



**УНИВЕРЗИТЕТ У ПРИШТИНИ
ФАКУЛТЕТ ТЕХНИЧКИХ НАУКА
КОСОВСКА МИТРОВИЦА**

Мр Зоран Голубовић, дипл. инж. маш.

**ПРИЛОГ ИСТРАЖИВАЊУ ОПТИМАЛНИХ РЕШЕЊА
ЗА РЕКОНСТРУЦИЈУ ПОГОНСКИХ СИСТЕМА
РОТОРНОГ БАГЕРА**

- Докторска дисертација -

Косовска Митровица 2012.

САДРЖАЈ

УВОД	1
1. РОТОРНИ БАГЕР	5
1.1. Конструкција роторног багера	5
1.1.1. Радни точак роторног багера	8
1.1.2. Стрела радног точка	9
1.1.3. Радни точак	11
1.1.4. Редуктор за погон радног точка	18
1.1.5. Погонски мотори	21
1.1.6. Сигурносна спојница	23
1.1.7. Механизам за дизање стреле	23
2. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ ОТПОРА КОПАЊУ	31
2.1. Специфични отпор копању	32
2.2. Дужина резне ивице кашике	35
2.3. Момент отпора на радном точку	38
3. ДИНАМИЧКИ ПРОРАЧУН ПОДСИСТЕМА РОТОРНОГ БАГЕРА	41
3.1. Динамички прорачун подсистема копања роторног багера	44
3.1.1. Решавање система диференцијалних једначина математичког модела	46
3.2. Динамички прорачун носеће конструкције роторног багера у вертикалној равни	46
3.2.1. Диференцијалне једначине осциловања носеће конструкције	48
3.3. Динамички модел подсистема за дизања стреле радног точка у вертикалној равни	49
3. Теоријска анализа осцилација и формирање еквивалентне схеме подсистема за дизање	49
3.3.2. Момент кочења као поремећајна величина	52
3.3.3. Диференцијалне једначине кретања система	52
4. РАЗВОЈ ПРОГРАМА ЗА ДИНАМИЧКИ ПРОРАЧУН ПОДСИСТЕМА РОТОРНОГ БАГЕРА	55
5. УТИЦАЈ УГРАДЊЕ ДИСК КОЧНИЦЕ НА ДОБОШУ ПОДСИСТЕМА ЗА ДИЗАЊЕ НА ДИНАМИЧКО ПОНАШАЊЕ РОТОРНОГ БАГЕРА.	68
6. УТИЦАЈ УГРАДЊЕ ТУРБОСПОЈНИЦЕ НА ДИНАМИЧКО ПОНАШАЊЕ ПОГОНСКОГ СИСТЕМА РАДНОГ ТОЧКА	76
6.1. Структура и принцип рада турбоспојнице	76
6.2. Спољашње карактеристике турбоспојнице	77
6.2.1. Математичко моделирање момента турбоспојнице.	81
6.3. Динамички модел подсистема копања са хидродинамичком спојницом	82
6.3.1. Решавање система диференцијалних једначина математичког модела	83
7. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ ПОДСИСТЕМА КОПАЊА РОТОРНОГ БАГЕРА СА ПЛАНЕТАРНИМ РЕДУКТОРОМ	87
8. УТИЦАЈ КОНСТРУКТИВНИХ ПРОМЕНА НА РАДНОМ ТОЧКУ НА	94

ДИНАМИЧКО ПОНАШАЊЕ ПОДСИСТЕМА КОПАЊА	
9. ЗАКЉУЧЦИ	99
П1. Програм за динамички прорачун роторног багера	104
П2. Срачунавање момената инерције и крутости елемената редуктора и радног точка	110
П2.1. Срачунавање момената инерције и крутости спегнутих зупчаника и крутости вратила елемената класичног редуктора и радног точка	111
П2.2. Одређивање крутости планетарног преносника	113
П3. Визуелизација у Virtualworld модулу програмског пакета MATLAB	118
П4. Асинхрони електромотори са краткоспојеним ротором - кавезни електромотор	121
П4.1. Механичка (статичка) карактеристика кавезних електромотора	122
Литература	130

ЛИТЕРАТУРА

- [1] V. Raaz Assessment of the Digging Force and Optimum Selection of the Mechanical and Operational Parameters of Bucket Wheel Excavators for Mining of Overburden, Coal and Partings, Krupp Fordertechnik, Esen 1999
- [2] M. Gnilke Intelligent retrofit solutions for bucket wheel excavators, MAN TAKRAF Fördertechnik GmbH, Lauchhammer, 2006
- [3] Д. Игњатовић Машине за површинску експлоатацију, Рударско-геолошки факултет, Београд 2009
- [4] С. Бошњак,
Н. Зрнић,
Д. Огуаманам On the dynamic modeling of bucket wheel excavators, FME Transactions (2006) 34, pp 221-226
- [5] В. Јевтић Рударске и грађевинске машине, Машински Факултет Ниш, 1995.
- [6] З. Лекић Употребно техничке предности примене хидропреносника снаге у транспортним системима термоелектрана, Докторска дисертација, Приштина 1997
- [7] В. Јевтић Теоријска и експериментална истраживања тока напрезања структурних елемената подсистема за дизање, Магистарски рад, Ниш-Бохум, 1979.
- [8] В. Батинић, Одређивање крутости планетарног преносника, Војна академија, Београд
- [9] Д. Љамић,
М Арсић,
Б. Ћирковић Експериментална анализа радног оптерећења обртног точка роторног багера SchRs 650/5x24 – Механизација у рударству- научни скуп, Београд 1995
- [10] KRUPP Техничка документација Роторног багера SchRs 650/5x24
- [11] Takraf Техничка документација Роторног багера SRS 1300 26/50/900kw
- [12] Hitzschke, K.,
Jacob, K. Experimentelle Analyse der Belastung des Schaufelrades durch den Grabvorgang. u: Hebezeuge und Fördermittel 24, Berlin, Teil 1, 2(1984)
- [13] F. Kurth Tagebaugrossgeräte und Universalbagger, VEB Verlag Technik, Berlin, 1979.
- [14] Јурковић Електромоторни погони, Школска књига, Загреб 1983.
- [15] Д. Рашковић Теорија осцилација, Научна књига, Београд 1965,
- [16] З. Голубовић Прилог оправданости реконструкције погонских система радног точка на багерима средње класе, магистарски рад, К. Митровица 2009
- [17] The Mathworks, Matlab R2009, product help

