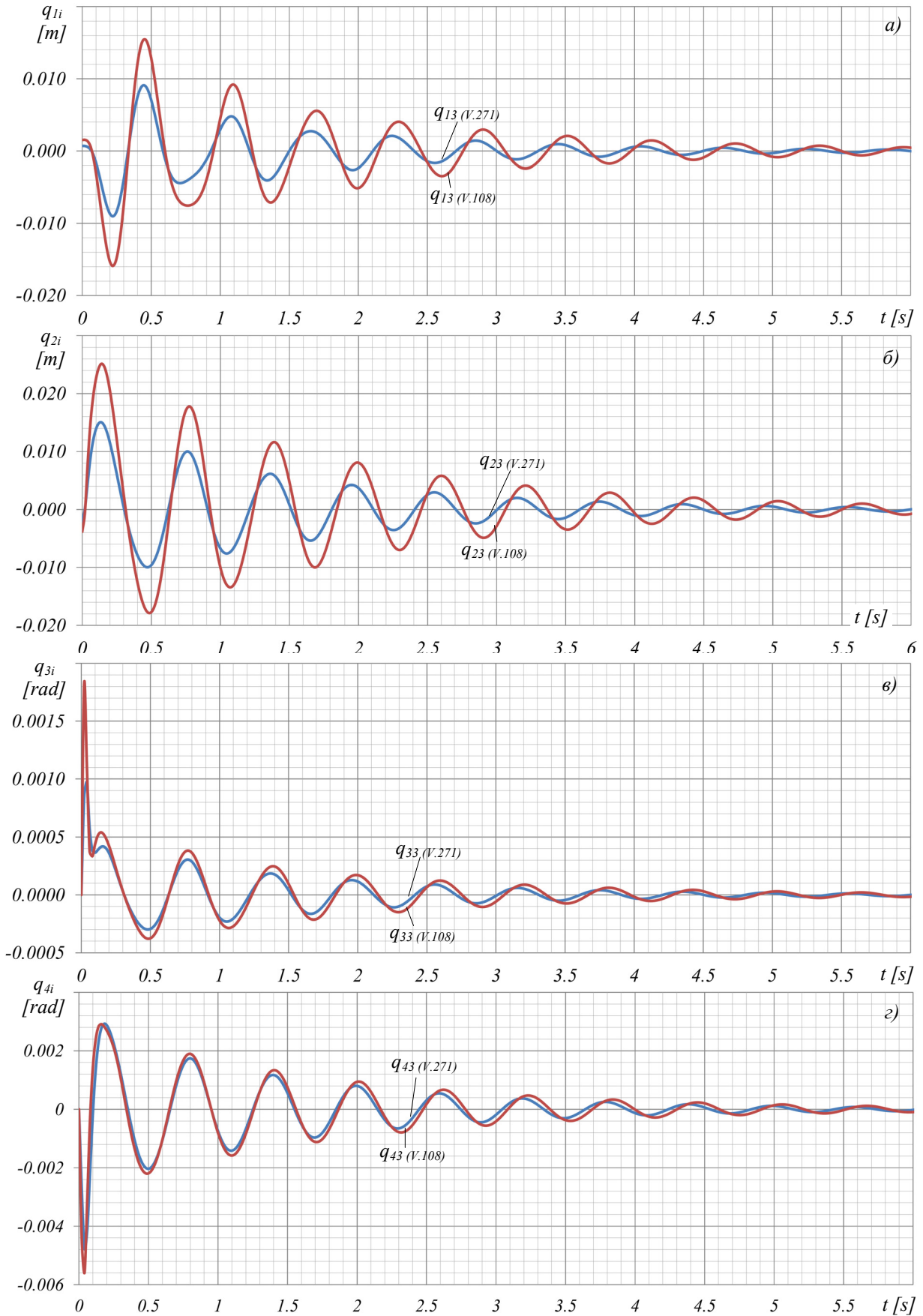
Према добијеним резултатима анализе може се закључити да еластично-пригушне карактеристике хидроцилиндара механизма утоваривача утичу на динамичку стабилност утоваривача на тај начин да смањују амплитуде осциловања чланова ослоно-кретног механизма. До ове појаве долази због тога што је динамички модел утоваривача са три осцилаторне масе сличан општем динамичком математичком моделу апсорбера [106] при чему се маса манипулатора еластично-пригушно везана за ослоно-кретни механизам (сл. 5.7.2) јавља као апсорбер (гушитељ) осцилација ослоно-кретног механизма. Принцип динамичког апсорбера је искоришћен за развој посебног хидростатичког система за стабилизацију кретања утоваривача (сл. 2.2.7 б, поглавље 2.2.3) [82][107] који се већ примењује на моделима утоваривача појединих произвођача [76].

У наставку рада анализиран је утицај параметара механизма на динамичку стабилност утоваривача на тај начин да су одређена померања динамичког модела утоваривача са три масе осциловања али за две варијанте генерисаних механизма манипулатора, са различитим трансформационим параметрима: варијанту $V.108$ ($D_3/d_3=150/100$ mm, $D_4/d_4=180/125$ mm) и варијанту $V.271$ ($D_3/d_3=110/80$ mm $D_4/d_4=140/100$ mm).

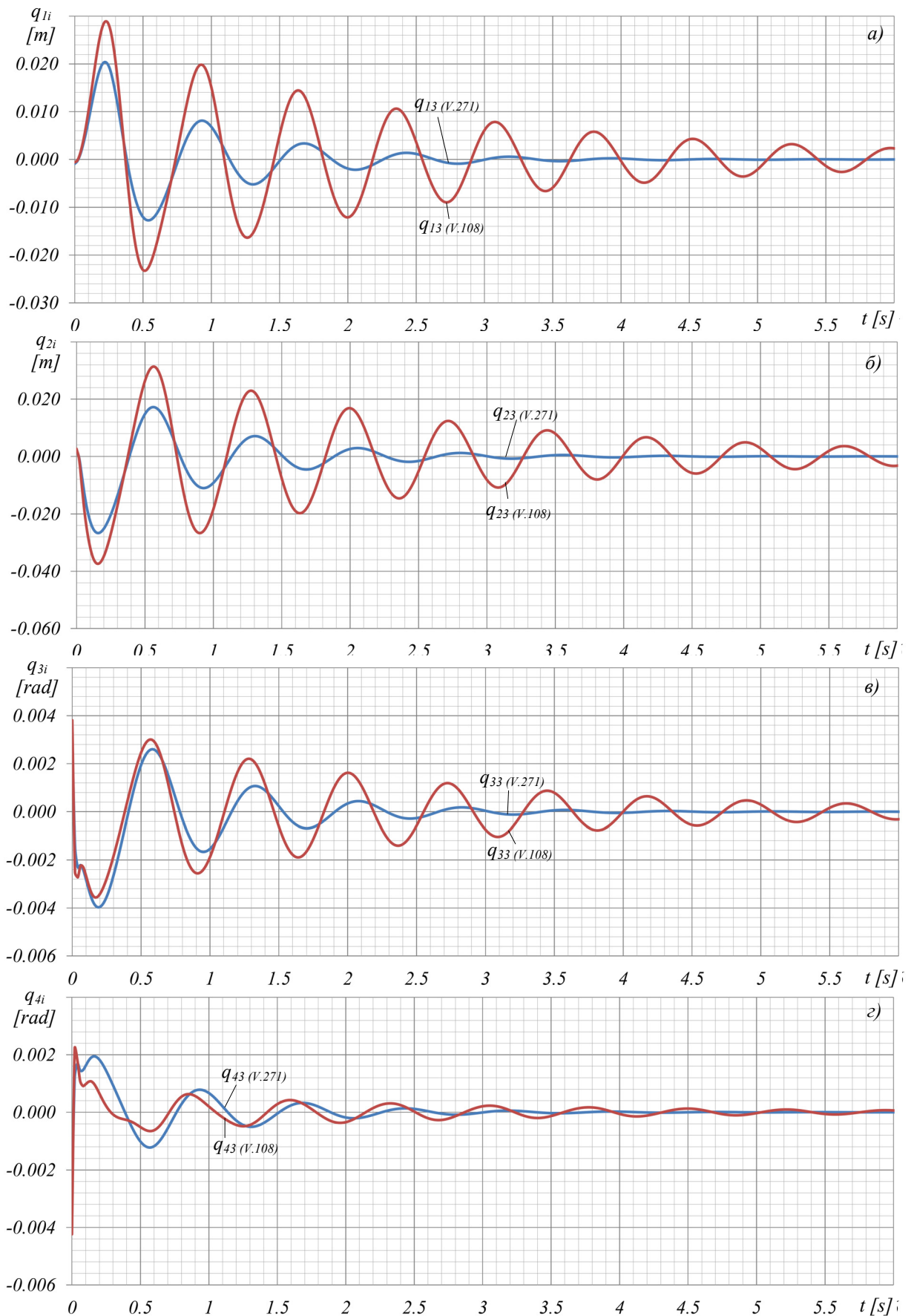
Померања осциловања су одређена коришћењем програма *MSC Adams* за три карактеристична положаја манипулатора задавањем различитих почетних услова кретања: а) у почетном транспортном положају манипулатора са почетним брзином кретања 2 m/s утоваривача и временом заустављена $t=1,5$ s (сл. 5.7.6 а,б,в,г), б) са почетном угаоном брзином $\omega_3=0,141$ s⁻¹ покретања стреле (сл. 5.7.7 и сл. 5.7.8 а,б,в,г) и угаоном брзином $\omega_4=0,135$ s⁻¹ покретања кашике (сл. 5.7.9 и сл. 5.7.10 а,б,в,г) са времена заустављања $t_3=1,5$ s у почетном транспортном положају манипулатора и положају истовара материјала.



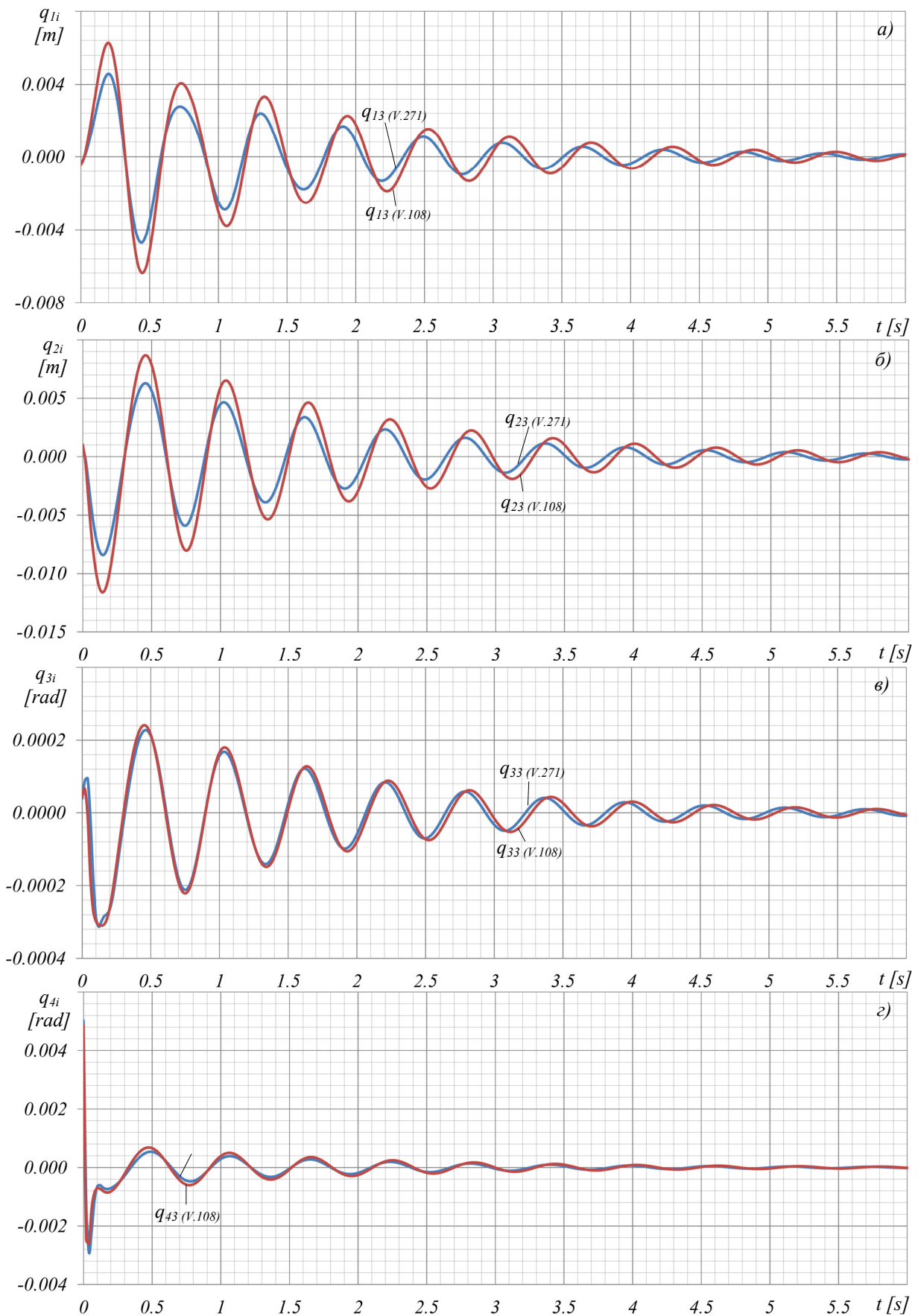
Сл. 5.7.6 Генерализане координате динамичких модела утоваривача са три осцилаторне масе: а) q_{11}, q_{13} - задње, б) q_{21}, q_{23} - предње дела кретног механизма, в) q_{33} - стреле и г) q_{43} - кашике, у почетном транспортном положају манипулатора варијанте V.108 и V.271 са побудним кретањем утоваривача почетном брзином од 2m/s и заустављањем за 1,5 s



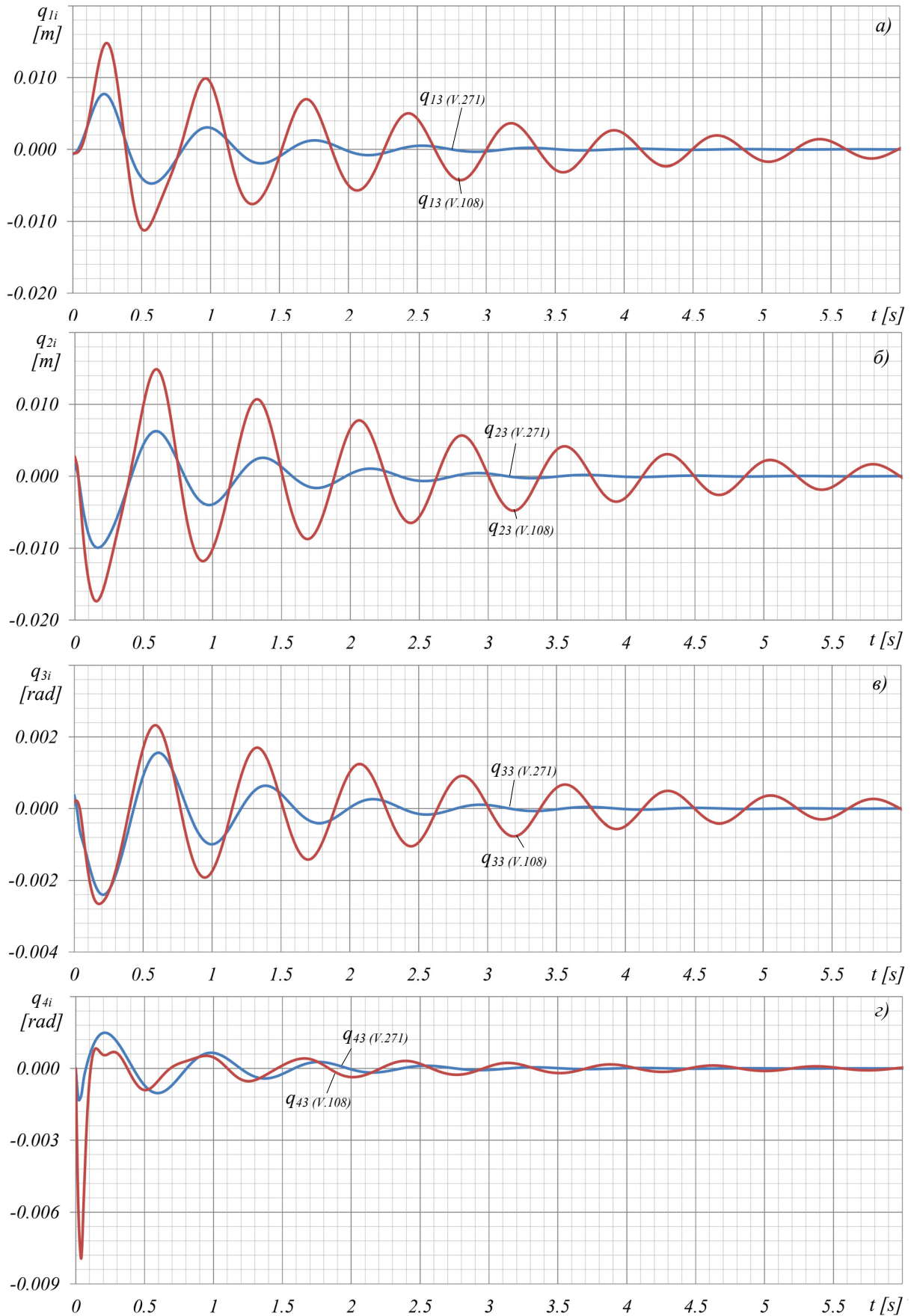
Сл. 5.7.7 Генерализане координате динамичких модела утоваривача са три осцилаторне масе: а) q_{11}, q_{13} - задњег, б) q_{21}, q_{23} - предњег дела кретног механизма, в) q_{33} - стреле и г) q_{43} - кашике, у почетном транспортном положају манипулатора варијанте V.108 и V.271 са побудним кретањем стреле почетном угаоном брзином од $\omega_3=0,141 \text{ s}^{-1}$ и заустављањем за 1,5 s



Сл. 5.7.8 Генерализане координате динамичких модела утоваривача са три осцилаторне масе: а) q_{1i} , q_{13} - задњег, б) q_{2i} , q_{23} - предњег дела кретног механизма, в) q_{33} - стреле и г) q_{43} - кашике, у подигнутом положају истресања манипулатора варијанте V.108 и V.271 са побудним кретањем стреле почетном угаоном брзином од $\omega_3=0,141 \text{ s}^{-1}$ и заустављањем за 1,5 s



Сл. 5.7.9 Генерализане координате динамичких модела утоваривача са три осцилаторне масе: а) q_{11}, q_{13} - задњег, б) q_{21}, q_{23} - предњег дела кретног механизма, в) q_{33} - стреле и г) q_{43} - кашике, у почетном транспортном положају манипулатора варијанте V.108 и V.271 са побудним кретањем кашике почетном угаоном брзином од $\omega_3=0,135 \text{ s}^{-1}$ и заустављањем за 1,5 s



Сл. 5.7.10 Генерализане координате динамичких модела утоваривача са три осцилаторне масе: а) q_{11}, q_{13} - задњег, б) q_{21}, q_{23} - предњег дела кретног механизма, в) q_{33} - стреле и г) q_{43} - кашике, у подигнутом положају истресања манипулатора варијанте V.108 и V.271 са побудним кретањем кашике почетном угаоном брзином од $\omega_3=0,135 \text{ s}^{-1}$ и заустављањем за 1,5 s

Добијени резултати истраживања показују да је незнатна разлика у промени померања осциловања задњег (q_{13}) (сл. 5.7.6 а) и предњег (q_{23}) (сл. 5.7.6 б) дела ослоно-кретног механизма утоваривача са манипулаторима $V.108$ и $V.271$ различитих трансформационих параметара механизма стреле и кашике за почетни транспортни положај манипулатора и нагло покретање и заустављање утоваривача. Незнатна разлика се огледа и у погледу амплитуда и периода осциловања и времену пригушивања осцилација. С друге стране, померања осциловања стреле (q_{33}) (сл. 5.7.6 в) и кашике (q_{43}) (сл. 5.7.6 г) се знатно разликују, при чему су, и у погледу величине амплитуда, периоду осциловања и времену пригушивања, знатно мења код модела утоваривача са манипулатором $V.271$ који има механизме са мањим трансформационим параметрима у односу на модел утоваривача са варијантом манипулатора $V.108$ са већим трансформационим параметрима механизма.

Знатна разлика у промени померања осциловања задњег (q_{13}) (сл. 5.7.7 а - 5.7.10 а) и предњег (q_{23}) (сл. 5.7.7 б - 5.7.10 б) дела ослоно-кретног механизма се јавља код утоваривача са манипулаторима $V.108$ и $V.271$ различитих параметара механизма стреле и кашике, у почетном транспортном положају манипулатора (сл. 5.7.7 в, г - 5.7.9 в, г) и положају истовара материјала (сл. 5.7.8 в, г - 5.7.10 в, г) за почетне услове кретања изазване наглим покретањем и заустављањем стреле и кашике. И у овим случајевима амплитуде и периоди осциловања и време пригушивања осцилација је знатно мање код модела утоваривача са механизмима варијанте манипулатора $V.271$ са мањим трансформационим параметрима.

5.7.4. Функција циља динамичког критеријума

Према резултатима анализа може се закључити да параметри механизма манипулатора утичу на стабилност утоваривача. Утицај је посебно изражен при покретању стреле манипулатора током операције преноса материјала кретањем утоваривача.

На основу датих истраживања дефинисан је динамички критеријум оптимизације механизма манипулатора с функцијом циља f_6 израженом једначином:

$$f_6 = \min \int_0^{t_p} |q_{13}| \cdot dt \quad (5.7.5)$$

где је: q_{13} - померање (генералисана координата) задњег дела ослоно-кретног механизма (за који се везује кабина) за динамички модел утоваривача са три осцилаторне масе када је манипулатор у почетном транспортном положају при побудном кретању изазваном покретањем стреле, t_p - одређено време почетка пригушивања осцилација.

Датом функцијом циља f_6 се тежи синтези механизма манипулатора који омогућује стабилније кретање утоваривача и боље ергономске услове у кабини руковаоца.