- [18] Volkov, D.P , Dynamics and strength of excavators, translated from the Russian, Department of Mining Institute for Informatics and Economics , Beograd, 1989.
- [19]N. G.Dombrovski, Multi -bucket excavators: theory, onstruction, alcation, (In Russian), Masinstroenie, 1972.
- [20] С. Бошњак,
Н. Зрнић,
З. Петковић,
Bucket wheel excavators and trenchers - Computer added calculation of loads caused by resistance to excavation. Machine Design University of Novi Sad, pp.121-128(2006).
- [21] Gottvald, J. The calculation and measurement of the natural frequencies of the bucket wheel excavator SchRs 1320/4×30, *Transport* 25(3): 269–277, 2010, ISSN 1648-4142 print / ISSN 1648-3480 online, doi: 10.3846 / transport.2010.33,
- [22] В. Јевтић,
З. Голубовић,
З. Лекић
Mathematische modellierung des grabwiderstandsmomentes als grundkomponente fur das dynamische verhalten des schaufelradantriebs, xiv international conference on material handling and handling and warehousing, Belgrade, 1996.
- [23]В. Јевтић,
З. Голубовић,
З. Лекић,
С. Макрагић
Анализа динамичких процеса у погонском систему радног точка ротобагера са хидродинамичком спојницом, Север Суботица, 1997.
- [24] З. Голубовић,
В. Јевтић,
З. Лекић
Динамичко понашање планетарног дела редуктора погонског система радног точка роторног багера, јумех 97 XXII Југословенски конгрес теоријске и примењене механике, Врњачка Бања, 2-7 јун 1997.
- [25] SIBRE GmbH, Product catalogues D-35708 Haiger, (2011) Germany
- [26] Д. Милчић,С. Миладиновић,
Calculation of the structural elements of the bucket wheel excavator working wheel transmission,UDC621.879. 48:62-233.3
- [27] Д. Даничић,
Т. Манески,
Д. Игњатовић
Structural diagnostics and behaviour of bucket wheel excavator, Vol.10, No1, 2010, pp.53-59 UDC 620.17:669 539.4.012.
- [28]П. Јованчић,
Д. Игњатовић,
Т. Манески
Behaviour Diagnostics of Drive Units on Bucket Wheel Excavators, Jurnal of Mechanical Vol.10 No 1, 2007. Engineering Design pp 33- 41.
- [29]Mathias Luft,
PRÜFTECHNIK, Online vibration diagnosis and load monitoring on bucket-wheel excavators, Telediagnose, No 6 – April 2004,
- [30]Д. Игњатовић,
И. Ристовић,
М. Стојковић,
The methodology of the selection of auxiliary mechanisation for the open pit mines of lignite, Mine planning and equipment selection. a.a. Balkema, 2000, (2000), pp. 577-581.
- [31] Rasper, L., Der Sshaufelradbagger als Gewinnungsgerat, Trans Tech Publications, 1973.
- [32] З. Југовић
Истраживање могућности за повећање поузданости роторних багера, Рударско-геолошки Факултет Београд, 1986, Докторска дисертација

УВОД

Предмет научног истраживања је роторни багер, као основна машина код БТО система за откопавање јаловине и код БТД или БТУ система за откопавање угља на површинским коповима.

Први роторни багери су набављени почетком 50-тих година када је започела масовнија експлоатација лигнита на површинским коповима, мада се масовнија употреба везује за отварање првих великих површинских копова крајем 60-тих година. Почевши са првим набављеним роторним багером SchRs 250 па до данас, у Србији у експлоатацији на површинским коповима у басенима Колубара, Костолац и Косово у раду се користи преко 50 роторних багера. Роторни багери су немачке производње који су набављани зависно од комерцијалних услова, од различитих произвођача: TAKRAF, O&K, KRUPP и др., и у периоду од више деценија, што је условило њихову велику разноликост, и посебно отежало њихово одржавање.

По препорукама произвођача економски радни век роторних багера је 25 година, а челичне конструкције 50 година.

Да би се продужио радни век роторних багера потребно је извршити њихову реконструкцију. Реконструкцију треба извршити и зато што је у великом броју случајева дошло до промене геолошких услова на површинским коповима. У неким случајевима, при куповини багера, није довољно вођено рачуна о условима у којима ће они радити. Набавку нових роторних багера отежава њихово дуго пројектовање према условима у којима ће роторни багер радити јер су то вишемилionске инвестиције. Све ово говори да су реконструкције роторних багера неопходне за њихов даљни рад. При реконструкцији ће се извршити и модернизација багера.

При реконструкцији роторних багера треба урадити следеће:

- извршити детаљну контролу стања челичне конструкције и извршити њену евентуалну санацију/реконструкцију и
- модернизовати роторне багере заменом појединих делова погонских механизма или читаве погонске механизме савременијим решењима.

Главни погонски механизми на роторном багеру су: погон окретања радног точка и погон дизања (држања) стреле радног точка, па ће се највећа пажња у раду посветити њиховој реконструкцији и побољшању.

Улазак у ремонт ради ревитализације и модернизације заснива се на процени техничког стања багера, тако да је пре почетка ревитализације неопходно извршити бројна и детаљна испитивања, почев од утврђивања оптерећења, израде модела, контроле тежишта, геодетског снимања, мерења напона и убрзања и бројних других испитивања. Ова испитивања су дуготрајна и скупа, па их није могуће применити истовремено на већем броју багера. Да би се процес испитивања скратио и био применљив на више роторних багера осећа се потреба да се развије софтвер, који ће на бази анализе динамичког понашања погонског система за разне варијације са делимично или потпуно реконструисаним елементима погона: електромотор, спојница, кочница, редуктор и радни орган, указати на идеално решење за реконструкцију.

Експерименти и мерења ће се применити код одређивања карактеристика копаног материјала и механичких величина (обртни момент, осцилаторно понашање,...)

Нумеричке методе ће се применити за апроксимације случајне функције промене оптерећења и карактеристике електромотора, као и за приближно решавање математичких модела.

За развој програмских модула за динамички прорачун елемената погонског система користиће се алгоритамске методе, које су одраз рационалног приступа конструисању и заснивају се на примени логичких и математичких алгоритама.

Статистичке методе се могу применити за дефинисање критичних места у систему за конструкције које су дуги низ година у експлоатацији.

Анализа оптерећења и одзива механизма и конструкције на поменуто оптерећење често се дели на одређене подсистеме који се засебно посматрају. Тако се засебно раде прорачуни: погона радног точка, погона окретања стреле, оптерећења конструкције, погона дизања стреле и тд. И тиме се занемарују утицаји оптерећења једног подсистема на рад и оптерећење другог.

Утицај спољашњег оптерећења на радном точку на сопствене вибрације конструкције и елемената погона подсистема за дизање, као и утицај тих вибрација на промену путање резне ивице кашике односно на коефицијент испуне кашике а самим тим и на капацитет багера биће испитани у овом раду.

Оптерећење радног точка је описано и математички измоделирано у раду [16]. Променљивост дужине резне ивице кашике односно попречног пресека одреска услед вибрација стреле и радног точка у вертикалној равни у процесу копања у том раду није разматрано. Поред промене дужине резне ивице услед цикличног уласка и изласка кашика у захват са материјалом који се копа у овом раду ће бити узет у обзир утицај вертикалног померања средишта радног точка.

Основна хипотеза овог рада је, да је отпор копања стохастичка величина. За његово описивање потребна су испитивања на сваком конкретном површинском копу ради одређивања коефицијента отпора.

Неповољно динамичко понашање система доводи до замора материјала у систему и његове хаварије. Повољним избором крутости и пригушења у систему побољшава се динамичко понашање система, односно смањују узроци хаварија.

На динамичко понашање једног подсистема у механичком систему утичу остали подсистеми, што доводи до суперпонирања оговарајућих карактеристика кретања. Два најважнија подсистема код роторних багера, која су истовремено у раду, су подсистем за копање и подсистем за држање стреле. Зато ће они бити главно тежиште овог рада.

Да би се избегли гломазни математички модели у дисертацији су неопходна извесна упрошћавања, која неће битно утицати на резултате истраживања.

До циљева истраживања, полазећи од назначених хипотеза, треба да се дође реализовањем плана истраживања, који садржи следећа поглавља:

➤ Носећа конструкција и главни подсистеми на роторном багеру описани су у поглављу I.

➤ Друго поглавље описује начин моделирања и даје графичку интерпретацију момента отпора на радном точку. Како он зависи од две променљиве: коефицијента отпора који је случајна величина добијена мерењем и дужине резне ивице кашике, његово математичко описивање представља множење две матрице. Програмски се то множење одвија истовремено са решавањем диференцијалних једначина кретања система. Наиме, решавањем диференцијалних једначина кретања система добијамо померање радног точка у вертикалној равни, које представља улазну величину за срачунавање промене дужине резне ивице кашике.

➤ Треће поглавље у раду садржи теоријску анализу проблема узајамног утицаја променљивог оптерећења на радном точку на осцилације механизма за дизање и промену путање резне ивице кашике. У њему је дат динамички и математички модел носеће структуре роторног багера, који ће као резултат дати силу у ужету. Она ће представљати основу за анализу вибрација погонског система за дизање, односно развој алгоритма за примену рачунара у анализи понашања погонског система подсистема за дизање стреле. За конкретан пример дефинисан је динамички модел, затим је исти математички описан и

решен применом програмског пакета МАТЛАБ. Као резултат решавања програма дате су карактеристике битних механичких величина погона подсистема за дизање стреле и подсистема копања: торзиони моменти, угаоне брзине, померања, итд. Ти резултати омогућују анализу вибрација на елементима погона подсистема за дизање, као и анализу промене путање резне ивице кашике.

➤ Програм за динамички прорачун подсистема роторног багера се састоји од неколико потпрограма који су међусобно повезани зависним величинама. Математички модели представљени у Симулинк модулу програмског пакета МАТЛАБ и резултати њиховог решавања дати су у поглављу 4.

➤ Пето поглавље описује промене у динамичком понашању носеће конструкције и погонског система подсистема копања које доноси уградња диск кочнице на добошу подсистема дизања стреле радног точка роторног багера.

➤ Шесто поглавље се бави ефектима реконструкције погонског система подсистема копања уградњом хидродинамичке спојнице.

➤ Утицај замене редуктора на динамичко понашање подсистема копања дат је у поглављу седам.

➤ Конструктивне промене на радном точку, условиле су промену константи крутости и момената инерције у динамичком моделу, чијим математичким моделирањем и решавањем нумеричким методама као резултат добијамо упоредне дијаграме динамичког понашања елемената подсистема копања. То је предмет разматрања у поглављу осам.

➤ Прилог 1 је приказ софтвера, односно дат је део листинга и графичка интерпретација програма који је проистекао из овог рада.

➤ Прилог 2 приказује начин израчунавања одговарајућих константи: крутости и пригушења елемената погона потребних за решавање математичког модела и конкретне срачунате вредности.

➤ Визуелизација у "Virtualworld" модулу програмског пакета МАТЛАБ је представљена у неколико print screen-а у прилогу 3.

➤ Прилог 2 математички описује заједнички елемент погонског система: електромотор чија замена или реконструкција није предмет овога рада.

При истраживању водило се рачуна о економској страни реконструкције, тако што ће редослед замене појединих компоненти ићи од најјефтиније ка најскупљој. Наиме прво се разматра реконструкција уградњом кочнице, затим спојнице и на крају замена редуктора и радног точка.

У предходним радовима засебно описивани динамички модели носеће конструкције роторног багера у вертикалној равни [4, 18, 21], погонског система подсистема дизања [7] и погонског система подсистема копања [16, 18, 23, 24], математички ће се описати у једном моделу. Тај модел ће омогућити сагледавања ефеката конструктивних измена на једном подсистему на динамичко понашање тог али и других подсистема на роторном багеру.

Најважнији циљ истраживања у овом раду јесте да се направи софтвер који ће препознати оптимално решење при реконструкцији роторног багера. Да би се то остварило потребно је предлагати различите комбинације замена при реконструкцији и испитивати динамичко понашање багера за сваку комбинацију.

Други циљ је да се смање трошкови код дуготрајних и скувих испитивања, која су потребна при одређивању критичних места у систему, а која сугеришу врсту реконструкције. Ова истраживања би могла да буду путоказ конструкторима при усвајању најповољнијих решења роторних багера за одговарајуће површинске копове угља. Решења ових истраживања треба да буду применљива на већи број роторних багера.

Развој алгорита и софтвера који ће на бази анализе динамичког понашања погонског система за разне варијације, са делимично или потпуно реконструисаним

елементима погона: електромотор, спојица, кочница, редуктор и радни орган, указати на идеално решење за реконструкцију ће представљати оригиналност и новост ове докторске дисертације. Поред тога развијени модели и методе које ће се применити, као и софтверско решење тежиће универзалности даље примене.

1. РОТОРНИ БАГЕР

Роторни багер представља самоходну машину континуираног дејства намењену за откопавање јаловине и корисне супстанце на површинским коповима.



Слика 1.1. Роторни багер SRs1300 на површинском копу "Дрмно"

Откопавање материјала врши се ведрицама које су равномерно распоређене и причвршћене на ободу радног точка. Истовремено са обртањем радног точка у вертикалној равни и окретањем роторне стреле заједно са платформом у хоризонталној равни свака ведрица откопава из масива одрезак који је одређен обликом и геометријским параметрима.

Обртањем радног точка и наиласком пуних ведрица у зону истоварног сектора, материјал се празни из ведрица, предаје пријемном транспортеру на роторној стрели и даље редом, зависно од броја транспортера на багеру до задњег истоварног транспортера.

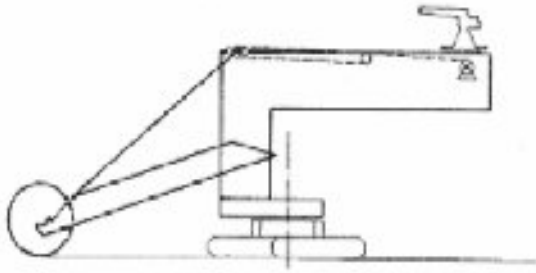
Код роторних багера се, дакле, истовремено са откопавањем врши транспорт и утовар откопаног материјала у транспортна средства, ређе директно пребацивање у одлагалишни простор или складиштење на депонији.

1.1. Конструкција роторног багера

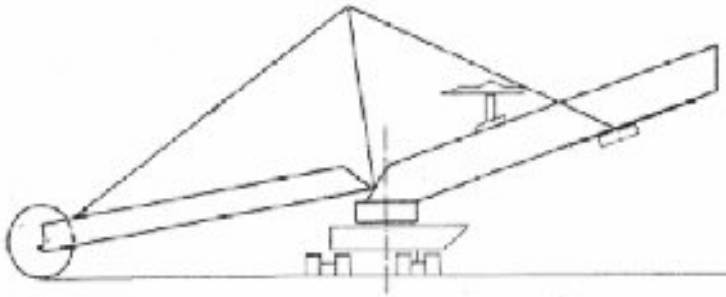
Величина, облик и конструкција роторног багера зависе посебно од захтеваног капацитета, начина утовара материјала, и специфичних услова рада на копу. На облик и конструкцију битно утиче дозвољени нагиб косина, затим чврстоћа материјала који се откопава, и дозвољени специфични притисак на тло. Облик и конструкција морају бити прилагођени условима доброг и лаког одржавања.

У основне уређаје можемо сврстати радни ескавациони уређај, транспортни уређај, уређај за транспорт материјала (транспортери на багеру), погонски уређај и уређај за управљање.

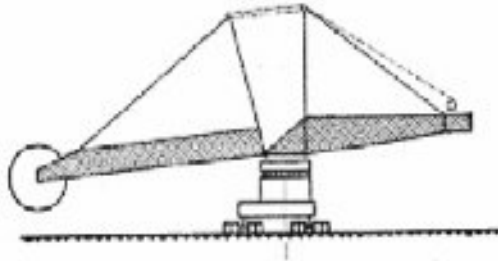
У помоћне уређаје спадају: уређаји за подмазивање, уређаји за загревање, освету, уређаји за потребе техничког одржавања и ремонта итд.