5.7.4.1. Пример.- За генерисане могуће варијанте погонских механизма манипулатора (Табела Т4.2.6 и Т4.2.7), према задатим почетним условима кретања (Табела Т5.7.2), коришћењем програма *MSC Adams*, одређене су вредности функције циља f_{6i} (Табела Т5.7.3) постављеног динамичког критеријума оптимизације. Задати почетни услови кретања одговарају положају кинематичког ланца утоваривача при операцији преноса материјала

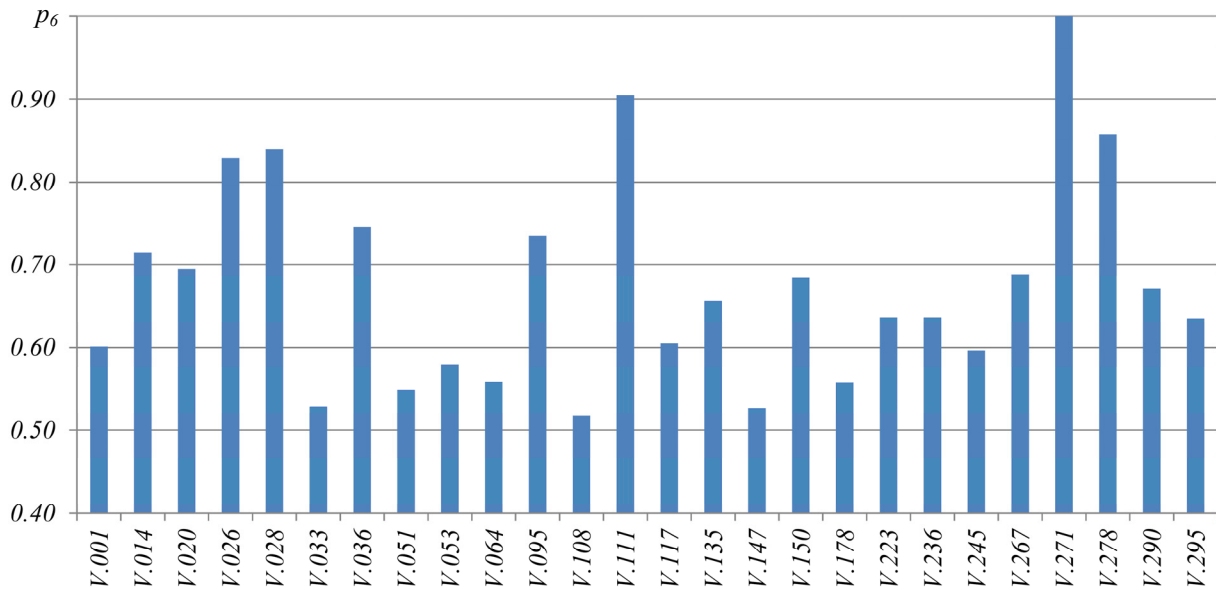
Табела Т5.7.2 Почетни услови осциларног кретања утоваривача

Параметар	Ознака-величина
Угао закретања чланова кретног механизма	$\theta_3=0^\circ$
Угао релативног положаја стреле	$\theta_3=-35,58^\circ$
Угао релативног положаја кашике	$\theta_4=50^\circ$
Почетна угаона брзина стреле	$\omega_{30}=0,135\text{ s}^{-1}$
Време наглог заустављања подизања стреле	$t_{30}=1,5\text{ s}$
Време трајања пригушних осцилација стреле	$t_p=6\text{ s}$

Табела Т5.7.3 Функције циља и показатељи динамичког критеријума оптимизације

Варијанта манипулатора E_v	Механизам стреле			Механизам кашике			Критеријум K_I	
	n_{m3}	D_3 [mm]	d_3 [mm]	n_{m4}	D_4 [mm]	d_4 [mm]	Функција циља f_{6i}	Показатељ $p_{6i}=f_{6min}/f_{6i}$
V.001 ¹⁾	3.001	125	90	4.001	150	100	0,01423	0,60124
V.014	3.014	125	80	4.014	160	100	0,01198	0,71420
V.020	3.020	125	80	4.020	140	90	0,01232	0,69469
V.026	3.026	110	80	4.026	170	115	0,01033	0,82858
V.028	3.028	110	80	4.028	180	115	0,01020	0,83919
V.033	3.033	140	90	4.033	160	110	0,01617	0,52914
V.036	3.036	125	90	4.036	150	125	0,01147	0,74590
V.051	3.051	150	100	4.051	170	110	0,01560	0,54859
V.053	3.053	125	90	4.053	150	100	0,01477	0,57930
V.064	3.064	140	90	4.064	150	100	0,01533	0,55798
V.095	3.095	125	90	4.095	140	100	0,01165	0,73436
V.108	3.108	150	100	4.108	180	125	0,01653	0,51749
V.111	3.111	110	80	4.111	170	115	0,00946	0,90463
V.117	3.117	140	90	4.117	125	090	0,01415	0,60471
V.135	3.135	125	90	4.135	150	100	0,01304	0,65626
V.147	3.147	140	90	4.147	160	100	0,01623	0,52712
V.150	3.150	125	90	4.150	160	100	0,01252	0,68365
V.178	3.178	150	100	4.178	150	100	0,01535	0,55737
V.223	3.223	125	80	4.223	150	100	0,01344	0,63661
V.236	3.236	110	80	4.236	170	110	0,01344	0,63661
V.245	3.245	150	100	4.245	140	90	0,01435	0,59627
V.267	3.267	125	80	4.267	170	115	0,01244	0,68796
V.271	3.271	110	80	4.271	140	100	$f_{6min}=0,00856$	$p_{6min}=1,00000$
V.278	3.278	110	80	4.278	160	100	0,00998	0,85745
V.290	3.290	125	90	4.290	160	100	0,01276	0,67058
V.295	3.295	125	90	4.295	150	100	0,01347	0,63535

¹⁾ Параметри погонских механизма стреле и кашике иницијалног физичког модела утоваривача WA320 фирме Komatsu



Сл. 5.7.11 Показатељи p_6 ваљаности динамичког критеријума генерисаних варијантних решења механизма манипулатора

манипулационог задатка на почетку убрзаног праволинијског кретања утоваривача према месту истовара, када је стрела спуштена у транспортни положај ($\theta_3 = -35,58^\circ$) а кашика пуна захваћеним материјалом ($\theta_4 = 50^\circ$). Почетним условима је задата угаона брзина подизања стреле ($\omega_3 = 0,135 \text{ s}^{-1}$) с временом наглог заустављања $t = 1,5 \text{ s}$.

Промена амплитуда осциловања задњег дела ослоно-кретног механизма, према којима су срачунате функције циља f_{6i} , је одређена за динамичке моделе утоваривача са истим параметрима задњег и предњег дела ослоно-кретног механизма и параметрима манипулатора који одговарају варијантама генерисаних погонских механизма и еластично-пригушним карактеристикама њихових актуатора које имају у задатом почетном положају осциловања.

Добијени резултати показују да се за могуће генерисане варијанте погонских механизма вредности функције циља (Табела Т5.7.3), односно показатеља ваљаности p_6 (сл. 5.7.11) динамичког критеријума знатно разликују. Карактеристично је да веће вредности показатеља ваљаности динамичког критеријума оптимизације имају варијанте са погонским механизмима манипулатора који имају мање трансформационе параметре, односно хидроцилиндре мањег пречника клипа. На то указује, на пример, поређење варијанте механизма манипулатора V.271 са трансформационим параметрима ($D_3/d_3 = 110/80 \text{ mm}$, $D_4/d_4 = 140/100 \text{ mm}$) (Табела Т5.7.3, сл. 5.7.11), која има најмању вредност функције циља $f_6 = 0,00856$, односно највећи показатељ ваљаности $p_6 = 1$ и варијанте механизма манипулатора V.108 са трансформационим параметрима ($D_3/d_3 = 150/100 \text{ mm}$, $D_4/d_4 = 180/125 \text{ mm}$) која има највећу вредност функције циља $f_6 = 0,01653 \text{ m}$, односно најмањи показатељ ваљаности $p_6 = 0,51749$.

5.8. ИЗБОР ОПТИМАЛНИХ МЕХАНИЗАМА МЕТОДАМА ВИШЕКРИТЕРИЈУМСКОГ ОДЛУЧИВАЊА

5.8.1. Опште

Последња фаза поступка синтезе погонских механизма манипулатора Z кинематике утоваривача, дата у овом поглављу, се односе на избор најбољег (оптималног) решења механизма, из скупа могућих генерисаних варијантних решења, методама вишекритеријумског одлучивања.

Последњих деценија дошло је до наглог развоја различитих метода вишекритеријумског одлучивања и њихове широке примене посебно код доношења одлука при решавању задатака везаних за различите сложене системе. У основи, методама вишекритеријумског одлучивања се помоћу матрице одлучивања, која садржи вредности могућих варијантних решења система за одређени број постављених критеријума, и анализе тежинских фактора критеријума одређују показатељи за доношење одлуке, односно избор најбољег (оптималног) решења система [111][112][113].

За избор механизма манипулатора утоваривача, методама вишекритеријумског одлучивања, претходним истраживањима одређена је матрица одлучивања:

$$V_j \begin{bmatrix} K_1 & K_2 & K_3 & K_4 & K_5 & K_6 \\ f_{11} & f_{12} & f_{13} & f_{14} & f_{15} & f_{16} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ f_{261} & f_{262} & f_{263} & f_{264} & f_{265} & f_{266} \end{bmatrix} \quad (5.8.1)$$

чије елементе чине вредности функција циља f_{ij} шест постављених критеријума K_i ($i=6$) (Табеле T4.2.8, T5.3.2, T5.4.2, T5.5.1, T5.6.1, T5.7.3) одређених за двадесетшест генерисаних варијанти могућих решења механизма манипулатора ($j=26$) (Табеле T5.8.1, T5.8.3).

Укупна ваљаност и рангирање генерисаних варијантних решења механизма манипулатора је одређено са истим и различитим вредностима тежинских коефицијента критеријума.

Рзличити тежински коефицијенти критеријума одређени су применом fuzzy метода вишекритеријумског одлучивања: F-FUCOM (Fuzzy Full Consistency Method), F-PIPRECIA (Fuzzy Pivot Pairwise Relative Criteria Importance Assessment), F-AHP (Fuzzy Analytic Hierarchy Process) коришћењем релативних тежина критеријума које су дали чланови тима одлучивања (Прилог П4).

5.8.2. Ваљаност варијанти механизма одређена истим тежинским коефицијентима критеријума

Уопштено, методама вишекритеријумског одлучивања, укупни показатељ ваљаности варијантног решења V_i одређен је једначином:

$$V_i = \sum_{j=1}^{n_k} p_{ij} \cdot w_j \quad (5.8.2)$$

где је: p_{ij} - показатељ ваљаности варијантног решења V_i за критеријум K_j , w_j - тежински коефицијент критеријума K_j , n_k - број критеријума.

Када су тежински коефицијенти критеријума једнаки имају вредност:

$$w_j = \frac{1}{n_k} \quad (5.8.3)$$

За једнаке тежинске коефицијенте критеријума одређени су укупни показатељи ваљаности v_i (Табела Т5.8.1) и рангиране варијанте генерисаних решења механизма

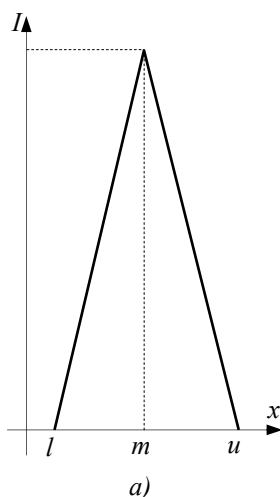
Табела Т5.8.1 Ваљаност варијанти механизма са истим тежинским коефицијентима критеријума

E_v	K_1 $\max p_1$	K_2 $\max p_2$	K_3 $\max p_3$	K_4 $\max p_4$	K_5 $\max p_5$	K_6 $\max p_6$	v_i	Ранг
V.001	0,6019	0,9575	0,875	0,89108	0,836	0,60124	0,7938	21
V.014	0,9924	0,9575	0,687	0,93403	0,748	0,71420	0,8389	14
V.020	0,9374	0,9549	0,833	0,96812	0,902	0,69469	0,8817	6
V.026	0,8740	0,9180	0,785	0,94694	0,775	0,82858	0,8546	8
V.028	0,9953	0,9288	0,725	0,88911	0,739	0,83919	0,8527	9
V.033	1,0000	0,9533	0,586	0,95801	0,667	0,52914	0,7822	23
V.036	0,9776	1,0000	0,877	0,95809	0,750	0,74590	0,8848	5
V.051	0,9954	0,9814	0,552	0,92109	0,616	0,54859	0,7691	24
V.053	0,9570	0,9544	0,746	0,95933	0,891	0,57930	0,8478	10
V.064	0,9722	0,9322	0,621	0,97225	0,738	0,55798	0,7989	20
V.095	0,9692	0,9683	0,830	0,99087	0,853	0,73436	0,8910	3
V.108	0,6679	0,9898	0,532	0,96759	0,584	0,51749	0,7098	26
V.111	0,9853	0,9599	0,790	0,93980	0,834	0,90463	0,9023	2
V.117	0,9612	0,9737	0,781	1,00000	0,898	0,60471	0,8698	7
V.135	0,6129	0,9609	0,875	0,93502	0,899	0,65626	0,8232	17
V.147	0,9650	0,9395	0,580	0,93412	0,763	0,52712	0,7848	22
V.150	0,9700	0,9663	0,721	0,92929	0,756	0,68365	0,8377	15
V.178	0,7848	0,9103	0,618	0,97791	0,724	0,55737	0,7621	25
V.223	0,9880	0,9081	0,730	0,96497	0,836	0,63661	0,8439	13
V.236	0,9621	0,9322	0,780	0,92559	0,840	0,63661	0,8461	11
V.245	0,9667	0,9628	0,604	0,96107	0,744	0,59627	0,8058	19
V.267	0,9820	0,9492	0,665	0,92462	0,693	0,68796	0,8170	18
V.271	0,9694	0,9501	1,000	0,97782	1,000	1,00000	0,9829	1
V.278	0,9634	0,9326	0,838	0,93204	0,806	0,85745	0,8882	4
V.290	0,9807	0,9547	0,709	0,92463	0,759	0,67058	0,8331	16
V.295	0,9588	0,9404	0,721	0,96890	0,845	0,63535	0,8449	12

5.8.3. Ваљаност варијанти механизма одређена fuzzy метода вишекритеријумског одлучивања

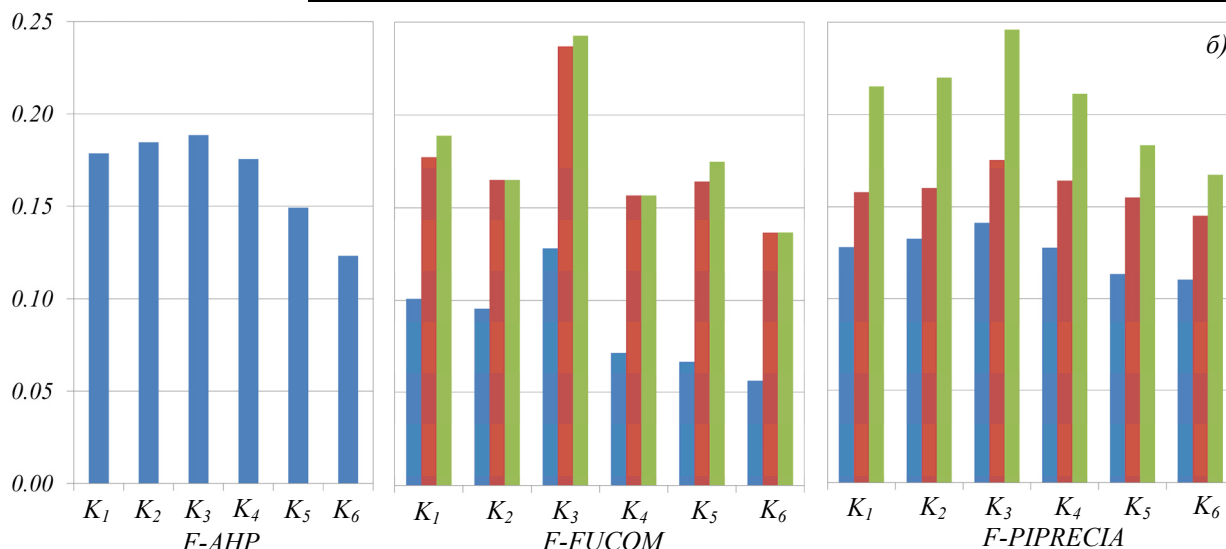
Ваљаност генерисаних варијантних решења механизма манипулатора утоваривача одређена је fuzzy методама вишекритеријумског одлучивања: F-FUCOM, F-PIPRECIA, F-АНР, коришћењем оцена критеријума чланова тима одлучивања. За сваку претходно наведену fuzzy методу одлучивања, сваки члан тима одлучивања је дао оцену критеријума као припадајућу тежинску вредност критеријума у форми fuzzy броја чија функција припадности има троугаони облик (сл. 5.8.1) одређен: l - доњом, m - средњом и u - горњом границом fuzzy броја [115].

У првом кораку вредновања варијантних решења механизма одређени су, изабраним fuzzy метода одлучивања, тежински коефицијенти критеријума w_i појединачно, према оценама критеријума сваког члана (Прилог П5) и збирно, у односу на оцене критеријума свих чланова тима одлучивања (Табела Т5.8.2, сл. 5.8.1б).



Табела Т5.8.2 Тежински коефицијенти критеријума одређени fuzzy методама

w_i	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
Метода F-АНР						
w_i	0,17865	0,18470	0,18859	0,17561	0,14928	0,12315
Метода F-FUCOM						
w_l	0,10078	0,09551	0,12817	0,07154	0,06672	0,05615
w_m	0,17708	0,16463	0,23713	0,15646	0,16377	0,13652
w_u	0,18854	0,16463	0,24269	0,15646	0,17470	0,13653
Метода F-PIPRECIA						
w_l	0,12807	0,13259	0,14105	0,12783	0,11314	0,11017
w_m	0,15770	0,15994	0,17523	0,16381	0,15495	0,14539
w_u	0,21511	0,21983	0,24600	0,21117	0,18309	0,16687



Сл. 5.8.1 Тежинских коефицијената критеријума одређени fuzzy методама: а) троугаона функција припадности fuzzy броја, б) табеларни приказ тежинских коефицијената критеријума

Добијене вредности тежинских коефицијената критеријума показују да се за прва четири критеријума K_1 - K_4 незнатно разликују, при чему триболошки K_3 има највеће вредности од којих незнатно мање вредности има критеријум усмерене силе кидања K_2 , док су вредности кинематичког K_1 и временског K_4 приближно исте. Најмање вредности тежинских коефицијента има критеријум динамичке стабилности кретања утоваривача K_6 , од којих нешто веће вредности имају тежински коефицијенти масеног критеријум K_5 .

У другом кораку поступка вредновања према матрици одлучивања (једначина 5.8.1) и одређеним тежинским коефицијентима критеријума (Табеле Т5.8.2), коришћењем методе средњих вредности и методе TOPSIS (Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution) [116] разврстане су генерисане варијанте механизма манипулатора утоваривача појединачно, према оценама критеријума сваког члана (Прилог П5,) и збирно, у односу на оцене критеријума свих чланова тима одлучивања (Табела Т5.8.3).

Табела Т5.8.3 Ваљаност варијанти механизма са различитим тежинским коефицијентима критеријума

E_v	Вредности функција циља критеријума						v_i	Ранг
	K_1 $\min f_1$	K_2 $\max f_2$	K_3 $\min f_3$	K_4 $\min f_4$	K_5 $\min f_5$	K_6 $\min f_6$		
V.001	4,0891	22,652	425,137	8,50435	971,621	0,01423	0,2086	25
V.014	0,1834	22,653	541,58	8,11327	1085,811	0,01198	0,8483	8
V.020	0,7336	22,591	446,604	7,82753	900,815	0,01232	0,8243	14
V.026	1,3679	21,718	473,667	8,00268	1048,561	0,01033	0,6838	22
V.028	0,1548	21,974	513,465	8,52316	1099,59	0,01020	0,8682	6
V.033	0,1077	22,553	634,874	7,91013	1218,694	0,01617	0,7738	19
V.036	0,3319	23,658	424,215	7,9095	1084,033	0,01147	0,8826	4
V.051	0,154	23,217	708,934	8,22725	1319,761	0,01560	0,7400	21
V.053	0,5375	22,58	498,66	7,89929	912,036	0,01477	0,8207	16
V.064	0,3853	22,055	598,755	7,79433	1101,295	0,01533	0,7851	17
V.095	0,4155	22,909	448,396	7,64787	952,286	0,01165	0,8827	3
V.108	3,429	23,416	674,644	7,83184	1391,96	0,01653	0,1590	26
V.111	0,2544	22,709	470,975	8,06341	974,863	0,00946	0,9040	2
V.117	0,4953	23,036	476,138	7,57802	904,988	0,01415	0,8402	11
V.135	3,9785	22,732	425,254	8,10467	903,912	0,01304	0,2251	24
V.147	0,4578	22,227	641,743	8,11249	1064,816	0,01623	0,7570	20
V.150	0,4076	22,861	515,947	8,15462	1075,259	0,01252	0,8379	12
V.178	2,2599	21,535	602,219	7,74921	1122,245	0,01535	0,4447	23
V.223	0,2273	21,484	509,715	7,85312	971,883	0,01344	0,8601	7
V.236	0,4867	22,054	476,795	8,18727	967,528	0,01344	0,8444	9
V.245	0,4405	22,777	615,591	7,88498	1092,325	0,01435	0,7804	18
V.267	0,2881	22,455	559,207	8,19579	1172,175	0,01244	0,8214	15
V.271	0,4136	22,478	372,014	7,74989	812,676	0,00856	0,9265	1
V.278	0,4739	22,064	444,064	8,13061	1008,867	0,00998	0,8794	5
V.290	0,3003	22,587	524,807	8,19577	1071,2	0,01276	0,8435	10
V.295	0,5196	22,247	516,179	7,82127	961,929	0,01347	0,8273	13

Табела Т5.8.4 Рангирање првих пет варијанти оптималне синтезе коришћењем две методе

E_v	Хидроц. механизма стреле кашике		Вредности функција циља критеријума						Ранг
	D_3/d_3 mm	D_4/d_4 mm	K_1 $\min f_1$	K_2 $\max f_2$	K_3 $\min f_3$	K_4 $\min f_4$	K_5 $\min f_5$	K_6 $\min f_6$	
Са истим тежинским коефицијентима критеријума									
V.271	110/80	140/100	0,4136	22,478	372,014	7,74989	812,676	0,00856	1
V.111	110/80	170/115	0,2544	22,709	470,975	8,06341	974,863	0,00946	2
V.095	125/90	140/100	0,4155	22,909	448,396	7,64787	952,286	0,01165	3
V.278	110/80	160/100	0,4739	22,064	444,064	8,13061	1008,867	0,00998	4
V.036	125/90	150/125	0,3319	23,658	424,215	7,9095	1084,033	0,01147	5
Са различитим тежинским коефицијентима критеријума									
V.271	110/80	140/100	0,4136	22,478	372,014	7,74989	812,676	0,00856	1
V.111	110/80	170/115	0,2544	22,709	470,975	8,06341	974,863	0,00946	2
V.036	125/90	150/125	0,3319	23,658	424,215	7,9095	1084,033	0,01147	3
V.095	125/90	140/100	0,4155	22,909	448,396	7,64787	952,286	0,01165	4
V.278	110/80	160/100	0,4739	22,064	444,064	8,13061	1008,867	0,00998	5

За упоредну анализу издвојено је (Табела Т5.8.4) пет најбоље ранжираних варијанти механизма манипулатора одређених на основу једнаких тежинских коефицијената критеријума (Табела Т5.8.1) и према различитим тежинским коефицијентима критеријума одређених fuzzy методама одлучивања (Табела Т5.8.3).

Поређење показује да групи од пет најбоље ранжираних варијантних решења механизма манипулатора, одређених са једнаким и различитим тежинским коефицијентима критеријума припада скуп истих варијантних решења механизма са делимично различитим рангирањем. Прва два варијантна решења су иста и исто рангирана, остала три варијантна решења су иста али различито рангирана.

Исти скупови најбоље ранжираних варијантних решења механизма манипулатора одређених са једнаким и различитим тежинским коефицијентима критеријума указује да су чланови тима одлучивања имали сличне процене значаја критеријума одлучивања тако да се вредности тежинских коефицијената критеријума, одређених према њиховим оценама, изразито не разликују.

Карактеристично је да се поступком одлучивања издвојило пет најбољих варијантних решења механизма која по концепцији припадају механизмима са мањим трансформационим параметрима - мањим пречницима клипа/клипњаче ($D_3/d_3=110/80, 125/90, D_4/d_4=140/100, 150/125$) хидроцилиндара а већим преносним параметрима - већим дужинама преносних полуга и координатама зглобова везе хидроцилиндара за чланове механизма. Ова концепција механизма нашла се у групи најбољих решења зато што, у односу на остала варијантна решења, имају изражено веће показатеље функција циља посебно, триболошког K_3 , масеног K_5 и динамичког K_6 критеријума.