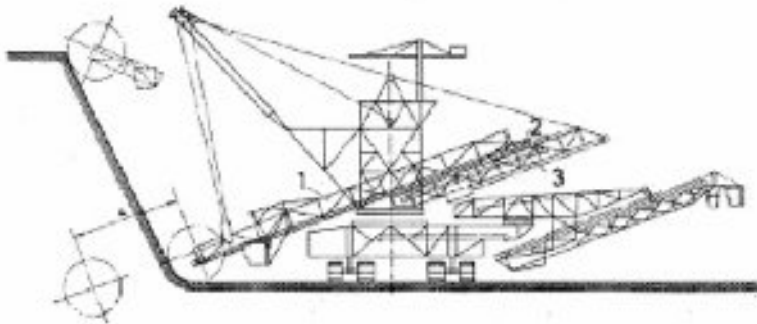
А) Шема рамовске конструкције у облику слова С горњег обртног дела роторног багера



Б) Шема конструкције горњег обртног дела роторног багера са једном вертикалном решетком



С) Шема конструкције горњег обртног дела роторног багера са две вертикалне решетке

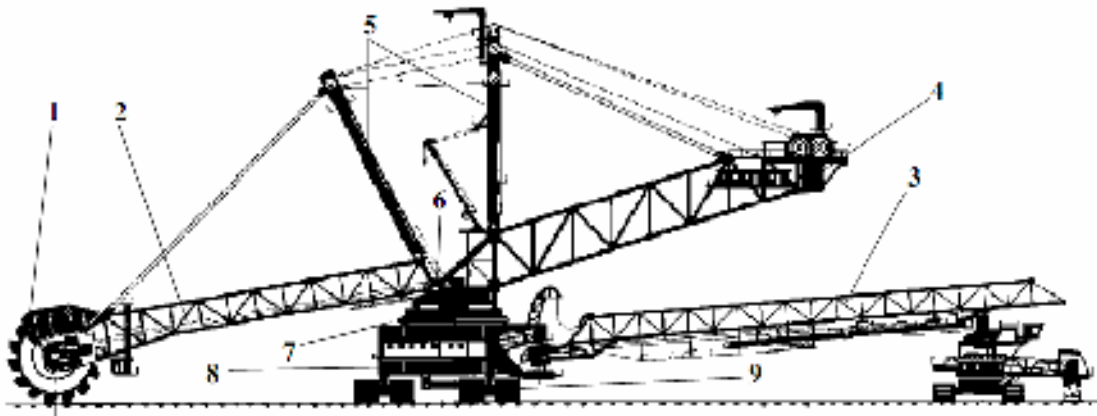


Д) Шема роторног багера са телескопском конзолом радног точка:

- 1 - телескопска конзола радног точка;*
- 2 - колица са уређајем за померање конзоле радног точка;*
- 3 - повратни транспортер;*
- 4 - дужина извлачења телескопске конзоле радног точка*

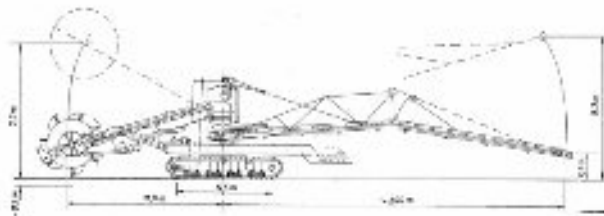
Слика 1.2. Основне конструктивне изведбе роторних багера

Конструкција роторног багера је представљена на слици 1.3.

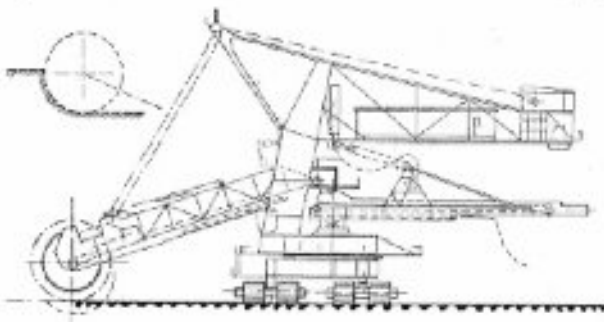


Слика 1.3. Роторни багер: 1. радни точак с ведрницама, који се налази на роторној стрели заједно са погоном; 2. стрела радног точка (катарка), која се својим крајем ослања на окретну платформу (горњу градњу); 3. истоварна стрела или истоварни мост; 4. конзола противтега и противтега за уравнотежење конструкције роторног багера у односу на окретну платформу и транспортни механизам; 5. надградња роторног багера, која служи као ослонац за вешање роторне стреле, конзоле противтега, истоварне стреле; 6. окретна платформа, на којој се налази опрема роторног багера (уређаји, опрема, постројења, инсталација); 7. осноно-окретни механизам на коме се налази окретна платформа; 8. доње постове (доња градња); 9. транспортни механизам.

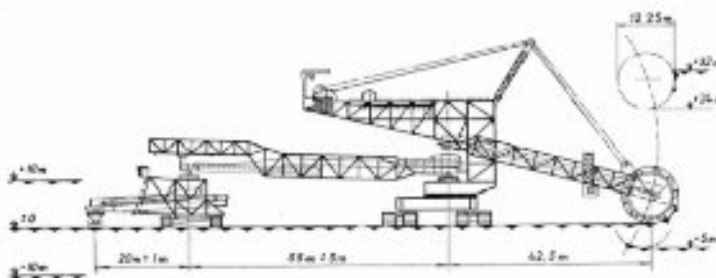
Типови роторних багера су дати на слици 1.4.



Тип малог роторног багера (SRs 220.9,5/0.5)

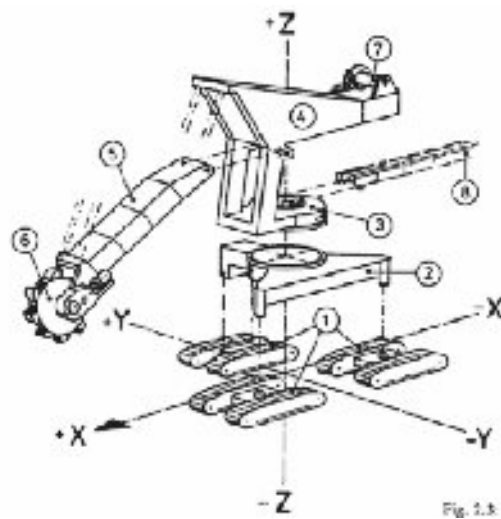


Тип средњег роторног багера (SRs 1000.26/1.5)



Тип великог роторног багера (SchRs 2300.32/5)

Слика 1.4. Типови роторних багера



Слика 1.5. Главне компоненте роторног багера: 1. гусенични транспортни механизам, 2. доња градња, 3. осново-обртни део, 4. горња градња са противтегом, 5. стрела радног точка, 6. радни точак, 7. погонски систем за дизање и спуштање стреле радног точка, 8. истоварна стрела

1.1.1. Радни точак роторног багера

Радни орган роторног багера чине:

- Стрела радног точка и
- Радни точак са елементима и погоном (тело радног точка, ведрнице, склизнице, погонски мотор, редуктор, спојница).



Слика 1.6. Радни орган роторног багера

Велики утицај на облик конструкције стреле има диспозиција радног точка са погонским агрегатима и пресипним местом.

На облик стреле утиче оптерећење, захтевана технологија откопавања, позиционирање помоћних конструкција, уградња инсталација, положај радног точка, пресипних места, транспортера и наравно захтеви одржавања.

1.1.2. Стрела радног точка

Стрела радног точка припада главној носећој челичној конструкцији багера. Слободно се може истаћи да је стрела најоптерећенији и најодговорнији део конструкције багера. Рад багера се састоји од главних кретања (обртање радног точка и кружно кретање горње градње) и помоћних кретања (кретање у правцу наступа и промена висинског положаја радног точка у вертикалној равни). Заузимање жељеног положаја точка у вертикалној равни врши се дизањем и спуштањем стреле. Поред функције дизања радног точка стрела има и низ других функција. На основној конструкцији стреле су уграђени елементи за копање и транспорт материјала као и више помоћних конструкција. Од помоћних конструкција треба истаћи конструкцију за вешање кабине са механизмом за подешавање положаја, конструкцију газишта, пресипних места и низ механизма, уређаја и инсталација неопходних за рад багера.

Велика оптерећења стреле динамичким и статичким силама, а такође и сопственом масом механизма и уређаја, чине је изузетно оптерећеном конструкцијом са сложеним напонским стањима високе вредности. Стрела као најоптерећенији део конструкције багера масе чини свега 6 до 13 % од масе целог багера. Смањене напрезања повећањем попречних пресека делова конструкције, доводи до знатног повећања масе целог багера. Носећа конструкција стреле треба да пренесе све силе које се јављају (у раду, транспорту и мировању) на централну конструкцију багера. Облик носеће конструкције произлази из праваца деловања оптерећења и такође од захтеваних технолошких параметара багера. Велики утицај на облик конструкције стреле има диспозиција радног точка са погонским агрегатима и пресипним местом. Главна конструкција стреле мора се обликовати тако да омогући уградњу помоћних конструкција при чему се мора водити рачуна о слободном простору делова који су у међусобном кретању. Поред наведених захтева, конструкција мора бити погодна за извођење радова одржавања који се редовно и често обављају на погонским механизмима, склоповима и инсталацијама. У конструкцији стреле се мора обезбедити довољан простор за рад људи и приступ дизаличним средствима при замени појединих склопова. Родни век багера је изузетно дуг, неколико деценија, па се без обзира на високу поузданост уграђених агрегата и склопова они морају замењивати више пута у току експлоатације багера. Дакле, на облик стреле утиче оптерећење, захтевана технологија откопавања, позиционирање помоћних конструкција, уградња инсталација, положај радног точка, пресипних места, транспортера и наравно захтеви одржавања.



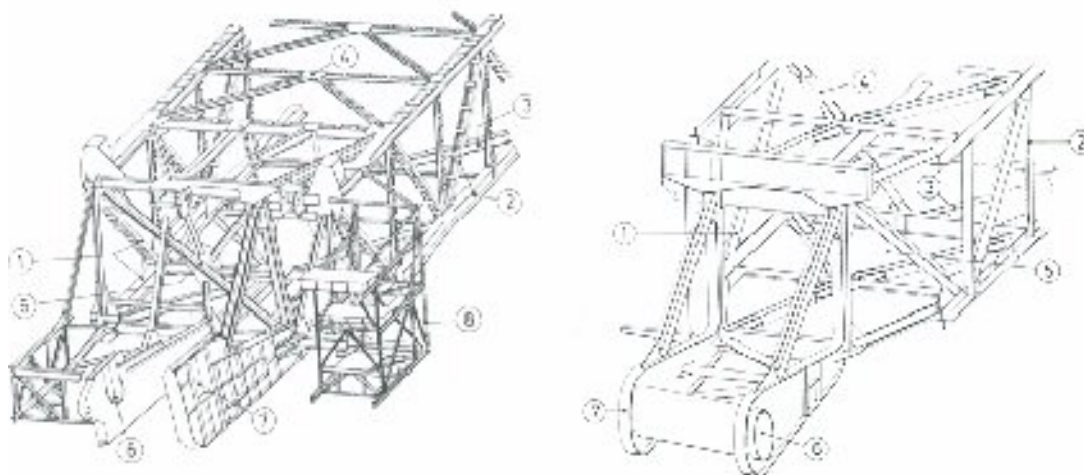
Слика 1.7. Конструкција стреле роторног багера: конструкција стреле пуних зидова и у облику решетке

Тип изведене конструкције стреле зависи у првом реду од габарита багера, а самим тим и стреле. Примењују се два основна типа конструкције и то су [3]:

- конструкција стреле пуних зидова и
- конструкција стреле у облику решетке.

Стрелу чине два основна носача од тачке вешања до улежиштења радног точка. Попречни пресек носача је у облику I профила, или у облику правоугаоне кутије. Попречним носачима главни носачи су међусобно повезани у јединствену носећу структуру. Носачи кутијастог пресека имају релативно већу крутост на увијање од I пресека. Недостатак уочен на багерима са стрелама кутијастог пресека је могућност продора воде у унутрашњост носача, што је неповољно због повећане корозије. Ако се благовремено не уочи продор воде у зимским условима може доћи до замрзавања и пластичних деформација зидова носача. Главни носачи стреле у облику I пресека се далеко лакше монтирају и једноставно контролишу у току експлоатације багера. Како нема затворених кутија антикорозиона заштита се изводи далеко квалитетније. Крутост при увијању се постиже уградњом додатних попречних укрућења.

Код багера већих димензија стрела радног точка се израђује у облику просторне решеткасте конструкције. На слици 1.8 је приказана стрела великог роторног багера (а) и багера средње величине (б). На стрели се уочава леви и десни носећи зид који су међусобно повезани горњом и доњом попречном везом. Главни носачи решеткастих зидова се израђују у облику I профила. Испуна решетке се изводи од стандардних профила одговарајућег квалитета и димензија.



Слика 1.8. Челична конструкција носача радног точка

1. десни носећи зид
2. леви носећи зид
3. доња попречна веза
4. горња попречна веза
5. попречна преграда иза радног точка
6. фиксни лежај вратила радног точка
7. слободни лежај вратила радног точка
8. конструкција за улежиштење погонских мотора радног точка

а)

1. десни носећи зид
2. леви носећи зид
3. доња попречна веза
4. горња попречна веза
5. потпорна греда иза радног точка
6. слободни лежај вратила радног точка
7. фиксни лежај вратила радног точка

б)

Ослонци су изведени у виду два лежаја на одређеном растојању са заједничком осом обртања. Примењу се лежајеви клизног или котрљајућег типа. Код извођења са клизним лежајевима могуће су две варијанте, клизни лежај без могућности подешавања осе и лежајеви са самоподешавањем осе обртања. Неподесиви тип лежајева захтева беспрекорно подешавање осе обртања стреле, што је веома тешко изводљиво. Код погрешне монтаже јављају се допунска оптерећења на конструкцији стреле и централном стубу. Лежишта, неподесивог типа, израђују се од бронзе, а осовина је челични откивак са побољшаном структуром. Примена самоподесивих клизних лежајева омогућава и одређену међусобну несаосност лежајева. И поред несаосности, услед самоподешавања кошулица лежајева, оса обртања стреле је јединствена и нема појаве додатних оптерећења при кретању стреле у вертикалној равни. Примењују се лежајеви са и без подмазивања. Продор мазива у оптерећену зону лежаја је веома отежан, па често у погонским условима тарне површине остају потпуно неподмазане. Примена самоподесивих лежајева чије су клизне површине обложене тefлоном омогућавају трајан рад без подмазивања.

Механизам за дизање стеле не припада конструкцији стреле, али је неопходан за довођење стреле у жељене радне положаје. Задатак механизма је:

- да доведе стрелу у жељени висински положај, да задржи тај положај и по потреби врши промену висинског положаја. Наведене промене висинског положаја стреле морају бити прецизне ради селективног рада.
- да при појави нежељених случајева оптерећења заштити конструкцију стреле и сачува багер од могуће хаварије. У првом реду се мисли на могући случај ослањања стреле на радну косину када се нарушава стабилност целог багера. Такође, чест случај је да се обрушавањем косине преоптерети стрела радног точка када механизам за дизање мора обезбедити сигурност багера.
- да у радовима при замени ведрица обезбеди прецизне положаје радног точка (висинска померања од 2 до 5 мм), и да код дужег стајања багера задржи константан положај стреле.

Наведене захтеве механизма за дизање стреле испуњавају два система који су и једино у примени на багерима:

- хидраулични систем са цилиндром за дизање стреле и
- систем витла са ужадима за дизање стреле.

1.1.3. Радни точак

Радни точак представља најкарактеристичнији конструктивни део багера, по коме је и добио име роторни багер. Кроз вишедеценијски развој роторних багера развијено је више типова радних точкова уз стално даље усавршавање са циљем да се што боље одговори технолошким захтевима производње, уз смањење његове тежине, бољег и квалитетнијег одржавања као и уз повећање поузданости рада. Захтеви ка већим јединичним капацитетима условљавали су повећање димензија радног точка. Пречник радног точка се креће у дијапазону од 4.2 м па до 21.6 м, у зависности од величине багера, али и намене.

Радни точак се састоји из следећих основних елемената:

- носеће конструкције радног точка,
- вратила са лежајевима,
- ведрица са резним елементима.