6. ЗАКЉУЧАК

Резултати истраживања дисертације представљају општу методологију вишекритеријумске синтезе погонских механизма манипулатора Z кинематике утоваривача.

Методологија је заснована на науци о конструисању и поступку модуларног пројектовања са следећим фазама: анализа и одређивање параметара функција које се задају при синтези механизма; генерисање варијантних решења механизма; дефинисање функција циља и показатеља критеријума оптимизације механизма; избор решења механизма методама вишекритеријумског одлучивања.

Сprovedена функционална, структурна и параметарска анализа показује да је примарна функција утоваривача прекидни транспорт материјала и терета са операцијама: захватање, пренос, истовар и враћање у нови положај захватања које се остварује кретањем утоваривача најчешће путањама облика латиничног слова V и Y .

Функционално утоваривачи припадају скупу мобилних машина који су широку примену нашли у свим привредним гранама.

Резултати спроведене структурне анализе утоваривача дати су у облику морфолошке матрице која показује да општу конфигурацију кинематичког ланца утоваривача чине: ослоно-кретни члан, манипулатор и извршни члан алат. Ослоно-кретни чланови се изводе као кретни механизми са пнеуматицима и гусеницама. Манипулатори су са једним и више полужних чланова који са алатом граде раванске кинематичке ланце просте (отворене) или сложене (затворене) конфигурације. Погони ослоно-кретних чланова су хидродинамичке, хидростатичке или хибридне трансмисије. Манипулатори се оснажују погонским механизмима који за актуаторе имају хидроцилиндре двосмерног деловања, повезани непосредно или посредно Z кинематиком или кинематиком паралелограма за чланове кинематичког ланца манипулатора.

Дата параметарска анализа показује да су водећи светски произвођачи (*Liebherr*, *Caterpillar*, *Komatsu*) развили преко двадесет по величини различитих модела утоваривача у распону од малих маса - 2000 kg , снаге мотора 20 kW и запремине кашике $0,25\text{ m}^3$

до великих маса 200000 kg , снаге мотора 1200 kW и запремине кашике око 35 m^3 .

Урађеном морфолошком анализом се закључује да све величине утоваривача имају концепцију са дводелним зглобним ослоно-кретним механизмом са пнеуматичима, двочланим манипулатор са погонским механизмом Z кинематике и извршним алатом у облику кашике.

Истраживање параметара који се задају при синтези механизма манипулатора обављена су поступцима нумеричке и експерименталне анализе. Нумеричком анализом је извршена динамичка симулација утоваривача, на основу постављеног математичког модела, коришћењем програма *MSC Adams*, задавањем манипулационог задатка са операцијама: захватање, пренос и истовар материјала са путањом кретања утоваривача у облику латиничног слова *V*. Претпоставке математичког модела утоваривача су: подлога ослањања и чланови кинематичког ланца утоваривача моделирају се крутим телима; котрљање тачкова по подлози је без клизања и проклизавања; током манипулационог задатка на отворену конфигурацију кинематичког ланца делују спољашњи (технолошки) отпори настали при захватању материјала, гравитационе силе (тежине) чланова кинематичког ланца и инерцијалана оптерећења настала услед кретања кинематичког ланца утоваривача.

Отпори кретања при захватању материјала су моделирани векторима силе отпора и момента отпора захватања одређени коришћењем програма *EDEM* за технологије рада са: праволинијском, степенастом и лучном путањом резне ивице кашике при захватању материјала. Као пример нумеричке анализе симулиран је рад утоваривача масе $m=15000\text{ kg}$ и запремине кашике $V=2,7\text{ m}^3$. Задати потребни геометријски и динамички параметри чланова кинематичког ланца симулираног утоваривача су одређени према развијеном *3D* моделу који одговара утоваривачу *WA320* произвођача *Komatsu*.

Експериментална анализа погонских механизма манипулатора утоваривача урађена је коришћењем мерених величина положаја чланова кинематичког ланца и притиска у хидроцилиндрима механизма манипулатора током операција манипулационих задатака при раду физичког модела утоваривача УЛТ-160 ИМК 14. Октобар Крушевац у експлоатационим условима на депонији ЈКП Медиана Ниш.

Резултати нумеричке и експерименталне анализе механизма манипулатора утоваривача показују да су momenti оптерећења механизма највећи при операцији захватања материјала а при операцији преноса материјала највећи утицај на оптерећење механизма има момент гравитационе силе захваћеног материјала. Добијени резултати нумеричком анализом с довољном тачношћу потврђени су резултатима спроведених

експерименталних истраживања, незнатне разлике су настале услед разлике моделиране и стварне запремине захваћеног материјала.

При синтези механизма манипулатора утоваривача задају се функционални параметри који се односе на: дохвате радног подручја манипулатора утоваривача; време трајања појединих операција манипулационог задатака; величину декларисане силе захватања (кидања) материјала; притисак хидростатичког система за погон манипулатора.

Према задатим параметрима развијен је програм за генерисање могућих варијантних решења механизма манипулатора. При генерисању варијанти механизма претражује се област оптимизације која се односи на: преносне параметре механизма - кинематичке дужине полуга механизма и координате зглобова у којима су полуге везане за чланове кинематичког ланца и трансформационе параметре механизма - величине актуатора (хидроцилиндара) механизма.

Поступком синтезе прво се генеришу преносни параметри механизма коришћењем генетског алгоритма а затим се генеришу трансформациони параметри механизма поступком секвенцијалног претраживања датотеке дискретних стандардних величина хидроцилиндара. Могуће варијанте механизма се генеришу уз постављена ограничења која се односе на: кинематику механизма у граничним положајима манипулатора, дозвољене карактеристике хидроцилиндара, потребне погонске моменте механизма, задату декларисану силу кидана материјала кашиком манипулатора.

Преносни параметри механизма се генеришу према постављеном геометријском критеријуму, првом из скупа критеријума оптимизације механизма, са функцијом циља да је минимална промена грудног угла пуне кашике при подизању из транспортног у истоварни положај подизањем само стреле манипулатора Z кинематике чиме се постиже ергономски олакшано руковање и већа ефикасност рада утоваривача.

Као пример, коришћењем развијеног програма генерисане су могуће варијанте механизма манипулатора Z кинематике утоваривача масе 15000 kg и запремине кашике $2,7\text{ m}^3$. За дату област претраживања, према постављеним ограничењима и задатом функцијом циља, генетском алгоритму је задато да генерише 300 варијанти преносног дела механизма, од којих је после генерисања трансформационог дела механизма издвојено 26 могућих варијанти механизма манипулатора утоваривача.

Анализа скупа генерисаних могућих варијанти механизма манипулатора показује да има варијанти са мањим трансформационим а већим преносним параметрима и обрнуто. Међу могућим варијантама су и механизми са истим трансформационим а различитим преносним параметрима.

Као последња фаза синтезе механизма дат је оригиналан поступак вишекритеријумске оптимизације механизма са методама одлучивања за избор најбољег (оптималног) решења механизма манипулатора из скупа генерисаних могућих варијантних решења.

Основне функције циља оптимизације су максимални учинак при минималном губитку снаге механизма манипулатора утоваривача на основу којих су развијени следећи критеријуми оптимизације: а) већ поменути кинематички критеријум, б) критеријум усмерене силе кидања с циљем да усмерена сила захватања материјала, одређена за цело радно подручје манипулатора, има максималну вредност, в) триболошки критеријум с циљем да су минимални губици снаге настали услед трења у зглобовима механизма манипулатора, г) временски критеријум с циљем да је минимално време трајања операција захватања, преноса и истовара манипулационог задатка, д) масени критеријум с циљем да је минимална маса чланова кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора, е) динамички критеријум с циљем да су минимална померања ослоно-кретног механизма утоваривача изазвана покретањем погонских механизма манипулатора.

За сваки критеријум оптимизације, на основу развијених математичких модела анализиран је утицај параметара механизма на постављене функције циља критеријума. Као пример, коришћењем развијених и расположивих програма за скуп генерисаних могућих варијантних решења механизма манипулатора одређене су вредности дефинисаних функција циља и нормираних показатеља критеријума.

За избор најбољег (оптималног) решења из скупа могућих генерисаних решења механизма манипулатора утоваривача коришћене су методе вишекритеријумског одлучивања. Основу метода чине матрице одлучивања чије елементе представљају вредности функција циљева критеријума одређене за генерисане могуће варијанте механизма манипулатора.

При одређивању укупне ваљаности генерисаних варијанти механизма и њиховог рангирања коришћени су једнаки и различити тежински коефицијенти критеријума.

Различити тежински коефицијенти критеријума су одређени fuzzy методама вишекритеријумског одлучивања коришћењем релативних тежинских коефицијената који су дали чланови тима одлучивања.

Резултати добијени спроведеним поступком одлучивања показују да су најбоље ранжирани механизми манипулатора са мањим трансформационим а већим преносним параметрима. Бољу позицију у рангирању ови механизми имају због већих вредности

показатеља функција циља триболошког, масеног и динамичког критеријума у односу на остале механизме.

Према спроведеним истраживањима у дисертацији, повећане вредности показатеља функција циља наведених критеријума, механизми са мањим трансформационим а већим преносним параметрима, имају јер су силе у зглобовима мање због чега је мања геометрија и трење између елемената зглобова, затим мања су оптерећења а самим тим и маса чланова механизма и како су спроведене анализе показале, динамичка стабилност кретања утоваривача је боља са механизмима манипулатора који имају мање трансформационе параметре - мање пречнике клиповаа хидроцилиндара.

На основу резултата ове докторске дисертације постоји могућност даљих истраживања развојем методологија за вишекритеријумску оптималну синтезу полужних погонских механизма различитих концепција манипулатора не само утоваривача него и осталих мобилних машина – хидрауличких багера, дизалица, трактора гусеничара. Могућа даља истраживања се могу наставити енергетским анализама погонских механизма манипулатора зависно од хибридних погонских система и система за рекуперацију енергије утоваривача.

Истраживања се могу наставити развојем динамичких модела утоваривача у циљу: анализе утицаја параметара погонских механизма манипулатора на динамичку стабилност криволинијског кретања утоваривача и развоја хидростатичког система за стабилизацију кретања утоваривача при операцији преноса материјала.

С обзиром да су у дисертацији развијени углавном технички критеријуми оптимизације, наредна истраживања биће усмерена на развој економских критеријума и критеријумима одрживног развоја. Будућим истраживањима биће обухваћена примена метода вишекритеријумског одлучивања са матрицом одлучивања чији су елементи променљиве вредности функција циља критеријума оптимизације.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Huzij, R., Spano, A., Bennett, S.: *Modern diesel technology: Heavy equipment systems*, Delmar, New York, 2014. ISBN-13: 978-1-1336-9336-9
- [2] Norton, L. R.: *Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*, WCB McGraw - Hill, Boston, 1999. ISBN-10: 0072864478
- [3] Јаношевић, Д.: *Пројектовање мобилних машина*, Универзитет у Нишу, Машински факултет, Ниш, 2018. ISBN 978-86-6055-107-0
- [4] Filla, R.: *Quantifying operability of working machines*, (Doctoral dissertation) Linköping University, The Institute of Technology, Linköping, 2011.
- [5] Oh, K., Kim, H., Ko, K., Kim, P., Yi, K.: *Integrated wheel loader simulation model for improving performance and energy flow*, Automation in Construction, Vol. 58, pp. 129–143, 2015. doi:10.1016/j.autcon.2015.07.021
- [6] Kim, H., Oh, K., Ko, K., Kim, P., Yi, K.: *Modeling, validation and energy flow analysis of a wheel loader*, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol.30(2), pp. 603-610, 2016. doi: 10.1007/s12206-016-0114-9
- [7] Filla, R.: *A methodology for modeling the influence of construction machinery operators on productivity and fuel consumption*, In proceedings of International Conference on Digital Human Modeling, ICDHM 2009, pp 614-623, 2009. doi: 10.1007/978-3-642-02809-0_65
- [8] Filla, R., Olsson, E. M. G., von Schéele, B. H. C., Ohlsson, K.: *A Case Study on Quantifying the Workload of Working Machine Operators by Means of Psychophysiological Measurements*, In proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013, June 3-5, pp. 293-304, Linköping, Sweden, 2013.
- [9] Nilsson, T., Fröberg, A., Aslund, J.: *Development of Look-Ahead Controller Concepts for a Wheel Loader Application*, Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles, Vol. 70(1) (2015), pp. 159-178, 2015. doi: 10.2516/ogst/2014022
- [10] Cao, B., Liu, X., Chen, W., Yang, K., Liu, D.: *Intelligent energy-saving operation of wheel loader based on identifiable materials*, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol.34(3), pp. 1081-1090 2020. doi: 10.1007/s12206-020-0209-1

- [11] Li, Y., Liu, W., Frimpong, S.: *Compound mechanism modeling of wheel loader front-end kinematics for advance engineering simulation*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol.78, pp. 341–349, 2015.
doi: 10.1007/s00170-014-6640-7
- [12] Toru, S., Hirota, T.: *Application of DSS to evaluate performance of work equipment of wheel loader with parallel linkage*, Komatsu Ltd, Technical report, Vol. 152(49), pp.1-8, 2003.
- [13] Napadow, G.: *Energy Study of Bucket Positioning Systems on Wheel Loaders*, (Dissertation), Lunds University, Faculty of Engineering, Lund, 2013.
- [14] Gottschalk, M., Jacobs, G., Kramer, A.: *Test method for evaluating the energy efficiency of wheel loaders. ATZ Heavy duty worldwide*, Vol. 11, pp. 44–49, 2018.
doi: 10.1007/s41321-018-0008-0
- [15] You, Y., Sun, D., Qin, D.: *Shift strategy of a new continuously variable transmission based wheel loader*, Mechanism and Machine Theory Vol. 130, pp.313–329, 2018.
doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2018.08.004
- [16] Kan, Y., Sun, D., L., Yong, Ma, K., Shi, J.: *Optimal design of power matching for wheel loader based on power reflux hydraulic transmission system*, Mechanism and Machine Theory Vol.137, pp.67–82, 2019. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.020
- [17] Oh, K., Yun, S., Ko, K., Kim, P., Seo, J., Yi, K.: *An investigation of energy efficiency of a wheel loader with automated manual transmission*, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 30(7), pp. 2933-2940, 2016. doi:10.1007/s12206-016-0602-y
- [18] Liu, X., Sun, D.: *An improved design of power-cycling hydrodynamic mechanical transmission*, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol.34(8), pp. 3165-3179, 2020. doi: 10.1007/s12206-020-0708-0
- [19] Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V., Petrović, S.: *The Development of Hydrostatic Drive Transmissions of Wheel Loaders*, In Proceedings of the Eighth Triennial International Conference Heavy Machinery - HM 14, Zlatibor, Serbia, pp. 43-48, 2014.
- [20] Sun, D., Wang, H.: *Optimal matching between a diesel engine and a power reflux hydraulic transmission system*, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 39, pp. 3375–3387, 2017. doi: 10.1007/s40430-017-0741-9
- [21] You, Y., Sun, D., Qin, D., Wu, B., Feng, J.: *A new continuously variable transmission system parameters matching and optimization based on wheel loader*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 150, pp. 1-18, 2020. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.103876

- [22] Rossetti, A., Macor, A.: *Multi-objective optimization of hydro-mechanical power split transmissions*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 62, pp. 112-128, 2013.
doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2012.11.009
- [23] Filla, R.: *Hybrid power systems for construction machinery aspects of system design and operability of wheel loaders*, Proceedings of ASME IMECE 2009, Vol. 13, pp. 661-620, doi: 10.1115/IMECE2009-10458
- [24] Kesy, A., Kadziela, A.: *Construction optimization of hydrodynamic torque converter with application of genetic algorithm*, Archives of Civil and Mechanical Engineering, Vol.11, pp. 905-920, 2011. doi: 10.1016/S1644-9665(12)60086-7
- [25] Tinker, M. M.: *Wheel loader powertrain modeling for real-time vehicle dynamic simulation*, (Thesis) University of Iowa, 2006.
- [26] Fuchs, A.: *Liebherr large wheel loader with power-split drivetrain*, ATZ Heavy duty worldwide Vol. 9, pp. 6–9, 2016. doi:10.1007/s41321-016-0509-7
- [27] Nezhadali, V., Eriksson, L., Fröberg, A.: *Modeling and optimal control of a wheel loader in the lift-transport section of the short loading cycle*, In proceedings of 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, Tokyo, Japan, Vol. 46(21), pp. 195-200, 4–7 September 2013.
- [28] Nezhadali, V., Frank, B., Eriksson, L.: *Wheel loader operation - Optimal control compared to real drive experience*, Control Engineering Practice, Vol. 48, pp. 1-9, 2016.
doi:10.1016/j.conengprac.2015.12.015
- [29] Frank, B., Kleinert, J., Filla, R.: *Optimal control of wheel loader actuators in gravel applications*, Automation in Construction, Vol.91, pp. 1-14, 2018.
doi:10.1016/j.autcon.2018.03.005
- [30] Hung, C. W., Vu, T. V., Chen, C.K.: *The development of an optimal control strategy for a series hydraulic hybrid vehicle*. Applied Sciences, Vol. 6(4), pp. 93-111, 2016.
doi:10.3390/app6040093
- [31] Fales, R., Spencer, E., Chipperfield, K., Wagner, F., Kelkar, A.: *Modeling and control of a wheel loader with a human-in-the-loop assessment using virtual reality*, Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol. 127(3), pp. 415-423, 2005.
doi: 10.1115/1.1985437
- [32] Shi, J., Sun, D., Qin, D., Hu, M., Kan, Y., Ma, K., R., Chen: *Planning the trajectory of an autonomous wheel loader and tracking its trajectory via adaptive model predictive control*, Robotics and Autonomous Systems, Volume 131, pp.1-15, 2020.
doi: 10.1016/j.robot.2020.103570

- [33] Dadhich, S., Sandina, F., Bodina, U., Andersson, U., Martinsson, T.: *Field test of neural-network based automatic bucket-filling algorithm for wheel-loaders*, Automation in Construction, Vol. 97, pp. 1-12, 2019. doi: 10.1016/j.autcon.2018.10.013
- [34] Dadhich, S., Bodin, U., Andersson, U.: *Key challenges in automation of earth-moving machines*, Automation in Construction, Vol. 68, pp. 212–222, 2016. doi: 10.1016/j.autcon.2016.05.009
- [35] Wu, L.: *A study on automatic control of wheel loaders in rock/soil loading*, (Doctoral dissertation) University of Arizona, Faculty of the Mining and Geological Engineering, 2003.
- [36] Sarata, S., Koyachi, N., Tsubouchi, T., Osumi, H., Kurisu, M., Sugawara, K.: *Development of autonomous system for loading operation by wheel loader*, In the proceedings of the 23rd International Symposium on Automation and Robotics in Construction (ISARC 2006), Tokyo, Japan, October 3-5, pages 466–471, 2006.
- [37] Filla, R., Frank, B.: *Towards Finding the Optimal Bucket Filling Strategy through Simulation*, Proceedings in the 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'17, June 7-9, Linköping, Sweden, pp. 402-417, 2017.
- [38] Lindmark, D. M., Servin, M.: *Computational exploration of robotic rock loading*, Robotics and Autonomous Systems, Vol. 106, pp. 117–129, 2018. doi: 10.1016/j.robot.2018.04.010
- [39] Takahashi, H., Yoshiaki, T., Nakano, E.: *Analysis of resistive forces acting on the bucket of LHD in the scooping task*, In proceedings of the 16th ISARC, Madrid, Spain, pp. 517-522, 1999.
- [40] Pavlović, J., Janošević, D., Anđelković, B., Jovanović, V.: *Models for determination of the loaders digging resistance forces*, In Proceedings of the 4th International Conference Mechanical Engineering in XXI Century MASING 2018, Niš, Serbia, pp. 373-377, 2018.
- [41] Takahashi, Y., Yasuhara, R., Kanai, O., Osumi, H., Sarata, S.: *Development of bucket scooping mechanism for analysis of reaction force against rock piles*, In the proceedings of the 23rd International Symposium on Automation and Robotics in Construction (ISARC 2006), Tokyo, Japan, October 3-5, pp. 476-481, 2006.
- [42] Lee, H., Kim, M., Yoo.: *Force-balancing algorithm to remove the discontinuity in soil force during wheel loader excavation*, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 32(10), pp. 4951-4957, 2018. doi: 10.1007/s12206-018-0943-9
- [43] Filla, R.: *Evaluating the efficiency of wheel loader bucket designs and bucket filling strategies with non-coupled DEM simulations and simple performance indicators*, in

- proceedings of Fachtagung Baumaschinentechnik, Dresden, Germany, pp.1-20, 2015.
doi: 10.13140/RG.2.1.1507.1201
- [44] Henriksson, F., Minta, J.: *Bucket-soil interaction for wheel loaders : An application of the Discrete Element Method*, (Dissertation). Linnaeus University, Faculty of Technology, Kalmar, 2016.
- [45] Helgesson, J.: *Optimization of bucket design for underground loaders*, (Dissertation) Chalmers University of Technology, Göteborg, 2010.
- [46] Hemami, A., F., Ferri, H.: *Simulation of the resistance forces of bulk media to bucket in a loading proces*, In proceedings of 24th International Symposium on Automation and Robotics in Construction, pp. 163-168, 2007. doi: 10.22260/ISARC2007/003
- [47] Kanai, O., Sarata, S., Kurisu, M.: *Autonomous Scooping of a Rock Pile By a Wheel Loader Using Disturbance Observer*, In the proceedings of the 23rd International Symposium on Automation and Robotics in Construction (ISARC 2006), Tokyo, Japan, October 3-5, pp. 472-475, 2006.
- [48] Debeleac, C.: *Behaviour Response of Earthmoving Machine in a Loading Process*, Romanian Journal of Acoustics and Vibration, Vol 6 (1), pp. 47-50, 2009.
- [49] Worley, M., D., La Saponara V.: *A simplified dynamic model for front-end loader design*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 222 (11), pp. 2231-2249, 2008.
doi: 10.1243/09544062JMES688
- [50] Li, X., Wang, G., Yao, Z., Qu, J.: *Dynamic model and validation of an articulated steering wheel loader on slopes and over obstacles*, Vehicle System Dynamics, Vol. 51(9), pp. 1305–1323, 2013. doi:10.1080/00423114.2013.800893
- [51] Ma, W., Zhang, Y., Liu, C., Wang, S.: *Prediction method of the fuel consumption of wheel loaders in the V-type loading cycle*, Mathematical Problems in Engineering, pp. 1-12, 2015. doi: 10.1155/2015/538176
- [52] Janošević, D., Pavlović, J., Jovanović, V., Milić, P.: *Kinematic and Dynamic Simulation of the Wheel Loaders with the Z-bar Working Mechanism*, IMK-14 – Research and Development in Heavy Machinery 20(2), pp. 39-46, 2014.
- [53] Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V., Milić, P.: *Dynamic analysis of the Z-bar loader working mechanism*, In Proceedings of the Fifth International Conference Transport and Logistics - TIL 2014, Niš, Serbia, pp. 119-123, 2014.
- [54] Filla, R., Ericsson, A., Palmberg, J.: *Dynamic Simulation of Construction Machinery: Towards an Operator Model*, In proceedings of Conference International Fluid Power