Под погонским механизмом радног точка подразумевамо:

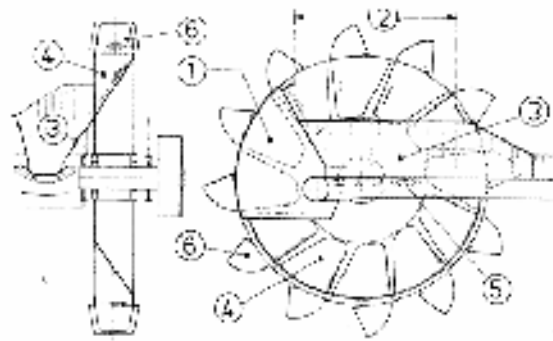
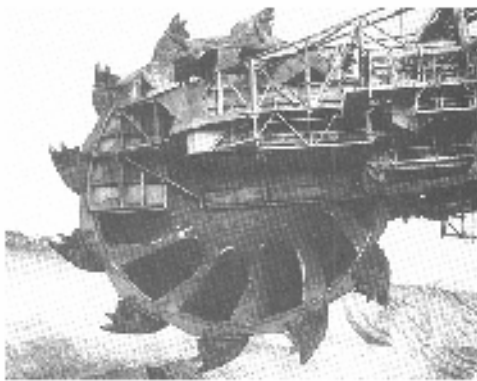
- редуктор радног точка (један или два),
- спојнице,
- електромотор (један или више, чак до четири комада),
- зглобна вратила за везу мотора и редуктора (само код неких багера).



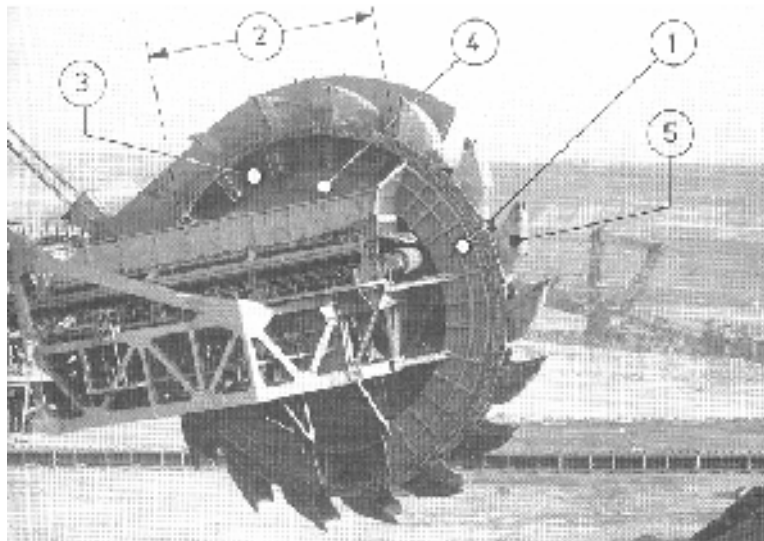
Слика 1.9. Радни точак $D = 21.6$ м, $q = 6.6$ м³, 18 ведрица (SchRs-6300, површински коп Hambach)

У концепцији конструкције радног точка, почевши од првих - ћелијских и затим безћелијских (највише примењени), са њиховим предностима и недостацима, дошло се и до полућелијских, што је свакако последица све разноврснијих услова рада багера. Повећањем висине прстенастог сектора и продужењем задњег дела ведрице у овај простор, добијена је комбинација ћелијског и безћелијског радног точка. Највећи багер, номиналног капацитета 240.000 м³/дан чврсте масе, има точак полућелијског типа.

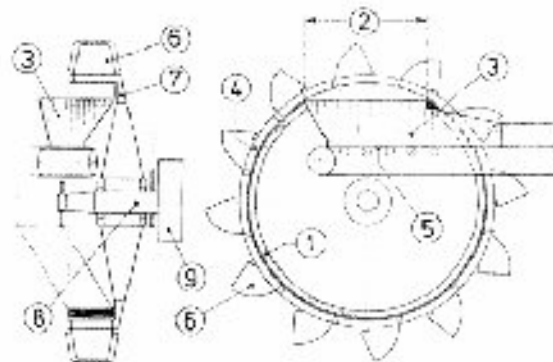
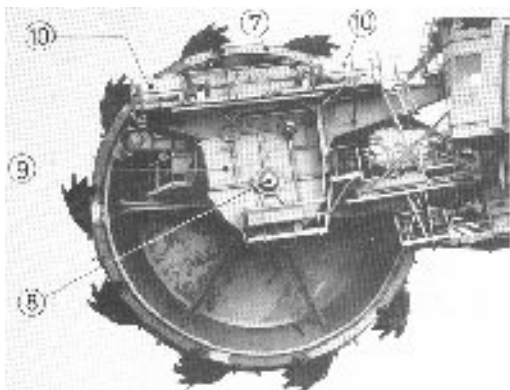
Поред ових, може се рећи основних типова, постоје и роторни точкови са гравитационо-инерционим или само инерционим пражњењем. Треба још напоменути да код роторних багера који су предодређени само за дубински рад, на роторном точку су ведрице заокренуте за 180⁰, а смер обртања супротан у односу на багере за висински рад. На сликама 1.10. – 1.12. приказани су ћелијски, полућелијски и безћелијски роторни точкови.



Слика 1.10. Радни точак хелијског типа; 1 - тело радног точка, 2 - истоварни сектор, 3 - склизница, 4 - хелијски простор, 5 - гумена трака, 6 - ведрица.



Слика 1.11. Роторни точак полухелијског типа; 1 – прстен, 2 – истоварни сектор, 3 – полухелијски простор, 4 – склизница, 5 – ведрица.



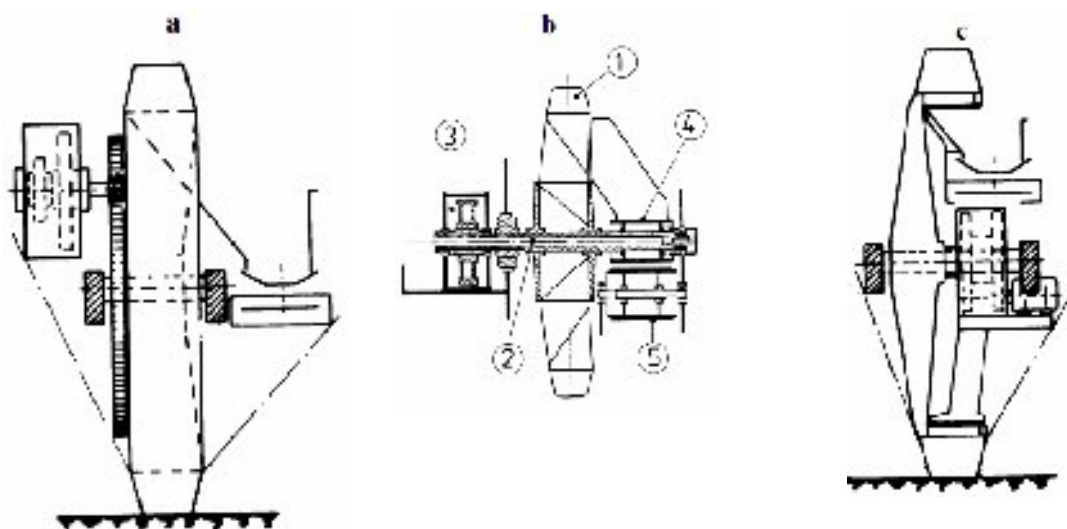
Слика 1.12. Радни точак безхелијског типа; 1 - прстен, 2 - истоварни сектор, 3 - бункер, 4 - прстенасти простор, 5 - гумена трака, 6 - ведрица, 7 - тело радног точка, 8 - вратило радног точка, 9 - редуктор, 10 - електромотор.

Посебан проблем конструкције багера је и погон радног точка, што је исказано кроз разноликост у конструктивним концепцијама. Првобитна решења са зупчастим венцем на роторном точку, која су приказана на слици 1.13-а, омогућују постизање

најмањих тежина за исти обртни момент у групи механичких погона уз примену простих конструкција преносника снаге, али су касније отпала због тешких услова рада багера и немогућности остварења ефикасног заптивања. Иако је са технолошког аспекта ово решење задовољавало због смањења слободног угла резања, оно је потпуно напуштено због наведених проблема.

На слици 1.13-б, приказан је стари начин конструкционог решења (примењиван пре II светског рата), поготову са аспекта начина решавања транспортног пута откопаног материјала. Његова специфичност се огледала у томе што је материјал из ћелијског радног точка падао на утоварни бубањ, а преко њега на транспортер. Треба нагласити да је начин ослањања вратила био такав да га је чинило статички неодређеним носачем.

На слици 1.13-с, приказано је конструкционо решење које је омогућавало повољне углове слободног резања због положаја редуктора непосредно уз радни точак. Проблеми са утоваром материјала на транспортер, због мале дужине истоварног сектора и отежане замене редуктора, условили су да се овакво решење веома ретко користи.



1 - тело радног точка 2 - вратило 3 - редуктор 4 - одбојни бубањ 5 - повратни бубањ траке

Слика 1.13. Стара конструктивна решења извођења роторног точка

У табели 1.1 дате су различите класификације радног точка.

Табела 1.1 Класификација роторних точкова по одређеним карактеристикама

По начину пражњења ископаног материјала	- са гравитационим пражњењем - са инерционим пражњењем - са гравитационо-инерционим пражњењем (Гравитационо пражњење са бочним истоваром материјала на транспортер, примењује се данас редовно код багера који се користе у експлоатацији. Инерционо пражњење примењује се код сипких материјала али и то веома ретко; иста констатација се односи и на гравитационо-инерционо пражњење)
По конструктивном решењу	- ћелијски роторни точкови, са једном ћелијом (комором) за сваку ведрицу или са једном ћелијом (комором) за две ведрице - безћелијски - полућелијски

По начину извођења пријемног уређаја	- са непокретном сипком - са непокретном сипком и чистачима ведрица - са обртним конусом - са трачним додавачем - са тањирастим додавачем (обртним диском) - са једнодобошним или дводобошним додавачем
По облику ведрица	- лучног облика - трапезног облика - правоугаоног облика (Све су са чврстим или еластичним дном - ланци, као и без дна - користе се као међурезачи)
По облику резног дела ведрице	- континуални нож - нож са уграђеним зубима
По уградњи погона радног точка	- погон уграђен у радни точак - погон постављен ван радног точка - погон уграђен делом у радни точак, делом изван
По положају погона када је овај ван радног точка	- на страни транспортера - на страни радног точка - са обе стране
По извођењу погона радног точка	- са редуктором обичног извођења - са планетарним редуктором - комбинован, редуктор обичног извођења са планетарним делом - хидраулични - електромоторни, без преносника, са специјалним електромотором
По вези погона за роторну стрелу	- круто - еластично, у једној тачци, са одговарајућим амортизером
По остварењу везе погона са точком	- директном везом, када се обртни момент роторном точку предаје преко вратила - посредном везом, када се обртни момент предаје роторном точку преко зупчастог венца
По броју погонских мотора	- са једним погонским мотором - са више мотора
По типу сигурносних спојница	- са фрикционом спојницом - са хидродинамичком спојницом - са електромагнетном спојницом

Задатак тела радног точка је да обезбеди чврсту везу између вратила радног точка и ведрица како би се све силе и моменти пренели између ова два елемента. Такође, функција тела радног точка је да обезбеди, уз минимална просипања, одвођење материјала из ведрица преко клизних површина на пријемни транспортер. Тело радног точка изводи се заваривањем од челичних лимова као једноставна носећа конструкција. У току рада цела конструкција је оптерећена широким спектром динамичких оптерећења, а у извесним случајевима и оптерећењима хаваријске природе. Површине које су у процесу рада у контакту са откопаним материјалом заштићене су антихабајућим облогама, али се, међутим, не може у потпуности елиминисати хабање носеће конструкције, што има за последицу смањење њене укупне чврстоће. Утицај корозије је такође изразит на везама које су изведене заваривањем или завртњима, што наравно, повлачи за собом слабљење укупне чврстоће конструкције.

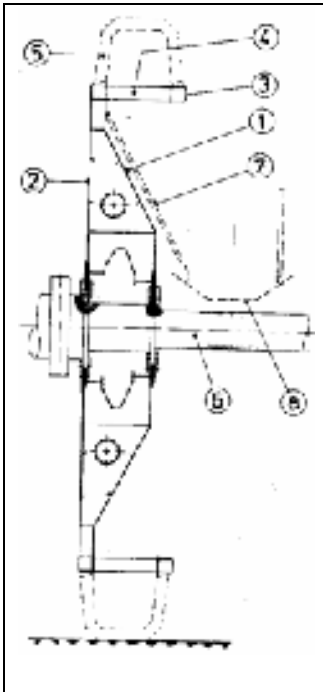
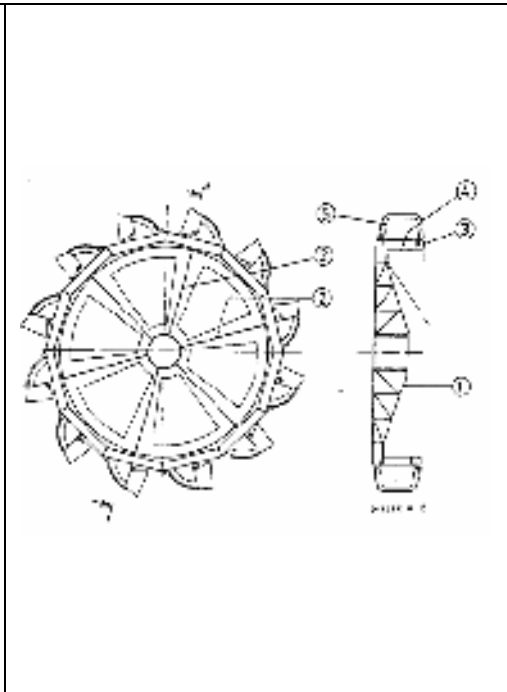
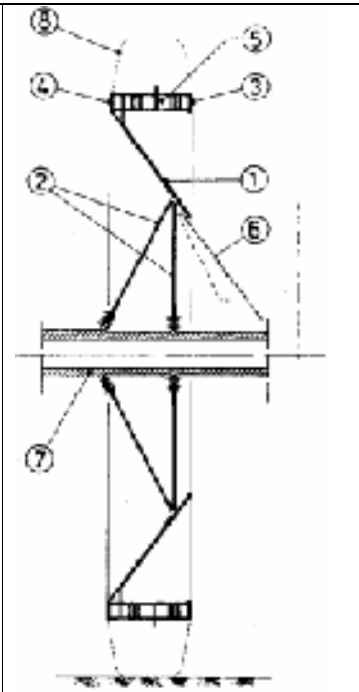
Дуго време израде радног точка са великим степеном сложености, уз наведене неповољне услове рада, захтева усвајање високог степена сигурности конструкције тела радног точка. Велики степен сигурности повлачи за собом повећање масе тела радног точка. Овде треба напоменути да повећање масе радног точка за једну тону захтева повећање масе целе конструкције багера уз корекцију противтега, за око четири до пет тона.

Носећа конструкција радног точка се састоји од следећих радних елемената:

- тело радног точка,
- прстенасти кутијаста носач спољни и прстенасти носач унутрашњи,
- попречни носачи и
- ушице за фиксирање ведрице.

Највише у употреби су следеће конструкционе форме за извођење тела радног точка, које су дате на слици 1.14:

- тело радног точка са двоструким зидовима,
- тело радног точка са једним зидом и паоцима, и
- тело радног точка у облику зарубљене купе са једним зидом.