- Exhibition IFPE, pp. 1-15, 2005.
- [55] Kiliç, B.: *Dynamic modelling of a backhoe-loader*, (Dissertation), Middle East Technical University, Ankara, 2009.
- [56] Јаношевић, Д., Јовановић, В.: *Синтеза погонских механизма хидрауличких багера*, Универзитет у Нишу, Машински факултет, Ниш, 2015.
- [57] Choung, J., Kim, G., Jang, Y., Choe, I., Heo, M.: *Study on the structural analysis method of wheel loaders based on static and dynamic measurements*, In proceedings of International Mechanical Engineering Congress, November 13–19, Anaheim, California USA, pp. 1-5, 2004. doi: 10.1115/IMECE2004-59486
- [58] Wan, Y., Jia, J.: *Structural strength analysis of the loader working device based on finite element method*, In proceedings of Third International Conference on Engineering Technology and Application (ICETA 2016), pp. 768-773. 2016.
- [59] Kang, B. Dong, H., Kim, B., Choi, Y.: *Analysis of the main factor of wheel loader torque via wireless measurements*, Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 19(4), pp. 24-29, 2020. doi: 10.14775/ksmpe.2020.19.04.024
- [60] Brinkschulte, L., Hafner, J., Geimer, M.: *Real-time load determination of wheel loader components*, ATZ Heavy duty worldwide 12, pp. 62–68, 2019.
doi: 10.1007/s41321-019-0043-5
- [61] Achelpohl, E. R.: *The effect of overloading on reliability of wheel loader structural components*, (Doctoral dissertations), Missouri University of Science and Technology, 2018.
- [62] Yuan, Z., Lu, X., Lu, Y., Xu, L., Zhu, S.: *Study on stress analysis and welding deformation of the loader boom*, MATEC Web of Conferences, Vol. 100, pp.1-5 2017.
doi: 10.1051/ 710004014
- [63] Yuan, Z., Ma, H., Lu, Y., Zhu, S., Hong, T.: *The application of load identification model on the weld line fatigue life assessment for a wheel loader boom*, Engineering Failure Analysis, Vol. 104, pp. 898-910, 2019. doi: 10.1016/j.engfailanal.2019.06.077
- [64] Zhang, Z., He, B.: *Comprehensive optimum and adaptable design methodology for the working mechanism of a wheel loader*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 94 (9-12), 2018, pp. 3085-3095.
doi: 10.1007/s00170-016-9312-y
- [65] Shin, K., Lee, S., Shin, H., Yoo, Y., Kim, J.: *Coupled linkage system optimization for minimum power consumption*, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 26 (4), 2012, pp. 1099–1106. doi: 10.1007/s12206-011-1215-0

- [66] Shen, J., Wang, G., Bi, Q., Qu, J.: *A comprehensive genetic algorithm for design optimization of Z-bar loader working mechanism*, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 27 (11), 2013, pp. 3381-3394. doi: 10.1007/s12206-013-0860-x
- [67] Pan, Y., Zhang, C., Yin, B., Wang, B.: *Fuzzy set based multi-objective optimization for eight-rod mechanism via sensitivity analysis*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 233(2), pp.333-344, 2019, doi: 10.1177/0954407017743358
- [68] Samuelsson, T.: *Load unit geometry optimization for heavy duty machinery*, (Master Thesis), Umea University, Department of Physics, 2015.
- [69] Cao, X., Cleghorn, W. L.: *Parametric optimization of an eight-bar mechanism of a wheel loader based on simulation*, Information Technology Journal, Vol. 10(9), pp. 1801-1808, 2015.
- [70] Ballaire, F.: *Dynamic, continuous, and center of gravity independent weighing with a loader*, (Doctoral dissertation), Technical University of Kaiserslautern, Kaiserslautern, 2015.
- [71] Yaohong, Z., Ruiqin, L., Ailing, W.: *Kinematic Analysis and Optimization Design for Working Mechanism of Underground Load-Haul-Dump*, Proceedings of the 14th International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science (IFTOMM World Congress), pp. 599 - 605, 2015. doi: 10.6567/IFTOMM.14TH.WC.OS3.014
- [72] İpek, L.: *Optimization of backhoe-loader mechanisms*, Middle East Technical University, (Master thesis), Ankara, 2006.
- [73] Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V.: *Optimization of a Loader Mechanism on the Basis of the Directed Digging Force*, Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering, Vol. 43, pp. 753–762, 2019. doi:10.1007/s40997-018-0236-z
- [74] Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V.: *Optimization of Manipulator Drive Mechanisms in Hydraulic Excavators on the Basis of the Tribological Criterion*, Scientia Iranica B, 27(5), pp. 2372-2381, 2020. doi: 10.24200/sci.2019.50617.1790
- [75] Komatsu Ltd, *Wheel loaders*, www.komatsu.eu
- [76] Liebherr-International AG, *Wheel loaders*, www.liebherr.com
- [77] Caterpillar INC, *Wheel loaders*, www.caterpillar.com
- [78] John Deere, Deere & Company, *Wheel loaders*, www.deere.com
- [79] Bobcat Company, Doosan Group, *Skid-steer loaders*, www.bobcat.com
- [80] Volvo Construction Equipment, *Wheel loaders*, www.volvoce.com

- [81] Roth, D., Rausch, G.: *Vibration suppression apparatus for hydraulic system with improved accumulator filing circuit*, United States Patent, 1993.
- [82] Fischer, H.: Open-loop and closed-loop control concepts in wheeled loaders, In proceedings of Conference Mobile, Ulm, Germany, 2000.
- [83] ISO 7546: *Earth-moving machinery - Loader and front loading excavator buckets - volumetric ratings*, ISO, 1983.
- [84] ISO 14391-1: *Earth-moving machinery - Loaders and backhoe loaders - Part 1: Calculation of rated operating capacity and test method for verifying calculated tipping load*, ISO, 2007.
- [85] ISO 14397-2:2007: *Earth-moving machinery - Loaders and backhoe loaders - Part 2: Test method for measuring breakout forces and lift capacity to maximum lift height*, ISO, 2007.
- [86] McConville, B. J.: *Mechanical System Simulation Using Adams*, SDC publications, 2015.
- [87] Obermayr, M., Vrettos, C., Kleinert, J., Eberhard P.: A discrete element method for assessing reaction forces in excavation tools, In proceedings of Congress on Numerical Methods in Engineering (CNM 2013), Bilbao, Spain, pp. 1-17, 2013.
- [88] Meng, Y., Fang, H., Liang, G., Gu, Q., Liu, L.: *Bucket Trajectory Optimization under the Automatic Scooping of LHD*, *Energies*, Vol. 12(20), pp. 1-18, 2019.
doi:10.3390/en12203919
- [89] Danish Construction Channel: *Komatsu WA320 wheel loader loading scania Semi-Truck*, (Video), <https://www.youtube.com/watch?v=gOLJAyzb0yU&ab&ab>
- [90] Amirouche, F.: *Fundamentals of Multibody Dynamics: Theory and Applications*, Springer, Berlin, 2006.
- [91] Nariman-Zadeh, N., Felezi, M., Jamali, A., Ganji, M.: *Pareto optimal synthesis of four-bar mechanisms for path generation*, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 44(1), pp. 180-191, 2009.
- [92] Cabrera, J.A., Nadal, F., Munoz, J.P., Simon, A.: *Multiobjective constrained optimal synthesis of planar mechanisms using a new evolutionary algorithm*, *Mechanism and Machine Theory* Vol. 42, pp. 791–806, 2007.
- [93] Познановић, Н.: *Прилог кинематичкој синтези механизма у системима ослањања моторних возила*, (Докторска дисертација), Универзитет у Новом Саду, Факултет Техничких Наука, 2016.

- [94] Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics: *Hydraulic cylinders Mill type*, 2019.
www.boschrexroth.com
- [95] Liebherr-Components AG.: *Hydraulic Cylinders by Liebherr*, 2019.
www.components.liebherr.com
- [96] Y., Pan, L., Hou: *Lifting and parallel lifting optimization by using sensitivity and fuzzy set for an earthmoving mechanism*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 231(2) pp. 192–203, 2017.
- [97] Janosevic, D., Mitrev, R., Andjelkovic, B. Plamen, P.: *Quantitative measures for assessment of the hydraulic excavator digging efficiency*, Journal of Zhejiang University Science A Vol.13, pp. 926–942, 2012. doi: 10.1631/jzus.A1100318
- [98] Dengler, P., Dombrowski, R.V.: *Efficiency optimization of a hydrostatic system using an intermediate pressure line*, Proceedings of the 7th FPNI PhD Symposium on fluid power, University of Modena, Reggio Emilia, June 27-30, Italy, 2012.
- [99] Витас, Д.: *Основи машинских конструкција 2*, Научна књига, 1975, Београд.
- [100] Козић, П.: *Отпорност материјала*, Универзитет у Нишу, Машински факултет, 2003.
- [101] ISO/TR 25398: *Earth-moving machinery - Guidelines for assessment of exposure to whole-body vibration of ride-on machines - Use of harmonized data measured by international institutes, organizations and manufacturers*, ISO, 2006.
- [102] F. Holzweißig, H. Dresig: *Lehrbuch der Maschinendynamik*, Veb FachbuchverlagLeipzig, 1979.
- [103] Houman H.: *Hydraulic Formulary*, Rexroth Bosch Group, Sales Industry Sector 2013.
- [104] Rehnberg, A.: *Suspension design for off-road construction machines*, (Doctoral dissertation) KTH, School of Engineering Sciences (SCI), Aeronautical and Vehicle Engineering, Vehicle Dynamics, 2011.
- [105] Јовановић, В.: *Прилог синтези погонског механизма обртне платформе хидрауличких багера*, (докторска дисертација), Универзитет у Нишу, Машински факултет, Ниш, 2018.
- [106] Ikonen, T.: *Bucket and Vehicle Oscillation Damping for a Wheel Loader*, (Doctoral dissertation), Department of Automatic Control, Lund University, 2006.
- [107] Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V., Savić, I.: *Motion Regulation of the Wheel Loaders*, In Proceedings of the XII International Conference Systems, Automatic Control and Measurements - SAUM 2014, Niš, Serbia, pp. 336-340, 2014.
- [108] Debeleac, C.: *On Modelling of Bucket Oscillations for a Wheel Loader*, Romanian Journal of Acoustics and Vibration, Vol. 11(2), pp. 146-149. 2014.

- [109] Chacko, V., Khan, Z.A.: *Dynamic Simulation of a Mobile Manipulator with Joint Friction*, Tribology in Industry, Vol. 39(2), pp. 152-167, 2017.
doi: 10.24874/ti.2017.39.02.02
- [110] ИМК-14. Октобар: *Приручник за руковање и одржавање утоваривача УЛТ 160Ц*, Крушевац, 1979.
- [111] Wang, Y., Chin, K.: *Fuzzy analytic hierarchy process: A logarithmic fuzzy preference programming methodology*, International Journal of Approximate Reasoning, Vol. 52(4), pp. 541-553, 2011. doi: 10.1016/j.ijar.2010.12.004
- [112] Pamučar, D., Ecer, F.: *Prioritizing the weights of the evaluation criteria under fuzziness: the fuzzy full consistency method - FUCOM-F*, Facta Universitatis Series Mechanical Engineering, Vol 18(3), 2020. doi: 10.22190/FUME200602034P
- [113] Stević, Ž., Stjepanović, Ž., Z., Božičković, D., Das, D. K., Stanujkić, D.: *Assessment of Conditions for Implementing Information Technology in a Warehouse System: A Novel Fuzzy PIPRECIA Method*, Symmetry, 10(11), pp. 1-28, 2018.
doi:10.3390/sym10110586
- [114] Марковић, Г.: *Модел регионалне логистике транспортним системима*, докторска дисертација, Универзитет у Крагујевцу, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву, 2014.
- [115] Madić, M., Nedić, B., Radovanović, M.: *Poslovno i inženjersko odlučivanje primenom metoda višekriterijumske analize*, Fakultet inženjerskih nauka, Univerzitet u Kragujevcu, 2015.

ПРИЛОЗИ

Прилози садрже: Прилог 1 – Параметри утоваривача светских произвођача, Прилог 2 – Параметри кинематичког ланца рачунских модела утоваривача А и Б, Прилог 2.1 - Параметри хидроцилиндара, Прилог 3 – Поступак испитивања утоваривача, Прилог П4 – Оцене чланова тима одлучивања, Прилог П5 – Резултати одлучивања.

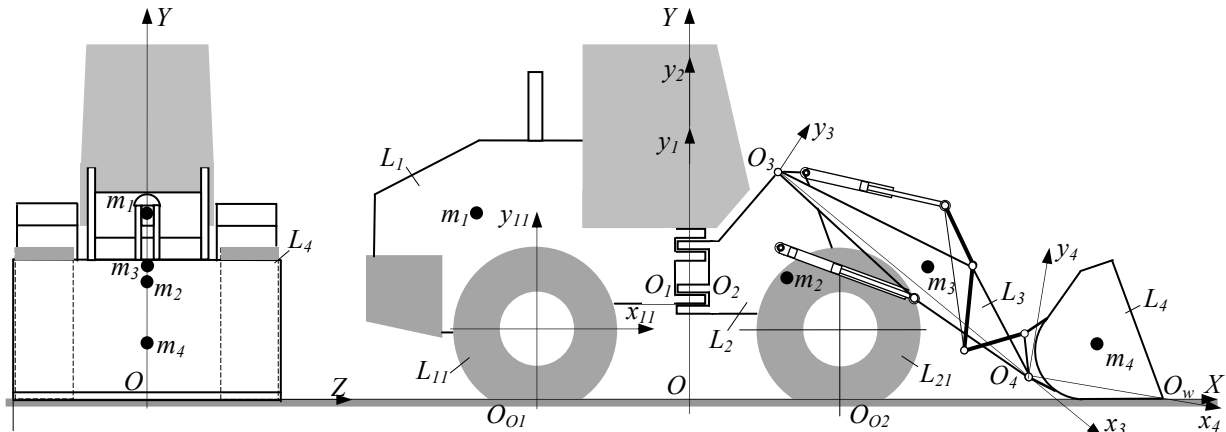
ПРИЛОГ П1 – Параметри утоваривача светских произвођача

Табела П1.1 Параметри утоваривача светских произвођача [75, 76, 77]

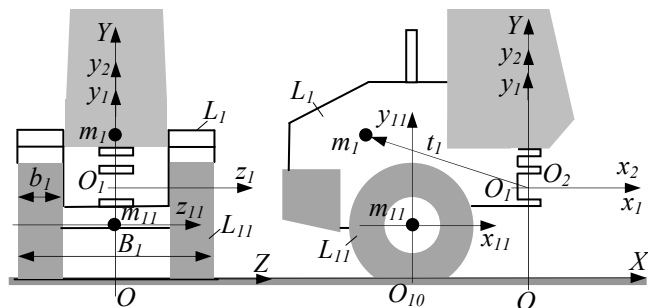
Ознака модела	Укупна маса m kg	Снага мотора N_e kW	Кретни механизам			Манипулатор			Времена					
			Ослањање $T^{1)}$	$G^{2)}$	Трансмисија $HS^{3)}$ $HD^{4)}$	Брзина v km/h	Концепција $Z^{5)}$ $P^{6)}$ $O^{7)}$	Запремине V_{min} V_{max} m^3 m^3	Сила $F^{8)}$ kN	$t_p^{9)}$ s	$t_d^{10)}$ s	$t_s^{11)}$ s		
Komatsu														
SK510	1855	23	•	•	•	10	•	-	0,23	12	-	-	-	
SK820	3080	35	•	•	•	16	•	-	0,4	19	-	-	-	
WA30	2740	21,3	•	•	•	15	•	-	0,4	27	4,6	1,0	2,8	
WA50	3720	27,2	•	•	•	15	•	-	0,6	30,5	4,6	1,0	2,8	
WA65	4640	41	•	•	•	20	•	0,55	1,0	37,1	5,3	1,1	3,0	
WA80	5835	50	•	•	•	30	•	0,8	1,25	56,7	4,9	1,0	2,8	
WA90	6740	59	•	•	•	30	•	0,9	1,6	71,4	4,8	1,6	3,5	
WA100	7180	66	•	•	•	30	•	1,05	1,8	74,3	5,1	1,6	3,5	
WA150	7915	73	•	•	•	38	•	1,3	1,7	72,6	6,0	1,1	3,6	
WA270	13525	115	•	•	•	38	•	2,2	2,3	127	6,0	2,0	3,2	
WA320	15700	127	•	•	•	38	•	2,6	3,2	148	6,3	1,9	3,5	
WA380	17960	143	•	•	•	40	•	3,2	6,5	164	5,9	1,8	3,3	
WA430	18700	172	•	•	•	38	•	3,1	4,6	180	6,1	2,0	3,3	
WA480	23655	223	•	•	•	36,2	•	4,8	5,3	216	5,9	1,9	3,5	
WA500	33570	263	•	•	•	34,9	•	4,5	6,3	276	7,2	1,7	4,2	
WA600	53900	393	•	•	•	33,8	•	6,4	7,8	387	9,3	2,3	4,1	
WA700	73000	502	•	•	•	32,3	•	8,0	9,4	635	9,7	2,5	3,6	
WA800	104500	603	•	•	•	28	•	10,0	14,0	675	11,2	2,0	4,8	
WA1200	205200	1165	•	•	•	22,6	•	18,0	35,0	1275	14,8	3,2	5,3	
Caterpillar														
226D	2588	50	•	•	•	12,3	•	•	0,25	17	-	-	-	
262D	3368	54,4	•	•	•	17,7	•	•	0,4	33	-	-	-	
904H	4490	39	•	•	•	20	•	•	0,6	35,6	4,5	0,8	3,2	
908H	6465	59	•	•	•	35	•	•	0,9	1,5	47	5,2	1,3	3,2
914G	8450	71	•	•	•	35	•	•	1,2	1,8	62	5,6	2,1	3,2
924H	11632	97	•	•	•	38,5	•	•	1,7	2,8	100	5,1	1,4	2,4
938H	15059	134	•	•	•	43,2	•	•	2,3	3,0	123	5,4	1,4	2,7
950H	18338	147	•	•	•	37	•	•	2,5	3,5	150	6,2	2,0	2,5
966H	23698	195	•	•	•	37,4	•	•	3,4	4,2	191	5,9	1,6	2,4
972H	25148	214	•	•	•	36,9	•	•	3,8	4,6	258	5,9	2,1	2,4
980H	30519	260	•	•	•	36,3	•	•	3,8	6,1	273	6,0	2,1	3,4
988H	49546	373	•	•	•	38,6	•	•	6,3	7,0	480	9,4	2,4	3,8
990H	77842	468	•	•	•	•	•	•	8,4	9,2	559	9,2	2,9	3,8
992K	97295	597	•	•	•	22,8	•	•	10,7	12,3	570	9,4	1,8	3,7
993K	133673	708	•	•	•	21,9	•	•	12,2	23,7	718	9,2	1,8	3,8
994F	195434	1092	•	•	•	24	•	•	14	36	1091	11,3	3,1	3,5
Liebherr														
L506	5120	46	•	•	•	30	•	•	-	0,8	46	5,3	1,3	2,9
L509	6080	60	•	•	•	30	•	•	1,0	1,2	59	5,6	2,0	4,1
L514	8350	78	•	•	•	40	•	•	1,3	1,5	73	6,9	3,0	4,9
L518	9190	78	•	•	•	40	•	•	1,4	1,7	80	6,9	3,0	4,9
L526	11250	103	•	•	•	40	•	•	2,1	2,3	95	5,3	2,1	3,6
L538	13500	114	•	•	•	40	•	•	2,3	2,8	110	5,0	2,9	3,8
L546	14200	123	•	•	•	40	•	•	2,5	2,8	115	5,0	2,9	3,8
L550	17700	143	•	•	•	40	•	•	3,2	3,6	140	5,5	2,3	2,7
L556	18400	168	•	•	•	40	•	•	3,6	4,0	150	5,5	2,3	3,5
L566	23900	203	•	•	•	40	•	•	4,2	4,7	200	5,5	2,0	3,5
L576	25700	218	•	•	•	40	•	•	4,7	5,2	200	5,5	2,0	3,5
L580	27650	233	•	•	•	40	•	•	5,2	5,7	225	6,1	3,2	3,5
L586	32600	263	•	•	•	33	•	•	5,5	6,0	240	6,5	3,0	4,0

¹⁾²⁾Кретни механизми на пнеуматичима Т и гусеницама G, ³⁾⁴⁾Хидростатичка HS и хидродинамичка HD тра-нсмисија, ⁵⁾⁶⁾ Манипулатор Z кинематике и кинематике паралелограма P, ⁷⁾Остале кинематике манипулатора, ⁸⁾Декларисана сила копања, ⁹⁾¹⁰⁾¹¹⁾ Време подизања t_p , пражњења t_d и спуштања t_s манипулатора

ПРИЛОГ П2 - Параметри чланова кинематичког ланца рачунских модела А и Б утоваривача



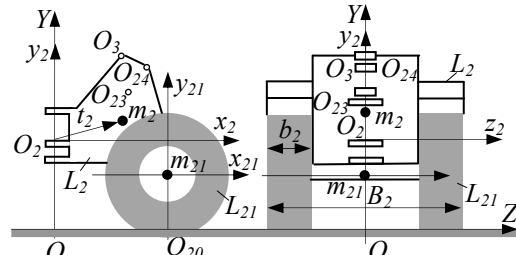
Сл. П2.1 Општи модел утоваривача точкаша модела А, Б



Сл. П2.2

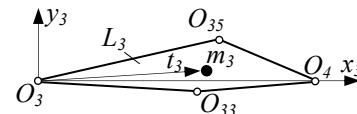
Табела П2.1 Параметри задњег ослоно-кретног члана L_1 и L_{11} (сл. П2.2)

Назив величине	Ознака	Дим.	Варијанте утоваривача						
			А			Б			
x координата зглоба O_1	x_{O1}	m	0,000			0,000			
y координата зглоба O_1	y_{O1}	m	0,000			0,000			
z координата зглоба O_1	z_{O1}	m	0,000			0,000			
ширина преко пнеуматика	B_1	m	2,525			2,630			
ширина пнеуматика	b_1	m	0,673			0,532			
динамички полупречник точка	r_d	m	0,740			0,638			
x координата положаја средишта масе члана L_1	x_{11}	m	-1,620			-1,530			
y координата положаја средишта масе члана L_1	y_{11}	m	0,420			0,355			
z координата положаја средишта масе члана L_1	z_{11}	m	0,000			0,000			
маса члана L_1	m_1	kg	7510,000			7230,000			
x координата положаја средишта масе члана L_{11}	x_{111}	m	0,000			0,000			
y координата положаја средишта масе члана L_{11}	y_{111}	m	0,000			0,000			
z координата положаја средишта масе члана L_{11}	z_{111}	m	0,000			0,000			
маса члана L_{11}	m_{11}	kg	745,000			680,000			
моменти инерције варијанте А и Б	J_{1xx}	J_{1xy}	J_{1xz}	3952,67	243,06	5,81	3522,65	354,59	3,56
	J_{1yx}	J_{1yy}	J_{1yz}	234,06	11606,81	10,46	354,59	9856,85	8,56
	J_{1zx}	J_{1zy}	J_{1zz}	5,81	10,46	11824	3,56	8,56	9552,5
моменти инерције варијанте А и Б	J_{11xx}	J_{11xy}	J_{11xz}	899,00	0,00	0,00	823,00	0,00	0,00
	J_{11yx}	J_{11yy}	J_{11yz}	0,00	899,00	0,00	0,00	823,00	0,00
	J_{11zx}	J_{11zy}	J_{11zz}	0,00	0,00	285,00	0,00	0,00	265,00



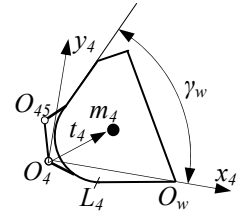
Табела П2.2 Параметри предњег ослоно-кретног члана L_2 и L_{21} (сл. П2.3) Сл. П2.3

Назив величине	Ознака	Дим.	Варијанте утоваривача					
			А			Б		
x координата зглоба O_2	x_{O_2}	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
y координата зглоба O_2	y_{20}	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
z координата зглоба O_2	z_{20}	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
x координата зглоба O_{23}	x_{23}	m	0,690	0,690	0,450	0,690	0,450	0,450
y координата зглоба O_{23}	y_{23}	m	0,510	0,510	0,665	0,510	0,665	0,665
z координата зглоба O_{23}	z_{23}	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
x координата зглоба O_{24}	x_{24}	m	1,075	1,075	0,800	1,075	0,800	0,800
y координата зглоба O_{24}	y_{24}	m	0,900	0,900	0,945	0,900	0,945	0,945
z координата зглоба O_{24}	z_{24}	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
x координата зглоба O_3	x_3	m	0,745	0,745	0,385	0,745	0,385	0,385
y координата зглоба O_3	y_3	m	1,030	1,030	0,945	1,030	0,945	0,945
z координата зглоба O_3	z_3	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
ширина преко пнеуматика	B_1	m	2,525	2,525	2,630	2,525	2,630	2,630
ширина пнеуматика	b_1	m	0,673	0,673	0,532	0,673	0,532	0,532
динамички полупречник точка	r_d	m	0,740	0,740	0,638	0,740	0,638	0,638
x координата положај средишта масе члана L_2	x_{i2}	m	1,030	1,030	0,985	1,030	0,985	0,985
y координата положај средишта масе L_2	y_{i2}	m	0,120	0,120	0,135	0,120	0,135	0,135
z координата положај средишта масе L_2	z_{i2}	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
маса члана L_2	m_1	kg	3350,000	3350,000	3425,000	3350,000	3425,000	3425,000
x координата положај средишта масе члана L_{21}	x_{i21}	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
y координата положај средишта масе L_{21}	y_{i21}	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
z координата положај средишта масе L_{21}	z_{i21}	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
маса члана L_{21}	m_{21}	kg	745,000	745,000	680,000	745,000	680,000	680,000
моменти инерције варијанте А и Б	J_{1xx} J_{1xy} J_{1xz}	kgm ²	1864,27	-186,58	-0,84	1932,35	82,53	-1,35
	J_{1yx} J_{1yy} J_{1yz}		-186,58	2149,52	-0,82	82,53	2263,98	-2,69
	J_{1zx} J_{1zy} J_{1zz}		0,84	-0,82	1506,3	3,56	-2,69	1326,66
моменти инерције варијанте А и Б	J_{11xx} J_{11xy} J_{11xz}	kgm ²	899,00	0,00	0,00	823,00	0,00	0,00
	J_{11yx} J_{11yy} J_{11yz}		0,00	899,00	0,00	0,00	823,00	0,00
	J_{11zx} J_{11zy} J_{11zz}		0,00	0,00	285,00	0,00	0,00	265,00



Табела П2.3 Параметри стреле L_3 (сл. П2.4) (Сл. П2.4)

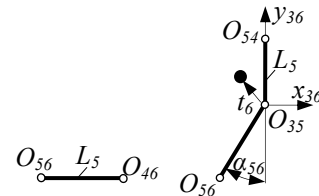
Назив величине	Ознака	Дим.	Варијанте утоваривача					
			А			Б		
x координата зглоба O_4	x_4	m	2,707	2,707	2,800	2,707	2,800	2,800
y координата зглоба O_4	y_4	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
z координата зглоба O_4	z_4	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
x координата зглоба O_{35}	x_{35}	m	1,703	1,703	1,495	1,703	1,495	1,495
y координата зглоба O_{35}	y_{35}	m	0,577	0,577	0,575	0,577	0,575	0,575
z координата зглоба O_{35}	z_{35}	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
x координата зглоба O_{33} хидроцилиндра c_3	x_{33}	m	1,655	1,655	0,765	1,655	0,765	0,765
y координата зглоба O_{33} хидроцилиндра c_3	y_{33}	m	-0,129	-0,129	0,140	-0,129	0,140	0,140
z координата зглоба O_{33} хидроцилиндра c_3	z_{33}	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
x координата положај средишта масе	x_{i3}	m	1,360	1,360	1,410	1,360	1,410	1,410
y координата положај средишта масе	y_{i3}	m	0,090	0,090	0,230	0,090	0,230	0,230
z координата положај средишта масе	z_{i3}	m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Маса члана L_3	m_3	kg	885,000	885,000	755,000	885,000	755,000	755,000
моменти инерције варијанте А и Б	J_{11xx} J_{11xy} J_{11xz}	kgm ²	204,98	-2,75	0,00	208,22	-22,59	0,00
	J_{11yx} J_{11yy} J_{11yz}		-2,75	596,80	0,00	-22,59	611,84	0,00
	J_{11zx} J_{11zy} J_{11zz}		0,00	0,00	428,20	0,00	0,00	452,08



Сл. П2.5

Табела П2.4 Параметри кашике L_4 (сл. П2.5)

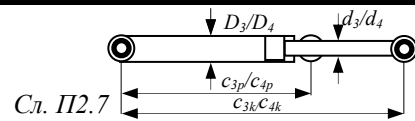
Назив величине	Ознака	Дим.	Варијанте утоваривача					
			А	Б				
запремина кашике	V	m^3	2,700	2,300				
ширина кашике	b_5	m	2,750	2,630				
x координата дејства отпора копања O_w	x_w	m	1,285	1,195				
y координата дејства отпора копања O_w	y_w	m	0,000	0,000				
z координата дејства отпора копања O_w	z_w	m	0,000	0,000				
угао леђне равни кашике	γ_w	$^\circ$	61,000	52,000				
x координата зглоба O_{46}	x_{46}	m	-0,080	-0,035				
y координата зглоба O_{46}	y_{46}	m	0,345	0,550				
z координата зглоба O_{46}	z_{46}	m	0,000	0,000				
x координата положај средишта масе	x_{t4}	m	0,540	0,49				
y координата положај средишта масе	y_{t4}	m	0,240	0,33				
z координата положај средишта масе	z_{t4}	m	0,000	0,000				
маса члана L_4	m_4	kg	945,000	927,000				
моменти инерције варијанте А и Б	J_{11xx}	J_{11xy}	J_{11xz}					
	J_{11yx}	J_{11yy}	J_{11yz}					
	J_{11zx}	J_{11zy}	J_{11zz}					
		kgm^2	816,91	-29,38	0,00	835,09	-29,80	0,00
			-29,38	823,07	0,00	-29,80	816,16	0,00
			0,00	0,00	259,13	0,00	0,00	255,10



Сл. П2.6

Табела П2.5 Параметри полука L_5 и L_6 (сл. П2.6)

Назив величине	Ознака	Дим.	Варијанте утоваривача	
			А	Б
дужина споне $O_{54}O_{35}$	a_{54}	m	0,720	0,440
дужина споне $O_{35}O_{56}$	a_{56}	m	0,751	0,640
угао између полука	α_5	$^\circ$	15,160	27,56
маса полука L_5	m_5	kg	215,000	90,000
број полука L_5	n_5	-	1,000	2,000
дужина полука $O_{56}O_{46}$	a_6	m	0,756	1,340
маса полука L_6	m_6	m	70,000	55,000
број полука L_6	n_6	-	1,000	2,000



Сл. П2.7

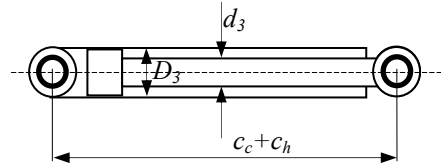
Табела П2.6 Параметри хидроцилиндара стреле (сл. П2.7)

Назив величине	Ознака	Дим.	Варијанте	
			А	Б
Пречник клипа/клипњаче хидроцилиндара	D_3/d_3	m	0,125/0,090	0,140/0,100
Почетна/крајња дужина хидроцилиндара	c_{3p}/c_{3k}	m	1,340/2,058	1,036/1,898
Маса хидроцилиндара	m_{c3}	kg	145,000	215,000
Број хидроцилиндара	n_{c3}	-	2,000	2,000

Табела П2.7 Параметри хидроцилиндара кашике (сл. П2.7)

Назив величине	Ознака	Дим.	Варијанте	
			А	Б
Пречник клипа/клипњаче хидроцилиндара	D_4/d_4	m	0,150/0,100	0,160/0,110
Почетна/крајња дужина хидроцилиндара	c_{4p}/c_{4k}	m	1,340/1,897	1,172/1,554
Маса хидроцилиндара	m_{c4}	kg	200,00	225,00
Број хидроцилиндара	n_{c4}	-	1,000	2,000

ПРИЛОГ П2.1 - Параметри хидроцилиндра



Сл. П2.8

Табела П2.2.1 Параметри могућих хидроцилиндра (сл. П2.8) [94][95]

D_i [m]	d_i [m]	c_c [m]	m_c [kg]	m_h [kg/mm]	d_s [m]	h_{doz} [m]
0,040	0,022	0,328	7,000	0,900	0,030	0,360
0,040	0,028	0,328	7,000	1,000	0,030	0,360
0,050	0,028	0,350	10,000	1,200	0,035	0,505
0,050	0,036	0,350	10,000	1,500	0,035	0,505
0,063	0,036	0,415	16,000	2,100	0,040	0,625
0,063	0,045	0,415	16,000	2,600	0,040	0,625
0,080	0,045	0,460	25,000	2,900	0,050	0,765
0,080	0,056	0,460	26,000	3,600	0,050	0,765
0,100	0,056	0,520	43,000	4,600	0,060	0,950
0,100	0,070	0,520	44,000	5,700	0,060	0,950
0,110	0,070	0,580	60,000	6,500	0,065	1,075
0,110	0,080	0,580	60,000	6,500	0,065	1,075
0,125	0,080	0,645	79,000	7,300	0,070	1,200
0,125	0,090	0,645	80,000	9,200	0,070	1,200
0,140	0,090	0,700	111,000	10,700	0,080	1,335
0,140	0,100	0,700	112,000	11,900	0,080	1,355
0,150	0,100	0,750	140,000	12,300	0,085	1,370
0,160	0,100	0,810	168,000	12,600	0,090	1,380
0,160	0,110	0,810	169,000	13,900	0,090	1,380
0,170	0,110	0,855	200,000	14,200	0,095	1,480
0,170	0,115	0,855	200,000	14,300	0,095	1,480
0,180	0,115	0,900	236,000	14,700	0,100	1,580
0,180	0,125	0,900	239,000	16,800	0,100	1,580
0,190	0,125	0,930	270,000	17,200	0,105	1,680
0,190	0,135	0,930	270,000	18,000	0,105	1,680
0,200	0,135	0,975	306,000	19,000	0,110	1,780
0,200	0,140	0,975	309,000	21,500	0,110	1,780
0,220	0,140	1,060	452,000	27,100	0,110	1,985
0,220	0,160	1,060	452,000	30,900	0,110	1,985
0,250	0,160	1,185	582,000	32,700	0,120	2,190
0,250	0,180	1,185	582,000	36,900	0,120	2,190
0,280	0,180	1,315	753,000	44,200	0,140	2,360
0,280	0,200	1,315	753,000	48,800	0,140	2,360
0,320	0,200	1,425	1125,000	55,200	0,160	2,530
0,320	0,220	1,425	1125,000	60,400	0,160	2,530

c_c – конструкциона константа, m_c – маса тела цилиндра, ушница и клипа хидроцилиндра, m_h – маса клипњаче дужине 100 mm, d_s – пречник сворњака, h_{doz} – дозвољени ход цилиндра

ПРИЛОГ ПЗ - Поступак испитивања утоваривача

За анализу параметара погонских механизма утоваривача обављена су испитивања утоваривача точкаша УЛТ 160 Ц (Табела ПЗ.1), опремљеног манипулатором Z-кинематике са кашиком запремине $2,3 \text{ m}^3$, производње ИМК 14. Октобар - Крушевац, власништво Комуналног предузећа Медиана Ниш, при раду у експлоатационим условима. Параметарски испитиваном моделу утоваривача точкаша УЛТ 160 Ц по својим параметрима у раду одговара рачунски модел утоваривача Б (Табеле П2.1-П2.7) [110].

Испитивања су обављена на градској депонији Бубањ у Нишу, 20.6.2019. и 9.7.2019. године по сунчаном времену при температури око 30°C . При испитивању земљана подлога кретања утоваривача била је релативно хоризонталана. Обављено је шест манипулационих задатка утоваривача са операцијама: хоризонталног захватања материјала, пуњења кашике, преноса и истовара материјала и поновног враћања у нови почетни положај. Материјал захватан кашиком утоваривача имао је специфичну масу (густину) $\rho_z = 1650 \text{ kg/m}^3$ и природни угао нагиба око $\varphi_z = 34^\circ$.

Табела ПЗ.1 Техничке карактеристике испитиваног утоваривача УЛТ -160

Произвођач	ИМК "14. Октобар"- Крушевац
Ознака	УЛТ - 160 Ц
Власник	Комунално предузеће "Медина" Ниш
Маса утоваривача, (kg)	13960
Запремина утоварне кашике, (m^3)	2,3
Висина истовара (m)	2,8
Време дизања стреле (s)	7
Време спуштања стреле (s)	5,6
Време истресања кашике (s)	1,5
Снага/број обртаја мотора, ($\text{kW}/\text{min}^{-1}$)	117,6/2000
Трансмисија кретања	хидродинамичка
Максимална брзина кретања, (km/h)	50
Пнеуматици	20,5-25
Погонски систем манипулатора	хидростатички
Максимални проток, (l/min)	250
Максимални притисак, (MPa)	16
Дозвољена носивост кашике (kg)	4,200



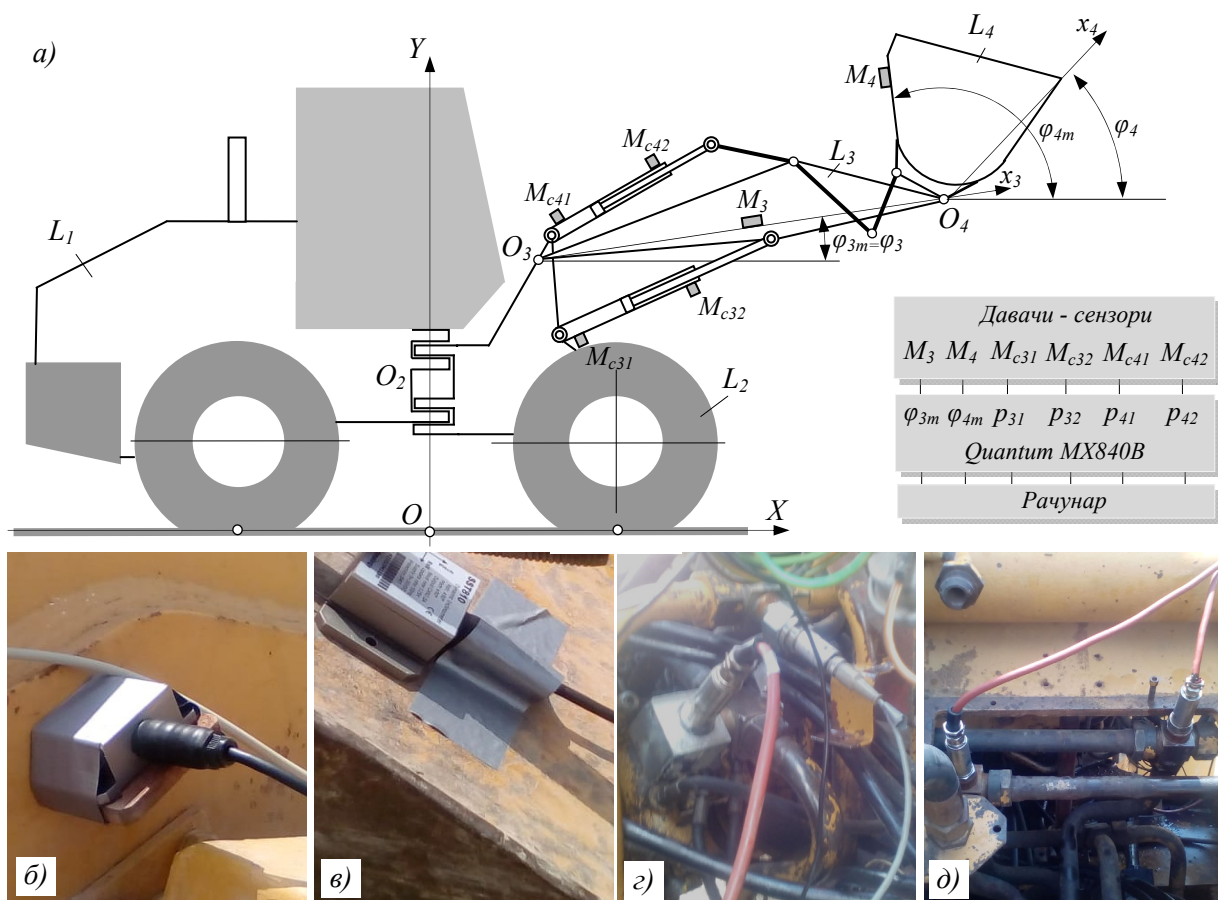
Сл. ПЗ.1 Операције манипулационог задатка при испитивању утоваривача: а) захватање, б) истовар материјала

При испитивању утоваривача, мерним ланцем (сл.П3.2), мерене су следеће величине стања рада утоваривача: угао φ_3 положаја стреле (Табела П3.2), угао φ_4 положаја кашике, притисци p_{31}/p_{32} у потисном/повратном воду гидроцилиндра стреле и притисци у потисном/повратном p_{41}/p_{42} воду гидроцилиндра кашике. Узорковање мерених величина вршено је у временском интервалу $\Delta t=0,02 s$. Мерни ланац чине два давача угла *Vigor SST810*, два давача притиска *HBM P4K* мерног опсега до $50 MPa$, један давач притиска *HBM P11* мерног опсега до $20 MPa$, један давач притиска *HBM P3M* мерног опсега до $100 MPa$, појачивач сигнала *Quantum MX840B* и преносиви рачунар.

У прилогу су дате мерене величине (сл. П3.3, П3.4, П3.5, П3.6) за први, други, трећи и шести обављени манипулациони задатак утоваривача.

Табела П3.2 Мерена величине утоваривача при раду у експлоатационим условима (сл. П3.2)

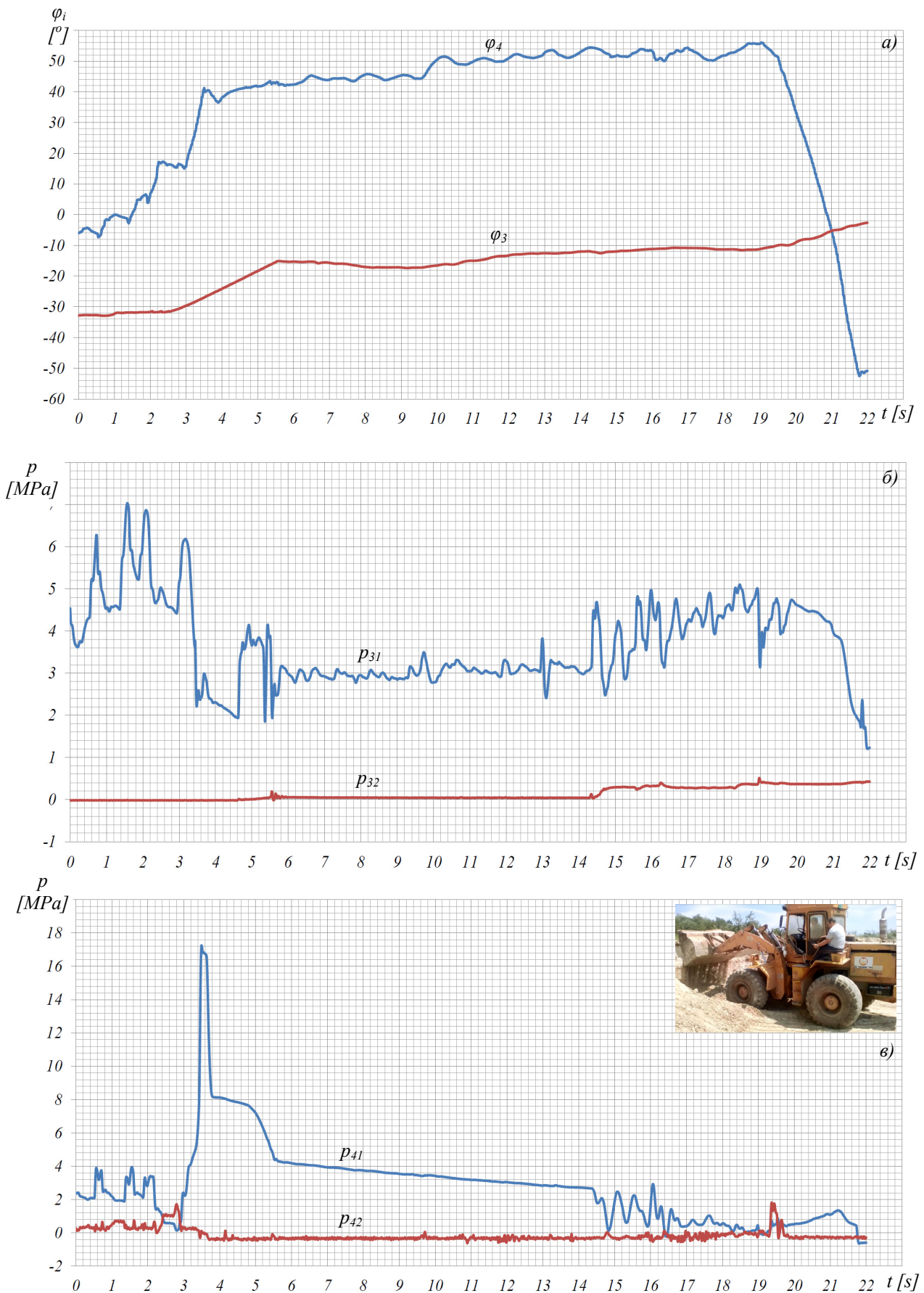
Мерно место	Мерене величине	Ознака	Јединица	Давач
M_3	Угао положаја стреле	φ_{3m}	$^\circ$	<i>Vigor SST810</i>
M_4	Угао положаја леђне равни кашике	φ_{4m}	$^\circ$	<i>Vigor SST810</i>
M_{c31}	Притисак у потисном воду гидроцилиндара стреле	p_{31}	MPa	<i>HBM P4K</i>
M_{c32}	Притисак у повратном воду гидроцилиндара стреле	p_{32}	MPa	<i>HBM P11</i>
M_{c41}	Притисак у потисном воду гидроцилиндара кашике	p_{41}	MPa	<i>HBM P4K</i>
M_{c42}	Притисак у повратном воду гидроцилиндара кашике	p_{42}	MPa	<i>HBM P3M</i>



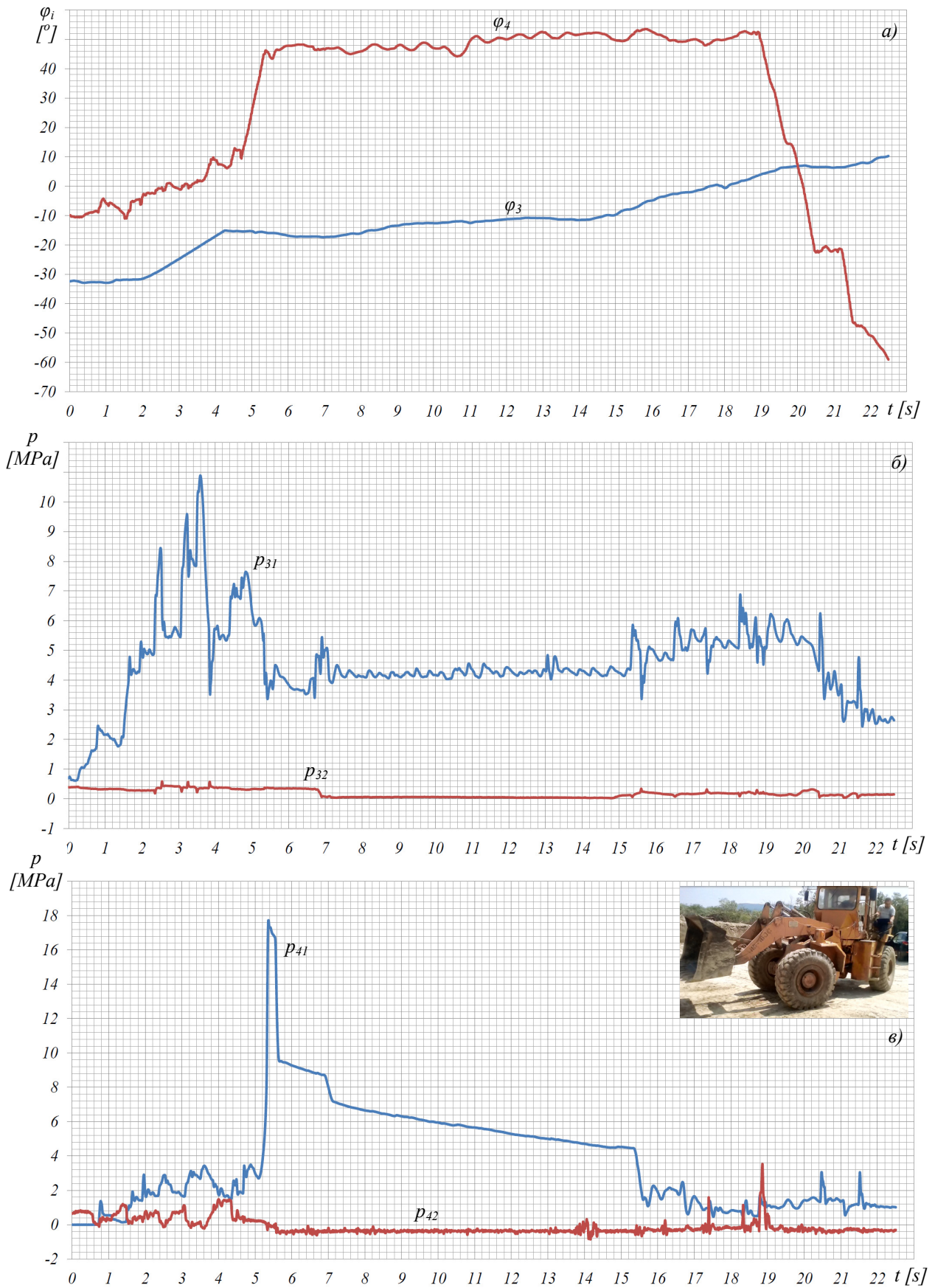
Сл. П3.2 Мерни ланац: а) мерни ланац, б) давач угла положаја стреле, в) давач угла положаја кашике, г) давачи притиска у водовима гидроцилиндра стреле, д) давачи притиска у водовима гидроцилиндра кашике



Сл. ПЗ.3 Мерене величине при првом манипулационом задатку: а) углови φ_3 , φ_4 положаја стреле и кашике, б) притисци p_{31} и p_{32} у радним водовима хидроцилиндара стреле, в) притисци p_{41} и p_{42} у радним водовима хидроцилиндара кашике



Сл. ПЗ.4 Мерене величине при другом манипулационом задатку: а) углови φ_3 , φ_4 положаја стреле и кашике, б) притисци p_{31} и p_{32} у радним водовима хидроцилиндара стреле, в) притисци p_{41} и p_{42} у радним водовима хидроцилиндара кашике



Сл. ПЗ.5 Мерене величине при трећем манипулационом задатку: а) углови φ_3 , φ_4 положаја стреле и кашике, б) притисци p_{31} и p_{32} у радним водовима хидроцилиндара стреле, в) притисци p_{41} и p_{42} у радним водовима хидроцилиндара кашике



Сл. ПЗ.6 Мерење величине при шестом манипулационом задатку: а) углови φ_3 , φ_4 положаја стреле и кашике, б) притисци p_{31} и p_{32} у радним водовима хидроцилиндара стреле, в) притисци p_{41} и p_{42} у радним водовима хидроцилиндара кашике

ПРИЛОГ П4 - Оцене чланова тима одлучивања

УПИТНИК 1

за проф. др Миломира Гашића, редовног професора у пензији
Факултета за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу

Молимо Вас да оцените значај развијених критеријума отимизације за пример поступка одлучивања у оквиру докторске дисертације под називом *Вишекритеријумска оптимална синтеза погонских механизма манипулатора утоваривача*, Јована Павловића, асистента Машинског факултета Универзитета у Нишу.

Значај критеријума се оценује на основу следећих метода вишекритеријумског одлучивања: *FUCOM*, *PAPRICIA* и *Fuzzy AHP* попуњавањем следећих табела:

Развијени критеријуми:

1. Кинематички критеријум K_1
2. Критеријум усмерене силе кидања K_2
3. Триболошки критеријум K_3
4. Временски критеријум K_4
5. Критеријум масе манипулатора K_5
6. Динамички критеријум K_6

Табела Т1 Релативне тежине критеријума методе *FUCOM*

Критеријум	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>u</i>
K_2	1	1	1
K_1	1	1	1
K_3	0.666	1	1.5
K_4	1.5	2	2.5
K_5	1.5	2	2.5
K_6	2.5	3	3.5

Табела Т2.1 Релативне тежине критеријума методе *PAPRICIA* - директни значај

Критеријум	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>u</i>
K_1	1	1	1
K_2	1.11	1.15	1.2
K_3	0.5	0.667	0.511
K_4	1	1	0.994
K_5	0.667	1.000	0.694
K_6	0.667	1.000	0.694

Табела Т2.2 Релативне тежине критеријума методе *PAPRICIA* - индиректни значај

Критеријум	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>u</i>
K_6	1	1	1
K_5	1	1	1.05
K_4	1.1	1.15	1.2
K_3	1	1	1.05
K_2	1.2	1.45	1.5
K_1	0.667	1	0.694

Табела Т3 Релативне тежине критеријума методе *Fuzzy AHP*

	K_1			K_2			K_3			K_4			K_5			K_6		
K_1	1	1	1	0.666	1	2	1	1.5	2	1	1.5	2	1.5	2	2.5	1.5	2	2.5
K_2	1.515	1	0.5	1	1	1	1.5	2	2.5	1.5	2	2.5	2	2.5	3	2	2.5	3
K_3	1	0.666	0.5	0.666	0.5	0.4	1	1	1	1	1	1	0.5	1	1.5	1	1.5	2
K_4	1	0.666	0.5	0.666	0.5	0.4	1	1	1	1	1	1	0.5	1	1.5	1	1.5	2
K_5	0.666	0.5	0.4	0.5	0.4	0.333	2	1	0.666	2	1	0.666	1	1	1	1	1	1
K_6	0.666	0.5	0.4	0.5	0.4	0.333	1	0.666	0.5	1	0.666	0.5	1	1	1	1	1	1

Датум: 22.12.2020.

М. Гашић

Потпис

ПРИЛОГ П4 - Оцене чланова тима одлучивања

УПИТНИК 2

за проф. др Јована Владића, редовног професора у пензији
Факултета техничких наука Универзитета у Новом Саду

Молимо Вас да оцените значај развијених критеријума оптимизације за пример поступка одлучивања у оквиру докторске дисертације под називом *Вишекритеријумска оптимална синтеза погонских механизма манипулатора утоваривача*, Јована Павловића, асистента Машинског факултета Универзитета у Нишу.

Значај критеријума се оценује на основу следећих метода вишекритеријумског одлучивања: *FUCOM*, *PAPRICIA* и *Fuzzy AHP* попуњавањем следећих табела:

Развијени критеријуми:

1. Кинематички критеријум K_1
2. Критеријум усмерене силе кидања K_2
3. Триболошки критеријум K_3
4. Временски критеријум K_4
5. Критеријум масе манипулатора K_5
6. Динамички критеријум K_6

Табела Т1 Релативне тежине критеријума методе *FUCOM*

Критеријум	l	m	u
K_5	1	1	1
K_6	0.666	1.000	1.500
K_3	0.666	1.000	1.500
K_4	1.500	2.000	2.500
K_1	1.500	2.000	2.500
K_2	2.500	3.000	3.500

Табела Т2.1 Релативне тежине критеријума методе *PAPRICIA* - директни значај

Критеријум	l	m	u
K_1	1	1	1
K_2	1.000	1.000	0.944
K_3	1.400	1.600	1.650
K_4	0.667	1.000	0.694
K_5	1.300	1.450	1.500
K_6	1.000	1.000	0.944

Табела Т2.2 Релативне тежине критеријума методе *PAPRICIA* - индиректни значај

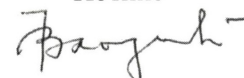
Критеријум	l	m	u
K_6	1	1	1
K_5	0.667	1.000	0.694
K_4	0.400	0.500	0.406
K_3	1.100	1.150	1.200
K_2	0.500	0.667	0.511
K_1	1.000	1.000	1.050

Табела Т3 Релативне тежине критеријума методе *Fuzzy AHP*

	K_1			K_2			K_3			K_4			K_5			K_6		
K_1	1	1	1	0.50	1.00	1.50	0.50	0.66	1.00	0.66	1.00	2.00	0.40	0.50	0.66	0.40	0.50	0.66
K_2	2.00	1.00	0.66	1	1	1	0.50	0.66	1.00	0.50	0.66	1.00	0.33	0.40	0.50	0.40	0.50	0.66
K_3	2.00	1.52	1.00	2.00	1.52	1.00	1	1	1	0.50	1.00	1.50	0.50	0.66	1.00	0.66	1.00	2.00
K_4	1.52	1	0.50	2.00	1.52	1.00	2.00	1.00	0.66	1	1	1	0.40	0.50	0.66	0.50	0.66	1.00
K_5	2.50	2.00	1.52	3.03	2.50	2.00	2.00	1.52	1.00	2.50	2.00	1.52	1	1	1	0.50	1.00	1.50
K_6	2.50	2.00	1.52	2.50	2.00	1.52	1.52	1.00	0.50	2.00	1.52	1.00	2.00	1.00	0.66	1	1	1

Датум: 22.12.2020. год.

Потпис



ПРИЛОГ П4 - Оцене чланова тима одлучивања

SURVEY 3

for **Rosen Mitrev, PhD, Assoc. Prof.**
 Technical University of Sofia

Please evaluate the importance of the developed optimization criteria for the example of the decision-making procedure within the doctoral dissertation entitled: Multicriteria optimal synthesis of drive mechanisms of the loader manipulator by Jovan Pavlović, teaching assistant at the Faculty of Mechanical Engineering, University of Niš.

The significance of the criteria is assessed on the basis of the following methods of multi-criteria decision-making: FUCOM, PAPRICIA and Fuzzy AHP by filling in the following tables:

Developed optimization criteria:

1. Kinematic criterion K_1
2. Criterion of directed breaking force K_2
3. Tribological criterion K_3
4. Time criterion K_4
5. Mass of manipulator criterion K_5
6. Dynamic criterion K_6

Table T1 Relative criteria weights of FUCOM method

Criterion	l	m	u
K_4	1	1	1
K_3	1	1	1
K_5	0.666	1.000	1.500
K_6	1.500	2.000	2.500
K_1	1.500	2.000	2.500
K_2	2.500	3.000	3.500

Table T2.1 Relative criteria weights of PAPRICIA method - direct significance

Критеријум	l	m	u
K_1	1	1	1
K_2	1.000	1.000	1.050
K_3	1.400	1.600	1.650
K_4	1.000	1.000	1.050
K_5	0.667	1.000	0.694
K_6	1.000	1.000	0.944

Table T2.2 Relative criteria weights of PAPRICIA method - indirect significance

Критеријум	l	m	u
K_6	1	1	1
K_5	1.000	1.000	1.050
K_4	1.100	1.150	1.200
K_3	0.667	1.000	0.694
K_2	0.333	0.400	0.337
K_1	1.000	1.000	1.050

Table T3 Relative criteria weights of Fuzzy AHP method

	K_1			K_2			K_3			K_4			K_5			K_6		
K_1	1	1	1	0.5	1	1.5	0.4	0.5	0.66	0.33	0.4	0.5	0.5	0.66	1	0.66	1	2
K_2	2	1	0.66	1	1	1	0.4	0.5	0.66	0.33	0.4	0.5	0.5	0.66	1	0.66	1	2
K_3	2.5	2	1.52	2.5	2	1.52	1	1	1	1	1	1	0.5	1	1.5	1.5	2	2.5
K_4	3.03	2.5	2	3.03	2.5	2	1	1	1	1	1	1	1	1.5	2	1.5	2	2.5
K_5	2	1.52	1	2	1.52	1	2	1	0.66	1	0.66	0.5	1	1	1	0.5	1	1.5
K_6	1.52	1	0.5	1.52	1	0.5	0.666	0.5	0.4	0.666	0.5	0.4	2	1	0.66	1	1	1

Date: 24.12.2020.

Rosen Mitrev
 Name and surname



ПРИЛОГ П4 - Оцене чланова тима одлучивања

УПИТНИК 4

за проф. др Драгослав Јаношевић, редовног професора у пензији
Машинског факултета, Универзитета у Нишу

Молимо Вас да оцените значај развијених критеријума оптимизације за пример поступка одлучивања у оквиру докторске дисертације под називом *Вишекритеријумска оптимална синтеза погонских механизма манипулатора утоваривача*, Јована Павловића, асистента Машинског факултета Универзитета у Нишу.

Значај критеријума се оценује на основу следећих метода вишекритеријумског одлучивања: *FUCOM*, *PAPRICIA* и *Fuzzy ANP* попуњавањем следећих табела:

Развијени критеријуми:

1. Кинематички критеријум K_1
2. Критеријум усмерене силе кидања K_2
3. Триболошки критеријум K_3
4. Временски критеријум K_4
5. Критеријум масе манипулатора K_5
6. Динамички критеријум K_6

Табела Т1 Релативне тежине критеријума методе *FUCOM*

Критеријум	l	m	u
K_1	1	1	1
K_2	1	1	1
K_3	0.666	1.000	1.500
K_4	1.500	2.000	2.500
K_5	1.500	2.000	2.500
K_6	2.500	3.000	3.500

Табела Т2.1 Релативне тежине критеријума методе *PAPRICIA* - директни значај

Критеријум	l	m	u
K_1	1	1	1
K_2	1	1	1
K_3	1	1	0.944
K_4	0.667	1	0.694
K_5	0.5	0.667	0.511
K_6	0.5	0.667	0.511

Табела Т2.2 Релативне тежине критеријума методе *PAPRICIA* - индиректни значај

Критеријум	l	m	u
K_6	1	1	1
K_5	1.3	1.45	1.5
K_4	1.2	1.3	1.35
K_3	1.2	1.3	1.35
K_2	1.1	1.15	1.2
K_1	1.000	1.000	1.05

Табела Т3 Релативне тежине критеријума методе *Fuzzy ANP*

	K_1			K_2			K_3			K_4			K_5			K_6		
K_1	1	1	1	1	1	1	0.5	1	1.5	0.5	1	1.5	1	1.5	2	1.5	2	2.5
K_2	1	1	1	1	1	1	1	1.5	2	1	1.5	2	1.5	2	2.5	1.5	2	2.5
K_3	2	1	0.66	1	0.66	0.5	1	1	1	1	1	1	1.5	2	2.5	1.5	2	2.5
K_4	2	1	0.66	1	0.66	0.5	1	1	1	1	1	1	1.5	2	2.5	1.5	2	2.5
K_5	1	0.66	0.5	0.66	0.5	0.4	0.666	0.5	0.4	0.666	0.5	0.4	1	1	1	1.5	2	2.5
K_6	0.66	0.5	0.4	0.66	0.5	0.4	0.666	0.5	0.4	0.666	0.5	0.4	0.666	0.5	0.4	1	1	1

Драгослав Јаношевић

Потпис

Датум: 25.12.2020. год

ПРИЛОГ П4 - Оцене чланова тима одлучивања

УПИТНИК 5

за **Јована Павловића**, асистента
 Машинског факултета, Универзитета у Нишу

Молимо Вас да оцените значај развијених критеријума отимизације за пример поступка одлучивања у оквиру докторске дисертације под називом *Вишекритеријумска оптимална синтеза погонских механизма манипулатора утоваривача*, Јована Павловића, асистента Машинског факултета Универзитета у Нишу.

Значај критеријума се оценује на основу следећих метода вишекритеријумског одлучивања: *FUCOM*, *PAPRICIA* и *Fuzzy ANP* попуњавањем следећих табела:

Развијени критеријуми:

1. Кинематички критеријум K_1
2. Критеријум усмерене силе кидања K_2
3. Триболошки критеријум K_3
4. Временски критеријум K_4
5. Критеријум масе манипулатора K_5
6. Динамички критеријум K_6

Табела Т1 Релативне тежине критеријума методе *FUCOM*

Критеријум	l	m	u
K_1	1	1	1
K_2	0.666	1.000	1.500
K_3	0.666	1.000	1.500
K_4	1.500	2.000	2.500
K_6	1.500	2.000	2.500
K_5	2.500	3.000	3.500

Табела Т2.1 Релативне тежине критеријума методе *PAPRICIA* - директни значај

Критеријум	l	m	u
K_1	1	1	1
K_2	1.000	1.000	0.944
K_3	0.500	0.667	0.511
K_4	0.667	1.000	0.694
K_5	0.500	0.667	0.511
K_6	1.100	1.150	1.200

Табела Т2.2 Релативне тежине критеријума методе *PAPRICIA* - индиректни значај

Критеријум	l	m	u
K_6	1	1	1
K_5	0.667	1.000	0.694
K_4	1.200	1.300	1.350
K_3	1.100	1.150	1.200
K_2	1.100	1.150	1.200
K_1	1.000	1.000	1.050

Табела Т3 Релативне тежине критеријума методе *Fuzzy ANP*

	K_1			K_2			K_3			K_4			K_5			K_6		
K_1	1	1	1	0.50	1.00	1.50	1.00	1.50	2.00	1.50	2.00	2.50	2.00	2.50	3.00	1.50	2.00	2.50
K_2	2.00	1.00	0.66	1	1	1	0.50	1.00	1.50	1.50	2.00	2.50	2.00	2.50	3.00	1.50	2.00	2.50
K_3	1.00	0.66	0.50	2.00	1.00	0.66	1	1	1	1.00	1.50	2.00	1.50	2.00	2.50	1.00	1.50	2.00
K_4	0.66	0.50	0.40	0.66	0.50	0.40	1.00	0.66	0.50	1	1	1	1.00	1.50	2.00	1.00	1.50	2.00
K_5	0.50	0.40	0.33	0.50	0.40	0.33	0.66	0.50	0.40	1.00	0.66	0.50	1	1	1	0.66	1.00	2.00
K_6	0.66	0.50	0.40	0.66	0.50	0.40	1.00	0.66	0.50	1.00	0.66	0.50	1.51	1.00	0.50	1	1	1



Потпис

Датум: 24.12.2020.

ПРИЛОГ П5 – Резултати одлучивања

Тежински коефицијенти критеријума и ваљаност варијантних решења механизма манипулатора према оценама критеријума које је дао у УПИТНИКУ 1 члан тима одлучивања проф. др Миломир Гашић, редовни професор у пензији.

Табела П5.1 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-АНР

Критеријум K_i	Тежински коефицијент w_i
K_1	0,29550
K_2	0,36348
K_3	0,11714
K_4	0,11714
K_5	0,10674
K_6	0,00000

1. Кинематички критеријум K_1
2. Критеријум усмерене силе кидања K_2
3. Триболошки критеријум K_3
4. Временски критеријум K_4
5. Критеријум масе манипулатора K_5
6. Динамички критеријум K_6

Табела П5.2 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-FUCOM

Тежински коефицијент	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
w_l	0,14119	0,19359	0,15070	0,05300	0,04855	0,04776
w_m	0,24599	0,19359	0,24600	0,13332	0,14920	0,10095
w_u	0,24600	0,19359	0,25133	0,13332	0,16383	0,10095

Табела П5.3 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-PIPRECIA

Тежински коефицијент	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
w_l	0,15298	0,18197	0,13091	0,13091	0,10684	0,09310
w_m	0,21153	0,22699	0,14548	0,14548	0,13526	0,13526
w_u	0,26893	0,34509	0,19604	0,19028	0,14909	0,12874

Табела П5.4 Ваљаност варијанти механизма са различитим тежинским коефицијентима критеријума

E_v	K_1 $\min f_1$	K_2 $\max f_2$	K_3 $\min f_3$	K_4 $\min f_4$	K_5 $\min f_5$	K_6 $\min f_6$	v_i	Ранг
V.001	4,0891	22,652	425,137	8,50435	971,621	0,01423	0.1304	26
V.014	0,1834	22,653	541,58	8,11327	1085,811	0,01198	0.9112	6
V.020	0,7336	22,591	446,604	7,82753	900,815	0,01232	0.8402	21
V.026	1,3679	21,718	473,667	8,00268	1048,561	0,01033	0.6830	22
V.028	0,1548	21,974	513,465	8,52316	1099,59	0,01020	0.9201	4
V.033	0,1077	22,553	634,874	7,91013	1218,694	0,01617	0.8766	16
V.036	0,3319	23,658	424,215	7,9095	1084,033	0,01147	0.9169	5
V.051	0,154	23,217	708,934	8,22725	1319,761	0,01560	0.8451	20
V.053	0,5375	22,58	498,66	7,89929	912,036	0,01477	0.8780	14
V.064	0,3853	22,055	598,755	7,79433	1101,295	0,01533	0.8736	17
V.095	0,4155	22,909	448,396	7,64787	952,286	0,01165	0.9107	7
V.108	3,429	23,416	674,644	7,83184	1391,96	0,01653	0.1642	24
V.111	0,2544	22,709	470,975	8,06341	974,863	0,00946	0.9336	1
V.117	0,4953	23,036	476,138	7,57802	904,988	0,01415	0.8902	13
V.135	3,9785	22,732	425,254	8,10467	903,912	0,01304	0.1404	25
V.147	0,4578	22,227	641,743	8,11249	1064,816	0,01623	0.8523	19
V.150	0,4076	22,861	515,947	8,15462	1075,259	0,01252	0.8913	11
V.178	2,2599	21,535	602,219	7,74921	1122,245	0,01535	0.4573	23
V.223	0,2273	21,484	509,715	7,85312	971,883	0,01344	0.9285	2
V.236	0,4867	22,054	476,795	8,18727	967,528	0,01344	0.8915	10
V.245	0,4405	22,777	615,591	7,88498	1092,325	0,01435	0.8603	18
V.267	0,2881	22,455	559,207	8,19579	1172,175	0,01244	0.8906	12
V.271	0,4136	22,478	372,014	7,74989	812,676	0,00856	0.9228	3
V.278	0,4739	22,064	444,064	8,13061	1008,867	0,00998	0.8975	9
V.290	0,3003	22,587	524,807	8,19577	1071,2	0,01276	0.9061	8
V.295	0,5196	22,247	516,179	7,82127	961,929	0,01347	0.8776	15

ПРИЛОГ П5 – Резултати одлучивања

Тежински коефицијенти критеријума и ваљаност варијантних решења механизма манипулатора према оценама критеријума које је дао у УПИТНИКУ 2 члан тима одлучивања проф. др Јован Владић, редовни професор у пензији.

Табела П5.1 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-АНР

Критеријум K_i	Тежински коефицијент w_i
1. Кинематички критеријум K_1	0,10762
2. Критеријум усмерене силе кидања K_2	0,08662
3. Триболошки критеријум K_3	0,17797
4. Временски критеријум K_4	0,14565
5. Критеријум масе манипулатора K_5	0,25764
6. Динамички критеријум K_6	0,22450

Табела П5.2 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-FUCOM

Тежински коефицијент	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
w_l	0,04340	0,05067	0,09124	0,03907	0,12423	0,12226
w_m	0,13575	0,10582	0,20909	0,13475	0,24581	0,26791
w_u	0,16914	0,10582	0,20910	0,13476	0,24582	0,26792

Табела П5.3 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-PIPRECIA

Тежински коефицијент	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
w_l	0,08107	0,08107	0,12723	0,10607	0,16247	0,19646
w_m	0,09464	0,09464	0,16242	0,14971	0,24929	0,24929
w_u	0,12069	0,11448	0,24677	0,19195	0,35550	0,37667

Табела П5.4 Ваљаност варијанти механизма са различитим тежинским коефицијентима критеријума

E_v	K_1 $\min f_1$	K_2 $\max f_2$	K_3 $\min f_3$	K_4 $\min f_4$	K_5 $\min f_5$	K_6 $\min f_6$	v_i	Ранг
V.001	4,0891	22,652	425,137	8,50435	971,621	0,01423	0.3090	25
V.014	0,1834	22,653	541,58	8,11327	1085,811	0,01198	0.7496	8
V.020	0,7336	22,591	446,604	7,82753	900,815	0,01232	0.7706	7
V.026	1,3679	21,718	473,667	8,00268	1048,561	0,01033	0.6852	17
V.028	0,1548	21,974	513,465	8,52316	1099,59	0,01020	0.7888	5
V.033	0,1077	22,553	634,874	7,91013	1218,694	0,01617	0.6149	20
V.036	0,3319	23,658	424,215	7,9095	1084,033	0,01147	0.7876	6
V.051	0,154	23,217	708,934	8,22725	1319,761	0,01560	0.5875	22
V.053	0,5375	22,58	498,66	7,89929	912,036	0,01477	0.7012	16
V.064	0,3853	22,055	598,755	7,79433	1101,295	0,01533	0.6424	19
V.095	0,4155	22,909	448,396	7,64787	952,286	0,01165	0.8125	4
V.108	3,429	23,416	674,644	7,83184	1391,96	0,01653	0.1352	26
V.111	0,2544	22,709	470,975	8,06341	974,863	0,00946	0.8610	2
V.117	0,4953	23,036	476,138	7,57802	904,988	0,01415	0.7290	13
V.135	3,9785	22,732	425,254	8,10467	903,912	0,01304	0.3474	24
V.147	0,4578	22,227	641,743	8,11249	1064,816	0,01623	0.6134	21
V.150	0,4076	22,861	515,947	8,15462	1075,259	0,01252	0.7349	11
V.178	2,2599	21,535	602,219	7,74921	1122,245	0,01535	0.4069	23
V.223	0,2273	21,484	509,715	7,85312	971,883	0,01344	0.7478	9
V.236	0,4867	22,054	476,795	8,18727	967,528	0,01344	0.7401	10
V.245	0,4405	22,777	615,591	7,88498	1092,325	0,01435	0.6557	18
V.267	0,2881	22,455	559,207	8,19579	1172,175	0,01244	0.7045	15
V.271	0,4136	22,478	372,014	7,74989	812,676	0,00856	0.9384	1
V.278	0,4739	22,064	444,064	8,13061	1008,867	0,00998	0.8331	3
V.290	0,3003	22,587	524,807	8,19577	1071,2	0,01276	0.7344	12
V.295	0,5196	22,247	516,179	7,82127	961,929	0,01347	0.7272	14

ПРИЛОГ П5 – Резултати одлучивања

Тежински коефицијенти критеријума и ваљаност варијантних решења механизма манипулатора према оценама критеријума које је дао у УПИТНИКУ 3 члан тима одлучивања проф. др Росен Митрев, ванредни професор.

Табела П5.1 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-АНР

Критеријум K_i	Тежински коефицијент w_i
1. Кинематички критеријум K_1	0,08398
2. Критеријум усмерене силе кидања K_2	0,09877
3. Триболошки критеријум K_3	0,24268
4. Временски критеријум K_4	0,28724
5. Критеријум масе манипулатора K_5	0,17798
6. Динамички критеријум K_6	0,10935

Табела П5.2 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-FUCOM

Тежински коефицијент	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
w_l	0,04855	0,04776	0,14119	0,19359	0,15070	0,05300
w_m	0,14920	0,10095	0,24599	0,19359	0,24600	0,13332
w_u	0,16383	0,10095	0,24600	0,19359	0,25133	0,13332

Табела П5.3 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-PIPRECIA

Тежински коефицијент	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
w_l	0,08311	0,08311	0,13854	0,16324	0,13727	0,13727
w_m	0,10480	0,10480	0,20518	0,20518	0,19003	0,19003
w_u	0,12831	0,12844	0,29383	0,33511	0,26115	0,24763

Табела П5.4 Ваљаност варијанти механизма са различитим тежинским коефицијентима критеријума

E_v	K_1 $\min f_1$	K_2 $\max f_2$	K_3 $\min f_3$	K_4 $\min f_4$	K_5 $\min f_5$	K_6 $\min f_6$	v_i	Ранг
V.001	4,0891	22,652	425,137	8,50435	971,621	0,01423	0.3291	25
V.014	0,1834	22,653	541,58	8,11327	1085,811	0,01198	0.7573	13
V.020	0,7336	22,591	446,604	7,82753	900,815	0,01232	0.8044	6
V.026	1,3679	21,718	473,667	8,00268	1048,561	0,01033	0.6804	17
V.028	0,1548	21,974	513,465	8,52316	1099,59	0,01020	0.7806	10
V.033	0,1077	22,553	634,874	7,91013	1218,694	0,01617	0.6521	20
V.036	0,3319	23,658	424,215	7,9095	1084,033	0,01147	0.8229	5
V.051	0,154	23,217	708,934	8,22725	1319,761	0,01560	0.6040	22
V.053	0,5375	22,58	498,66	7,89929	912,036	0,01477	0.7597	12
V.064	0,3853	22,055	598,755	7,79433	1101,295	0,01533	0.6789	18
V.095	0,4155	22,909	448,396	7,64787	952,286	0,01165	0.8422	3
V.108	3,429	23,416	674,644	7,83184	1391,96	0,01653	0.1499	26
V.111	0,2544	22,709	470,975	8,06341	974,863	0,00946	0.8493	2
V.117	0,4953	23,036	476,138	7,57802	904,988	0,01415	0.7880	7
V.135	3,9785	22,732	425,254	8,10467	903,912	0,01304	0.3533	24
V.147	0,4578	22,227	641,743	8,11249	1064,816	0,01623	0.6454	21
V.150	0,4076	22,861	515,947	8,15462	1075,259	0,01252	0.7571	15
V.178	2,2599	21,535	602,219	7,74921	1122,245	0,01535	0.4246	23
V.223	0,2273	21,484	509,715	7,85312	971,883	0,01344	0.7859	8
V.236	0,4867	22,054	476,795	8,18727	967,528	0,01344	0.7857	9
V.245	0,4405	22,777	615,591	7,88498	1092,325	0,01435	0.6742	19
V.267	0,2881	22,455	559,207	8,19579	1172,175	0,01244	0.7175	16
V.271	0,4136	22,478	372,014	7,74989	812,676	0,00856	0.9350	1
V.278	0,4739	22,064	444,064	8,13061	1008,867	0,00998	0.8369	4
V.290	0,3003	22,587	524,807	8,19577	1071,2	0,01276	0.7571	14
V.295	0,5196	22,247	516,179	7,82127	961,929	0,01347	0.7617	11

ПРИЛОГ П5 – Резултати одлучивања

Тежински коефицијенти критеријума и ваљаност варијантних решења механизма манипулатора према оценама критеријума које је дао у УПИТНИКУ 4 члан тима одлучивања проф. др Драгослав Јаношевић, редовни професор у пензији.

Табела П5.1 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-АНР

Критеријум K_i	Тежински коефицијент w_i
1. Кинематички критеријум K_1	0,20775
2. Критеријум усмерене силе кидања K_2	0,25578
3. Триболошки критеријум K_3	0,21544
4. Временски критеријум K_4	0,21544
5. Критеријум масе манипулатора K_5	0,10560
6. Динамички критеријум K_6	0,00000

Табела П5.2 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-FUCOM

Тежински коефицијент	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
w_l	0,19359	0,14119	0,15070	0,05300	0,04855	0,04776
w_m	0,19359	0,24599	0,24600	0,13332	0,14920	0,10095
w_u	0,19359	0,24600	0,25133	0,13332	0,16383	0,10095

Табела П5.3 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-PIPRECIA

Тежински коефицијент	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
w_l	0,16548	0,16548	0,16007	0,12251	0,08686	0,05894
w_m	0,21634	0,21634	0,19801	0,16684	0,12151	0,08096
w_u	0,38210	0,36845	0,31079	0,21397	0,14079	0,07951

Табела П5.4 Ваљаност варијанти механизма са различитим тежинским коефицијентима критеријума

E_v	K_1 $\min f_1$	K_2 $\max f_2$	K_3 $\min f_3$	K_4 $\min f_4$	K_5 $\min f_5$	K_6 $\min f_6$	v_i	Ранг
V.001	4,0891	22,652	425,137	8,50435	971,621	0,01423	0.1795	25
V.014	0,1834	22,653	541,58	8,11327	1085,811	0,01198	0.8788	10
V.020	0,7336	22,591	446,604	7,82753	900,815	0,01232	0.8378	16
V.026	1,3679	21,718	473,667	8,00268	1048,561	0,01033	0.6832	22
V.028	0,1548	21,974	513,465	8,52316	1099,59	0,01020	0.8921	6
V.033	0,1077	22,553	634,874	7,91013	1218,694	0,01617	0.8303	18
V.036	0,3319	23,658	424,215	7,9095	1084,033	0,01147	0.9104	3
V.051	0,154	23,217	708,934	8,22725	1319,761	0,01560	0.7898	21
V.053	0,5375	22,58	498,66	7,89929	912,036	0,01477	0.8634	13
V.064	0,3853	22,055	598,755	7,79433	1101,295	0,01533	0.8347	17
V.095	0,4155	22,909	448,396	7,64787	952,286	0,01165	0.9028	4
V.108	3,429	23,416	674,644	7,83184	1391,96	0,01653	0.1630	26
V.111	0,2544	22,709	470,975	8,06341	974,863	0,00946	0.9159	2
V.117	0,4953	23,036	476,138	7,57802	904,988	0,01415	0.8791	9
V.135	3,9785	22,732	425,254	8,10467	903,912	0,01304	0.1887	24
V.147	0,4578	22,227	641,743	8,11249	1064,816	0,01623	0.8074	20
V.150	0,4076	22,861	515,947	8,15462	1075,259	0,01252	0.8692	12
V.178	2,2599	21,535	602,219	7,74921	1122,245	0,01535	0.4532	23
V.223	0,2273	21,484	509,715	7,85312	971,883	0,01344	0.9014	5
V.236	0,4867	22,054	476,795	8,18727	967,528	0,01344	0.8792	8
V.245	0,4405	22,777	615,591	7,88498	1092,325	0,01435	0.8201	19
V.267	0,2881	22,455	559,207	8,19579	1172,175	0,01244	0.8574	15
V.271	0,4136	22,478	372,014	7,74989	812,676	0,00856	0.9239	1
V.278	0,4739	22,064	444,064	8,13061	1008,867	0,00998	0.8907	7
V.290	0,3003	22,587	524,807	8,19577	1071,2	0,01276	0.8788	11
V.295	0,5196	22,247	516,179	7,82127	961,929	0,01347	0.8590	14

ПРИЛОГ П5 – Резултати одлучивања

Тежински коефицијенти критеријума и ваљаност варијантних решења механизма манипулатора према оценама критеријума које је дао у УПИТНИКУ 5 члан тима одлучивања Јован Павловић, асистент.

Табела П5.1 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-АНР

Критеријум K_i	Тежински коефицијент w_i
1. Кинематички критеријум K_1	0.26958
2. Критеријум усмерене силе кидања K_2	0.25767
3. Триболошки критеријум K_3	0.20977
4. Временски критеријум K_4	0.12947
5. Критеријум масе манипулатора K_5	0.06205
6. Динамички критеријум K_6	0.07146

Табела П5.2 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-FUCOM

Тежински коефицијент	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
w_l	0,18051	0,12017	0,11824	0,08824	0,02998	0,03779
w_m	0,18054	0,23773	0,24091	0,20222	0,08752	0,13032
w_u	0,18055	0,23774	0,25911	0,20222	0,09813	0,13033

Табела П5.3 Тежински коефицијенти критеријума одређени методом F-PIPRECIA

Тежински коефицијент	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6
w_l	0,20202	0,20202	0,15116	0,12293	0,08958	0,10969
w_m	0,21489	0,21489	0,17209	0,15819	0,11472	0,12522
w_u	0,28943	0,27456	0,20394	0,16034	0,10558	0,13552

Табела П5.4 Ваљаност варијанти механизма са различитим тежинским коефицијентима критеријума

E_v	K_1 $\min f_1$	K_2 $\max f_2$	K_3 $\min f_3$	K_4 $\min f_4$	K_5 $\min f_5$	K_6 $\min f_6$	v_i	Ранг
V.001	4,0891	22,652	425,137	8,50435	971,621	0,01423	0.1579	26
V.014	0,1834	22,653	541,58	8,11327	1085,811	0,01198	0.8889	8
V.020	0,7336	22,591	446,604	7,82753	900,815	0,01232	0.8337	18
V.026	1,3679	21,718	473,667	8,00268	1048,561	0,01033	0.6845	22
V.028	0,1548	21,974	513,465	8,52316	1099,59	0,01020	0.9064	4
V.033	0,1077	22,553	634,874	7,91013	1218,694	0,01617	0.8351	17
V.036	0,3319	23,658	424,215	7,9095	1084,033	0,01147	0.9141	3
V.051	0,154	23,217	708,934	8,22725	1319,761	0,01560	0.8046	21
V.053	0,5375	22,58	498,66	7,89929	912,036	0,01477	0.8524	15
V.064	0,3853	22,055	598,755	7,79433	1101,295	0,01533	0.8361	16
V.095	0,4155	22,909	448,396	7,64787	952,286	0,01165	0.9012	5
V.108	3,429	23,416	674,644	7,83184	1391,96	0,01653	0.1632	25
V.111	0,2544	22,709	470,975	8,06341	974,863	0,00946	0.9246	1
V.117	0,4953	23,036	476,138	7,57802	904,988	0,01415	0.8682	13
V.135	3,9785	22,732	425,254	8,10467	903,912	0,01304	0.1673	24
V.147	0,4578	22,227	641,743	8,11249	1064,816	0,01623	0.8087	20
V.150	0,4076	22,861	515,947	8,15462	1075,259	0,01252	0.8739	10
V.178	2,2599	21,535	602,219	7,74921	1122,245	0,01535	0.4520	23
V.223	0,2273	21,484	509,715	7,85312	971,883	0,01344	0.8977	6
V.236	0,4867	22,054	476,795	8,18727	967,528	0,01344	0.8729	11
V.245	0,4405	22,777	615,591	7,88498	1092,325	0,01435	0.8266	19
V.267	0,2881	22,455	559,207	8,19579	1172,175	0,01244	0.8695	12
V.271	0,4136	22,478	372,014	7,74989	812,676	0,00856	0.9238	2
V.278	0,4739	22,064	444,064	8,13061	1008,867	0,00998	0.8952	7
V.290	0,3003	22,587	524,807	8,19577	1071,2	0,01276	0.8836	9
V.295	0,5196	22,247	516,179	7,82127	961,929	0,01347	0.8564	14

БИОГРАФИЈА АУТОРА

Јован Павловић, мастер инжењер машинства, рођен је у Београду 09. јула 1987. године. Основне студије је завршио на Машинском факултету у Нишу 2010. године на образовном профилу Саобраћајно машинство, транспортна техника и логистика са просечном оценом 9,00. На истом образовном профилу завршио је мастер студије 2012. године са просечном оценом 9,50.

Након завршених мастер студија уписао је докторске студије на Машинском факултету у Нишу, смер Транспортна техника. У периоду од 2013-2017. године био је стипендиста Министарства просвете, науке и технолошког развоја, од 2017. до 2019. радио је као истраживач сарадник на Машинском факултету у оквиру пројекта из програма технолошког развоја, бр. 35049.

Од децембра 2019. године ради као асистент на Машинском факултету у Нишу, за ужу научну област Транспортна техника и логистика. Ангажован је на извођењу вежби из предмета: Хидраулички и пнеуматички системи возила, САД студио машина и возила, Одржавање саобраћајно-транспортних средстава, Системи складиштења и дистрибуције, САД технологије, Теорија кретања возила на основним и мастер академским студијама Машинског факултета, Универзитета у Нишу.

Учествује је на националним и међународним конференцијама из области транспортне технике и логистике.

ИЗВЕШТАЈ О ОЦЕНИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

ПОДАЦИ О КАНДИДАТУ

Презиме, име једног
родитеља и име
Датум и место рођења

Јован Мирослав Павловић
09.07.1987. Београд

Основне студије

Универзитет
Факултет
Студијски програм
Звање
Година уписа
Година завршетка
Просечна оцена

Универзитет у Нишу
Машински факултет
Машинско инжењерство
Инжењер машинства
2006.
2010.
9,00

Мастер студије, магистарске студије

Универзитет
Факултет
Студијски програм
Звање
Година уписа
Година завршетка
Просечна оцена
Научна област
Наслов завршног рада

Универзитет у Нишу
Машински факултет
Машинско инжењерство
Мајстер инжењер машинства
2010.
2012.
9,50
Транспортна техника и логистика
Истраживање и развој хидрауличких трансмисија мобилних машина

Докторске студије

Универзитет
Факултет
Студијски програм
Година уписа
Остварен број ЕСПБ бодова
Просечна оцена

Универзитет у Нишу
Машински факултет
Машинско инжењерство
2012.
180
9,22

НАСЛОВ ТЕМЕ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Наслов теме докторске
дисертације
Име и презиме ментора,
звање
Број и датум добијања
сагласности за тему
докторске дисертације

Вишекритеријумска оптимална синтеза погонских механизма манипулатора
утоваривача
др Драгослав Јаношевић, редовни професор у пензији
НСВ број 8/20-01-005/17-025, 04.07.2017.

ПРЕГЛЕД ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Број страна
Број поглавља
Број слика (шема, графикона)
Број табела
Број прилога

185
6
106
81
5

МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ У НИШУ

Примљено:	02.6.2021.		
Орг. јед.	Број	Прилог	Вредност
	612-80-61/2021		

**ПРИКАЗ НАУЧНИХ И СТРУЧНИХ РАДОВА КАНДИДАТА
који садрже резултате истраживања у оквиру докторске дисертације**

Р. бр.	Аутор-и, наслов, часопис, година, број волумена, странице	Категорија
1.	<p>Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V.: <i>Optimization of a Loader Mechanism on the Basis of the Directed Digging Force</i>, Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering, Vol. 43, pp. 753–762, 2019. doi:10.1007/s40997-018-0236-z</p> <p>У раду је дефинисана усмерена сила копања као критеријум за оптималну синтезу погонских механизма манипулатора. Усмерена сила копања се дефинише на основу следећих сила: граничне силе копања које дозвољава стабилност утоваривача, граничне силе копања које омогућују погонски механизми манипулатора утоваривача и фактора који се односе на положај копања у радном простору утоваривача, правца и смера деловања могућег отпора копања. Општи математички модел и апликативни софтвер дефинишу се у сврху одређивања усмерене силе копања. На основу математичког модела утоваривача развијен је софтвер који омогућује одређивање и детаљну анализу сила копања у целом радном подручју утоваривача. Коришћењем развијеног софтвера обављена је анализа граничних сила копања и одређена дефинисана усмерена сила копања за две варијанте утоваривача исте масе (око 15000 kg са запремином кашике од 2,3 m³) са истим параметрима кинематичког ланца али различитим параметрима погонских механизма манипулатора.</p>	M23
2.	<p>Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V.: <i>Optimization of Manipulator Drive Mechanisms in Hydraulic Excavators on the Basis of the Tribological Criterion</i>, Scientia Iranica B, 27(5), pp. 2372-2381, 2020. doi: 10.24200/sci.2019.50617.1790</p> <p>У раду је дата функционална, структурна и триболошка анализа параметара кинематичких парова (зглобова) кинематичког ланца погонских механизма манипулатора хидрауличког багера. На основу спроведене анализе дефинисан је триболошки критеријум, као један од низа критеријума, за оптималну синтезу погонских механизма манипулатора хидрауличког багера. Показатељ критеријума је одређен као механичка ефикасност погонских мехнизма, да би се показао триболошки губитак снаге погонског механизма багера услед трења између елемената спојева погонског механизма манипулатора. Као пример, дати су експериментални резултати триболошког истраживања и показатељи триболошког критеријума током испитивања и синтезе погонских механизма манипулатора хидрауличког багра масе 17000 kg.</p>	M23
3.	<p>Pavlović, J., Jovanović, M., Milojević, A.: <i>Optimal Synthesis of the Manipulator Using Two Competitive Methods</i>, Facta universitatis Series: Mechanical Engineering Vol. 12, No 1, pp. 61-72, 2014.</p> <p>У раду је дата програмска реализација за тражење оптималне геометрије раванског Z-механизма. Рад показује математичку процедуру дефинисања функције циља, функција ограничења, области претраживања којима се решава задатак оптимизације. Полазећи од решења у пракси, дат је нумерички пример одређивања оптималног дизајна са четири параметра оптимизације. Сви параметри оптимизације су геометријски на механизму за одређивање нагиба кашике. Задатак је решаван различитим нумеричким методама - методом формалног претраживања хиперпростора (метода пасивног скенирања) и апроксимативном методом квадратног секвенцијалног програмирања - SQP (применом <i>fminmax</i> функције из Матлабовог оптимизационог toolbox-а). Верификација решења је вршена анимацијом у програму за геометријско моделирање. Резултати су графички илустровани.</p>	M24
4.	<p>Janošević, D., Pavlović, J., Jovanović, V., Milić, P.: <i>Kinematic and Dynamic Simulation of the Wheel Loaders with the Z-bar Working Mechanism</i>, IMK-14 – Research and Development in Heavy Machinery 20(2) pp. 39-46. 2014. (M52)</p> <p>У раду је развијен општи математички модел и софтвер за детаљну кинематичку и динамичку анализу утоваривача током симулираног манипулативног задатка који се састоји из операција захватања, пренос и истовар материјала. Математички модел је заснован на <i>Newton-Euler</i>-овим динамичким једначинама. Развијени модел и софтвер омогућују да се на основу задатих параметара манипулативног задатка одреде: линеарне и угаоне брзине и убрзања, инерцијалне силе и инерцијални моменти за средиште масе сваког члана кинематичког ланца и моменти оптерећења погонских механизма машине. Кинематички и динамички параметри добијени симулацијом представљају основу за дефинисање структуре чланова кинематичког ланца и оптималну синтезу погонских механизма утоваривача.</p>	M52
5.	<p>Pavlović, J., Janošević, D., Anđelković, B., Jovanović, V.: <i>Models for determination of the loaders digging resistance forces</i>, In Proceedings of the 4th International Conference Mechanical Engineering in XXI Century MASING 2018, Niš, Serbia, pp. 373-377, 2018.</p> <p>У раду су анализирани различити математички модели за аналитичко и нумеричко одређивање силе отпора копања утоваривача. Додатно, су приказати софтверски алати за одређивање силе отпора копања који се користе у нумеричкој симулацији рада утоваривача. Резултати анализе</p>	M33

	дати су на примеру утоваривача масе 15000 kg . са запремином кашике $2,7\text{ m}^3$, користећи аналитичке и нумеричке дискретне елементе (DEM).	
6	<p>Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V., Milić, P.: <i>Hydrostatic Systems for Vibration Damping in the Movement of Mobile Machinery</i>, In Proceedings of XXV International Conference "Noise and Vibration", Tara, Serbia, pp. 165-168, 2016.</p> <p>У раду су разматране концепције варијантних хидростатичких система за пригушивање вибрација при кретању мобилних машина. Системи су развијени на основу математичког модела мобилних машина у облику динамичког апсорбера који се састоји из ослоно-кретног члана са пнеуматичима еластично ослоњеног на подлогу кретања и манипулатора еластично повезаних за кретни механизмом хидроцилиндрима који се понашају као "хидрауличке опруге". Пригушивање вибрација при кретању машина засновано је на могућности промене запремине хидрауличког уља у водовима хидроцилиндара при подизању и спуштању манипулатора. Промена запремине уља се постиже уградњом посебних модуларних компонената (вентила и акумулатора) у хидростатички погонски систем машина при чему се мењају динамичке карактеристике машине и на тај начин стабилизују вибрације кретања.</p>	M33
7	<p>Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V., Petrović, N.: <i>Optimal Synthesis of the Loader's Manipulator Powertrains with Z Kinematics</i>, In Proceedings of 3rd International Conference Mechanical Engineering in XXI Century, Niš, Serbia, pp. 415-420, 2015.</p> <p>У раду приказан је општи поступак синтезе погонских механизма манипулатора Z кинематике утоваривача. Дат је алгоритам програма за генерисање могућих варијанти решења погонских механизма на основу дефинисаних области и постављених ограничења оптимизације. За избор оптималних решења погонских механизма манипулатора, из скупа генерисаних могућих решења, дефинисан је скуп кинематичких и динамичких критеријума оптимизације. Као пример, дати су резултати оптималног избора погонских механизма манипулатора Z кинематике утоваривача точкаша, масе 15000 kg и запремине кашике $2,5\text{ m}^3$.</p>	M33
8	<p>Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V.: <i>Tribological Criteria of Efficiency Evaluation in Work of Loader Manipulator</i>, In Proceedings of 17th Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia, Soko Banja, Serbia, pp.879-884, 2015.</p> <p>У раду је дат математички модел за одређивање губитака енергије у зглобовима кинематичког ланца и погонским механизмима манипулатора Z-кинематике утоваривача. Поред тога приказан је програм развијен на основу математичког модела који омогућује динамичку симулацију рада манипулатора. Програм омогућује да се симулацијом одређује губитак енергије и снаге настале услед трења у зглобовима кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора утоваривача током манипулационог задатка. Као пример дато је поређење величине губитка енергије за две варијанте манипулатора са различитим погонским механизмима за утоваривач масе 15000 kg.</p>	M33
9	<p>Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V., Milić, P.: <i>Dynamic analysis of the Z-bar loader working mechanism</i>, In Proceedings of the Fifth International Conference Transport and Logistics - TIL 2014, Niš, Serbia, pp. 119-123, 2014.</p> <p>У раду приказан је математички модел и програм за динамичку анализу утоваривача точкаша са манипулатором Z кинематике. Динамичком анализом одређују се силе инерције и моменти инерције за средиште масе чланова кинематичког ланца машине помоћу Newton-Euler - ових динамичких једначина. Као пример дати су резултати динамичке анализе утоваривача масе 15000 kg и запремине кашике $2,7\text{ m}^3$.</p>	M33
10	<p>Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V., Petrović, S.: <i>The Development of Hydrostatic Drive Transmissions of Wheel Loaders</i>, In Proceedings of the Eighth Triennial International Conference Heavy Machinery - HM 14, Zlatibor, Serbia, pp. 43-48, 2014. (M33)</p> <p>У раду је дефинисан поступак анализе и синтезе хидростатичких трансмисија кретања утоваривача точкаша. Дефинисан је општи поступак прорачуна на основу којег је развијен програм за модуларно пројектовање хидростатичке трансмисије. При прорачуну се задају услови кретања, маса и максимална брзина кретања машине. На основу задатих параметара програмом се према дефинисаним критеријумима одређују следеће основне компоненте трансмисије: дизел мотор, хидропумпе, хидромотори, мењач и погонски мостови трансмисије.</p>	M33
11	<p>Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V., Milić, P.: <i>Kinematic Analysis of the Z-Bar Loader Working Mechanism</i>, In Proceedings of the Eighth International Symposium Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering - KOD 2014, Balatonfüred, Hungary, pp. 47-50, 2014. (M33)</p> <p>У раду приказан је математички модел и програм за кинематичку анализу утоваривача точкаша са манипулатором Z кинематике. Кинематичком анализом се одређују линеарне и угаоне брзине и убрзања средишта маса чланова кинематичког ланца машине. Као пример дати су резултати кинематичке анализе утоваривача масе 15000 kg и запремине кашике $2,7\text{ m}^3$. При развоју уто-</p>	M33

	варивача точкаша неопходна је кинематичка анализа чланова кинематичког ланца и погонских механизма машине како би се оценила испуњеност постављених захтева посебно оних који се односе на Z кинематику манипулатора. Поред оцене испуњености захтева Z кинематике манипулатора, резултати кинематичке анализе представљају основу за динамичку анализу чланова кинематичког ланца.	
12	Pavlović, J., Janošević, D., Jovanović, V., Savić, I.: <i>Motion Regulation of the Wheel Loaders</i> , In Proceedings of the XII International Conference Systems, Automatic Control and Measurements - SAUM 2014, Niš, Serbia, pp. 336-340, 2014.	
	У раду је разматрана концепција хидростатичког система за регулацију кретања утоваривача точкаша при транспорту захваћеног материјала током одвијања циклуса рада машине. Систем је развијен на основу динамичког модела утоваривача који се састоји из ослоно-кретног члана еластично ослоњеног на путању кретања и манипулатора еластично повезаног за кретни механизам хидроцилиндрима стреле. Регулација кретања заснована је на могућности промена запремине хидрауличког уља у водовима и хидроцилиндрима за подизање и спуштање стреле манипулатора утоваривача. При чему се хидроцилиндри стреле понашају као "хидрауличке опруге", чије се динамичке карактеристике мењају променом запремине хидрауличког уља и на тај начин стабилизује кретање машине.	М33

ИСПУЊЕНОСТ УСЛОВА ЗА ОДБРАНУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Кандидат испуњава услове за оцену и одбрану докторске дисертације који су предвиђени Законом о високом образовању, Статутом Универзитета и Статутом Факултета.	ДА
--	----

Кандидат, Јован Павловић положио је све испите предвиђене наставним планом и програмом докторских студија на студијском програму Машинско инжењерство Машинског факултета Универзитета у Нишу и стекао право на израду докторске дисертације.

Јован Павловић је 24.03.2017. године, Одсеку за наставна и студентска питања Машинског факултета у Нишу, поднео захтев (број 612-80-69/2017) за одобрење теме докторске дисертације под називом „Вишекритеријумска оптимална синтеза погонских механизма манипулатора утоваривача”.

На предлог Наставно-научног већа Машинског факултета у Нишу, Научно-стручно веће за техничко-технолошке науке Универзитета у Нишу донело је Одлуку (број 8/20-01-004/17-038 од 15.05.2017. године) о именовању Комисије за оцену научне заснованости теме докторске дисертације у саставу: др Миомир Јовановић, редовни професор Машинског факултета у Нишу, др Драгослав Јаношевић, редовни професор Машинског факултета у Нишу, др Ненад Д. Павловић, редовни професор Машинског факултета у Нишу, др Миломир Гашић, редовни професор Факултета за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу и др Горан Петровић, доцент Машинског факултета у Нишу.

Наставно-научно веће Машинског факултета у Нишу је, на седници одржаној 23.06.2017. године, на основу Извештаја Комисије за оцену научне заснованости теме докторске дисертације (број 612-80-158/2017) Одлуком број 612-327-5/2017 усвојило тему докторске дисертације и предложило др Драгослава Јаношевића, редовног професора Машинског факултета у Нишу, за ментора.

Научно-стручно веће за техничко-технолошке науке Универзитета у Нишу је, на седници одржаној 04.07.2017. године, Одлуком број 8/20-01-005/17-025 дало сагласност на Одлуку о усвајању теме докторске дисертације и Одлуком број 8/20-01-007/17-026 од 04.07.2017. године именovalo др Драгослава Јаношевића, редовног професора Машинског факултета у Нишу, за ментора за израду докторске дисертације.

Јован Павловић је 03.03.2021. године поднео захтев, Одсеку за наставна и студентска питања Машинског факултета у Нишу, за одређивање Комисије за оцену и одбрану докторске дисертације. На предлог Наставно-научног већа Машинског факултета у Нишу, Научно-стручно веће за техничко-технолошке науке Универзитета у Нишу донело је Одлуку број 8/20-01-003/21-020 о именовању Комисије за оцену и одбрану докторске дисертације, под називом „Вишекритеријумска оптимална синтеза погонских механизма манипулатора утоваривача”, у следећем саставу: др Драгослав Јаношевић, редовни професор Машинског факултета Универзитета у Нишу у пензији, др Горан Петровић, ванредни професор Машинског факултета Универзитета у Нишу, др Радомир Ђокић, доцент Факултета техничких наука Универзитета у Новом Саду, др Предраг Милић, доцент Машинског факултета, Универзитета у Нишу, др Весна Јовановић, доцент Машинског факултета Универзитета у Нишу.

Јован Павловић је првопотписани аутор два рада објављена у часописима са SCI листе из области докторске дисертације, као и првопотписани аутор једног рада објављеног у часопису који издаје Универзитет у Нишу из области докторске дисертације.

На основу претходно наведеног, Јован Павловић испуњава све услове за оцену и одбрану докторске дисертације предвиђене Законом о високом образовању, Статутом Универзитета у Нишу и Статутом Машинског факултета у Нишу.

ВРЕДНОВАЊЕ ПОЈЕДИНИХ ДЕЛОВА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Кратак опис појединих делова дисертације (до 500 речи)

Садржај дисертације чине шест следећих поглавља:

1. Увод, 2. Анализа утоваривача, 3. Анализа механизма манипулатора утоваривача, 4. Синтеза механизма манипулатора утоваривача, 5. Оптимизација механизма манипулатора утоваривача и 6. Закључак.

Наведеним поглављима дисертације претходе: резиме, на српском и енглеском језику и садржај. На крају дисертације се налазе: списак коришћене литературе (116 цитираних библиографских јединица), прилог и биографија аутора.

У првом поглављу дефинисан је предмет истраживања - погонски механизми манипулатора утоваривача. Наведени су разлози, значај и циљеви истраживања. Дата је детаљна анализа најзначајнијих резултата досадашњих истраживања која се односе на оптималну синтезу и анализу параметара погонских механизма манипулатора утоваривача.

У другом поглављу приказана је функционална, структурна и параметарска анализа утоваривача заснована на подацима водећих светских произвођача утоваривача. На основу спроведене структурне анализе у облику морфолошке матрице усвојен је општи модел утоваривача који чине: дводелни зглобни ослоно-кретни механизам са пнеуматичима, манипулатор који је оснажен погонским механизмима и извршним алатом у облику кашике. Погонски механизми манипулатора за актуаторе имају хидроцилиндре двосмерног деловања који су повезани посредно Z кинематиком за чланове кинематичког ланца манипулатора.

У трећем поглављу приказани су општи динамички математички модели утоваривача и математички модели услова симулације на основу којих је извршена анализа параметара функција који се задају при синтези механизма манипулатора. Анализа је извршена поступцима нумеричке и експерименталне анализе. Нумеричком анализом је извршена динамичка симулација рада утоваривача задавањем параметара манипулационих задатака са различитим технологијама захватања материјала кашиком коришћењем софтвера *MSC ADAMS (Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems)*. Експериментална анализа је заснована на мереним величинама положаја кинематичког ланца и притисака у актуаторима - хидроцилиндрима погонских механизма манипулатора физичког модела утоваривача при раду у експлоатационим условима. Резултати анализе су показали да су моменти оптерећења механизма највећи при операцији захватања материјала, а при операцији преноса материјала највећи утицај на оптерећење механизма има момент гравитационе силе захваћеног материјала.

У четвртном поглављу дефинисан је математички модел и развијен програм за генерисање могућих варијантних решења погонских механизма манипулатора Z кинематике. При генерисању варијантних решења механизма облашћу претраживања обухваћени су: преносни параметри - координате зглобова и дужине преносних полуга механизма и трансформациони параметри - величине хидроцилиндара механизма. Развијеним програмом су прво генерисани преносни параметри механизма коришћењем генетског алгорита, а затим су генерисани трансформациони параметри механизма поступком секвенцијалног претраживања датотеке расположивих дискретних стандардних величина хидроцилиндара. Анализа скупа генерисаних могућих варијанти механизма манипулатора показала је да за исте задате параметре функција могуће је генерисати варијанте механизма са различитим трансформационим и преносним параметрима.

У петом поглављу дата је, као наставак поступка оптималне синтезе механизма, методологија вишекритеријумске оптимизације механизма, где су развијени следећи критеријуми оптимизације: а) кинематички критеријум којим се дефинише минимална промена грудног угла пуне кашике при подизању из транспортног у истоварни положај, б) критеријум усмерене силе с циљем да усмерена сила захватања материјала, одређена за цело радно подручје манипулатора, има максималну вредност, в) триболошки критеријум с циљем да су минимални губици снаге настали услед трења у зглобовима механизма манипулатора, г) временски критеријум с циљем да је минимално време трајања операција захватања, преноса и истовара манипулационог задатка, д) масени критеријум с циљем да је минимална маса чланова кинематичког ланца и погонских механизма манипулатора, е) динамички критеријум с циљем да су минимална померања ослоно-кретног механизма утоваривача изазвана покретањем погонских механизма манипулатора. За избор најбољег (оптималног) решења из скупа могућих генерисаних решења механизма манипулатора утоваривача коришћене су методе вишекритеријумског одлучивања.

У последњем поглављу дати су закључци као и потенцијалне области будућих истраживања.

ВРЕДНОВАЊЕ РЕЗУЛТАТА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ниво остваривања постављених циљева из пријаве докторске дисертације (до 200 речи)

У оквиру своје докторске дисертације Јован Павловић у потпуности је остварио циљеве научног истраживања постављених у пријави докторске дисертације. Развој опште методологије за вишекритеријумску оптималну синтезу погонских механизма манипулатора утоваривача свих величина, као основни постављени циљ истраживања дисертације садржан је у потпуно оствареним следећим парцијалним циљевима:

- Дефинисање поступка оптималне синтезе погонских механизма манипулатора утоваривача на основу науке о конструисању;
- Функционално и структурно истраживање погонских механизма манипулатора утоваривача;
- Дефинисање математичких модела услова симулације манипулационог задатка утоваривача;

•Развој математичких модела утоваривача за анализу параметара функција погонских механизма манипулатора поступком динамичке нумеричке симулације, коришћењем софтверског пакета *MSC ADAMS*, и на основу експериментално измерених величина стања утоваривача, масе *15000 kg*, запремине кашике *2,3 m³* при раду у експлоатационим условима;

•Дефинисање математичког модела за генерисање могућих варијантних решења погонских механизма манипулатора утоваривача на основу задатих параметара функција утоваривача и одређене области претраживања;

•Методологија вишекритеријумске оптимизације механизма у оквиру које је развијено шест критеријума: а) кинематички критеријум, б) критеријум усмерене силе захватања, в) триболошки критеријум, г) временски критеријум, д) масени критеријум и е) динамички критеријум оптимизације;

•Поступак избора варијантног решења погонских механизма манипулатора, из скупа генерисаних варијанти, коришћењем *fuzzy* метода вишекритеријумског одлучивања и оцена експерата датих на основу вредности дефинисаних функција циља и оцене важности критеријума.

Вредновање значаја и научног доприноса резултата дисертације (до 200 речи)

Општа методологија за синтезу погонских механизма утоваривача, развијена у оквиру докторске дисертације кандидата Јована Павловића, значајна је с обзиром на савремени модуларни развој утоваривача и комплексну функцију погонских механизма манипулатора у склопу различитих конфигурација кинематичких ланаца и различитих манипулационих задатака утоваривача у просторном радном пољу са мноштвом различитих положаја и услова рада.

Основни научни доприноси докторске дисертације су:

•Развијена оригинална методологија за синтезу погонских механизма манипулатора утоваривача, заснована на науци о конструисању и поступку модуларног пројектовања;

•Дефинисана морфолошка матрица за избор концепције погонских механизма манипулатора, формирана на основу функционалне, структурне и параметарске анализе утоваривача водећих светских произвођача;

•Одређивање вектора силе отпора и момента отпора захватања кашике утоваривача за праволинијску, степенасту и лучну технологију захватања грануларног материјала, методом дискретних елемената;

•Развој поступка и мерног ланца за експериментално мерење величина стања утоваривача у експлоатационим условима;

•Анализа параметара функција погонских механизма манипулатора утоваривача поступком нумеричке симулације, коришћењем софтверског пакета *MSC ADAMS*, и на основу експериментално измерених величина стања погонског система манипулатора утоваривача при раду у експлоатационим условима;

•Развијени математички модели и софтвери за генерисање могућих варијантних решења преносних параметара погонских механизма манипулатора утоваривача - коришћењем генетског алгоритма и генерисање трансформационих параметара механизма - секвенцијалним претраживањем датотеке расположивих величина хидроцилиндара;

•Развијени математички модел и софтвер критеријума усмерене силе захватања којим је анализиран утицај параметара генерисаних варијантних решења погонских механизма манипулатора на величину могућих сила копања у целом радном простору утоваривача;

•Развијени математички модел и софтвер триболошког критеријума којим је анализиран утицај параметара генерисаних варијантних решења погонских механизма манипулатора на губитак снаге услед трења у зглобовима кинематичког ланца манипулатора утоваривача;

•Развијени математички модел и софтвер временског критеријума којим је анализиран утицај преносних функција погонских механизма и хидростатичког система манипулатора на време трајања манипулационог задатка утоваривача;

•Развијени математички модел и софтвер критеријума минималне масе којим је анализиран утицај параметара генерисаних варијантних решења погонских механизма на масу чланова кинематичког ланца манипулатора на основу општих фактора номиналне масе одређених према напонском стању чланова кинематичког ланца манипулатора;

•Дефинисани математички модел анализе утицаја еластично пригушних карактеристика актуатора погонских механизма манипулатора, које настају услед стишљивости хидрауличког уља у радним запреминама и водовима хидроцилиндара погона, на динамичку стабилност утоваривача.

Оцена самосталности научног рада кандидата (до 100 речи)

На основу анализе садржаја докторске дисертације и резултата истраживања која су објављена у међународним и националним публикацијама, Комисија сматра да кандидат Јован Павловић несумњиво има способност и дар за самостални научни рад. Кандидат Јован Павловић је показао изразиту систематичност и аналитичност при свеобухватној анализи постојеће научне и стручне литературе и досадашњих резултата истраживања из области теме докторске дисертације. Спроведеним истраживањима у оквиру дисертације кандидат је потврдио да успешно користи знања из математичког моделирања и оптимизационих метода, као и да поседује потребан ниво самосталности у реализацији експерименталних истраживања и нумеричких динамичких симулација.

ЗАКЉУЧАК (до 100 речи)

На основу прегледа рукописа докторске дисертације и увидом у публиковане научне радове кандидата, чланови Комисије за оцену и одбрану докторске дисертације закључују:



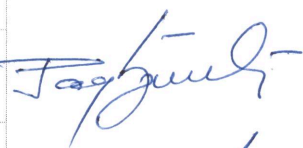
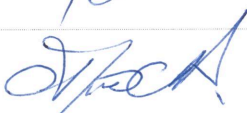

- Садржај докторске дисертације у потпуности одговара теми коју су одобрили Наставно-научно веће Машинског факултета у Нишу и Научно-стручно веће за техничко-технолошке науке Универзитета у Нишу.
- Докторска дисертација представља оригиналан и вредан научни допринос истраживању и развоју не само утоваривача већ других мобилних машина са просторном манипулацијом.

Имајући у виду све наведено, Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације предлаже Наставно-научном већу Машинског факултета у Нишу и Научно-стручном већу за техничко-технолошке науке Универзитета у Нишу да се поднети рукопис кандидата **Јована Павловића**, мастер инжењера машинства, под називом:

"Вишекритеријумска оптимална синтеза погонских механизма манипулатора утоваривача"

прихвати као докторска дисертација и да се кандидат позове на усмену јавну одбрану.

КОМИСИЈА

Број одлуке НСВ о именовану Комисије	8/20-01-003/21-020		
Датум именовања Комисије	13.05.2021.		
Р. бр.	Име и презиме, звање		Потпис
1.	др Драгослав Јаношевић, редовни професор у пензији	председник, ментор	
	Транспортна техника и логистика (Ужа научна област)	Универзитет у Нишу, Машински факултет (Установа у којој је запослен)	
2.	др Горан Петровић, ванредни професор	члан	
	Транспортна техника и логистика (Ужа научна област)	Универзитет у Нишу, Машински факултет (Установа у којој је запослен)	
3.	др Радомир Ђокић, доцент	члан	
	Пројектовање и испитивање машина и конструкција, транспортна техника и логистика (Ужа научна област)	Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука (Установа у којој је запослен)	
4.	др Предраг Милић, доцент	члан	
	Транспортна техника и логистика (Ужа научна област)	Универзитет у Нишу, Машински факултет (Установа у којој је запослен)	
5.	др Весна Јовановић, доцент	члан	
	Транспортна техника и логистика (Ужа научна област)	Универзитет у Нишу, Машински факултет (Установа у којој је запослен)	

У Нишу, Новом Саду и Крушевцу:

мај 2021. године

Изјава 1.

ИЗЈАВА О АУТОРСТВУ

Изјављујем да је докторска дисертација, под насловом:

„Вишекритеријумска оптимална синтеза погонских механизма манипулатора утоваривача“

која је одбрањена на Машинском факултету Универзитета у Нишу:

- резултат сопственог истраживачког рада;
- да ову дисертацију, ни у целини, нити у деловима, нисам пријављивао/ла на другим факултетима, нити универзитетима;
- да нисам повредио/ла ауторска права, нити злоупотребио/ла интелектуалну својину других лица.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци, који су у вези са ауторством и добијањем академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада, и то у каталогу Библиотеке, Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Нишу, као и у публикацијама Универзитета у Нишу.

У Нишу, 01.09.2021.

Потпис аутора дисертације:

Јован Павловић

Изјава 2.

**ИЗЈАВА О ИСТОВЕТНОСТИ ЕЛЕКТРОНСКОГ И ШТАМПАНОГ ОБЛИКА ДОКТОРСKE
ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Наслов дисертације:

„Вишекритеријумска оптимална синтеза погонских механизма манипулатора утоваривача“

Изјављујем да је електронски облик моје докторске дисертације, коју сам предао/ла за уношење у Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу, истоветан штампаном облику.

У Нишу, 01.09.2021.

Потпис аутора дисертације:

Јован Павловић

Изјава 3:

ИЗЈАВА О КОРИШЋЕЊУ

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Никола Тесла“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу унесе моју докторску дисертацију, под насловом:

„Вишекритеријумска оптимална синтеза погонских механизма манипулатора утоваривача“

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском облику, погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију, унету у Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу, могу користити сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons), за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство (CC BY)
2. Ауторство – некомерцијално (CC BY-NC)
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде (CC BY-NC-ND)
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима (CC BY-NC-SA)
5. Ауторство – без прераде (CC BY-ND)
6. Ауторство – делити под истим условима (CC BY-SA)⁴

У Нишу, 01.09.2021.

Потпис аутора дисертације:

Јован Павловић

⁴ Аутор дисертације обавезан је да изабере и означи (заокружи) само једну од шест понуђених лиценци; опис лиценци дат је у наставку текста.