		
<p>Тело точка са двоструким зидовима</p> <p>Унутрашњи носећи зид тела радног точка</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Спољни носећи зид тела радног точка 2. Сегментни прстен, 3. Попречна греда, 4. Ведрица, 5. Осовина радног точка, 	<p>Тело точка са једним зидом и паоцима</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Унутрашњи носећи зид тела радног точка, 2. Паок, 3. Сегментни прстен, 4. Попречна греда и 5. Ведрица. 	<p>Тело точка у облику зарубљене купе са зидом</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Носећи зид у облику зарубљене купе; 2. Конструкција за повезивање са вратилом радног точка; 3. Прстен на унутрашњој страни; 4. Прстен отпоран на увијање на спољашњој

6. Склизница и 7. Пријемна трака.		страни; 5. Попречни носачи; 6. Склизница; 7. Вратило радног точка; 8. Ведрица.
--------------------------------------	--	--

Слика 1.14 Конструкционе форме тела радног точка

Поред ових типских решења тела радног точка, постоје и различите изведене конструкције са само једним зидом односно плочом као телом точка, са увођењем нових мембранских ослонаца између тела радног точка и вратила, итд.

Код радног точка са двоструким зидовима носећа конструкција се састоји од спољашњег зида у облику кружне плоче и унутрашњег зида у облику зарубљене купе. Повезивање унутрашњег и спољашњег зида се врши преградним лимовима. Добре стране оваквог извођења се састоје у високој крутости и чврстоћи носеће конструкције радног точка и веома добром преносу сила од ведрица на вратило. Висока крутост конструкције тела радног точка омогућава једноставно повезивање попречних носача и унутрашњег прстена у носећу структуру.

Недостатак, који је уочен у експлоатацији роторних багера са оваквим роторним точком, је могућност појава нагомилавања материјала у коморе између носећих зидова. Количина нагомиланог материјала може бити знатна па тиме и угрозити стабилност горње градње багера. Овај недостатак налаже потребу честе контроле коморе кроз ревизионе отворе на спољашњем носећем зиду, који треба да омогуће улаз особља за чишћење. Треба напоменути да је на једном багеру у Немачкој маса нагомиланог материјала унутар радног точка достигла вредност од 80 тона.

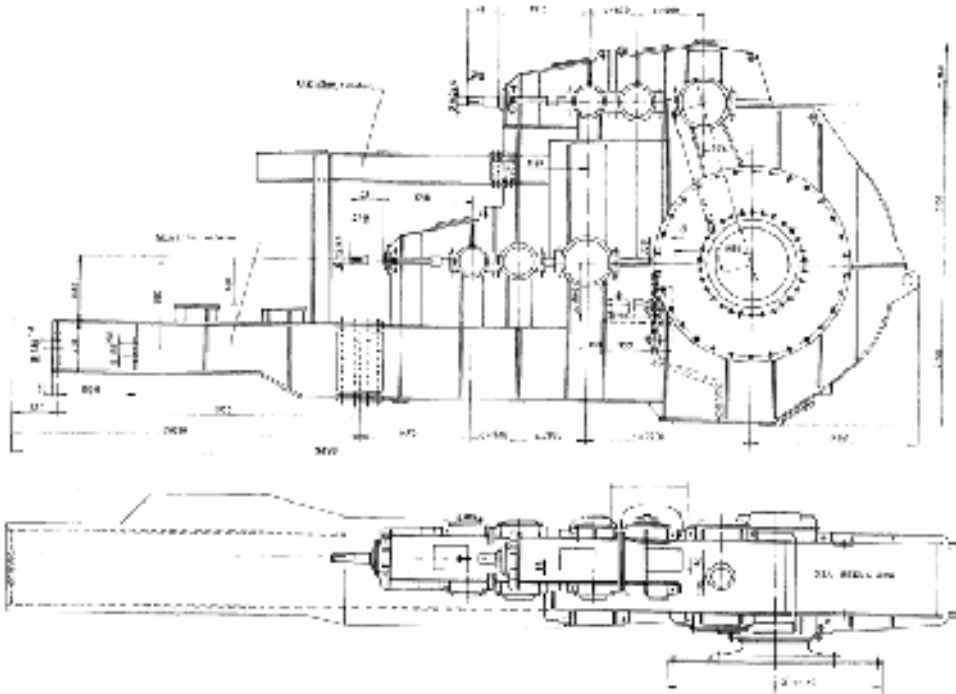
Извођење тела радног точка са једним зидом и паоцима се састоји од једног зида у облику зарубљене купе која се налази до пријемног транспортера, док се преостала носећа конструкција састоји од радијално распоређених носача у облику паока. Уградња попречних носача и унутрашњег прстена у носећу структуру радног точка је релативно једноставна, а пренос сила са ведрица на вратило радног точка је веома повољан. Наведена конструкција представља у ствари модификацију претходне варијанте са побољшањем да се нагомилани материјал унутар радног точка може лако уочити и благовремено одстранити. Међутим, постојање многих отворених "цепова" пружа могућност лаког нагомилавања материјала па се због тога радни точак мора често чистити што, наравно, повлачи за собом честа заустављања багера.

Тело радног точка у облику купе са једним зидом изграђено је од челичног лима у облику зарубљене купе конструкције која повезује вратило и наведену купу. Овај тип конструкције омогућава минимално нагомилавање материјала унутар радног точка тако да и максимална запрљаност не утиче на поремећај стабилности горње градње багера, а евентуално чишћење нагомиланог материјала не захтева дуже застоје и већи број људи. Крутост тела радног точка се постиже преко кутијастог прстенастог носача на спољашњој страни који са облогом чини једну целину. Недостатак ове конструкције се огледа у сложеној расподели сила због различитих напрезања у току обртања радног точка. Међутим, у новије време методом коначних елемената могуће је прецизно дефинисати распоред сила и напона у конструкцији овог типа радног точка. Поменуте три конструкције роторних точкова се по укупној маси мало разликују, па се са аспекта масе не може дати предност нити једној од поменутих извођења.

1.1.4. Редуктор за погон радног точка

Редуктор радног точка служи за пренос снаге од погонских мотора на вратило радног точка при чему врши редукцију броја обртаја и повећава обртни момент. Код погона електромотором, број обртаја улазног вратила је по правилу од 1000 до 1500 min^{-1} , а број обртаја радног точка од $6,0$ до $7,0 \text{ min}^{-1}$. За овако велику редукцију броја обртаја потребни су редуктори са преносним односом $i=150-350$. Овакав преносни однос могуће је остварити вишестепеним редукторима.

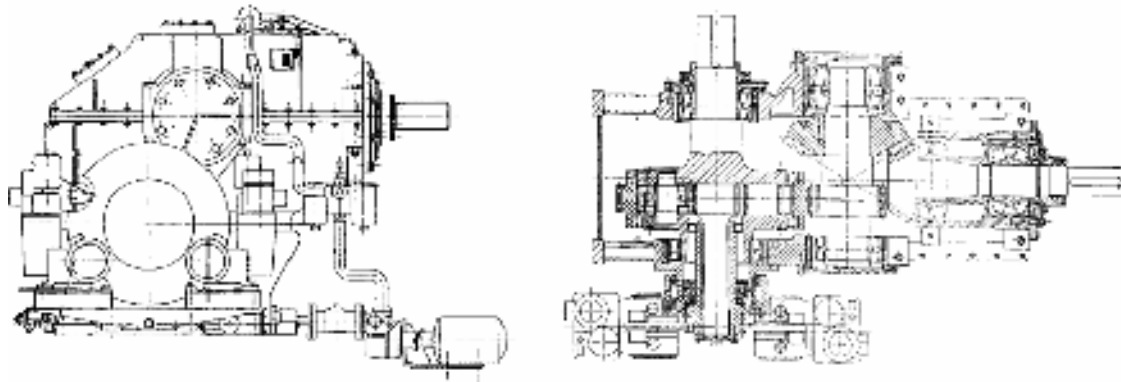
Редуктори за погон радног точка су дуги низ година извођени у класичној концепцији (сл. 1.15) односно као конусно-цилиндрични редуктори. Добре стране тих редуктора се огледају у једноставној и лако прегледној конструкцији, једноставном одржавању и ремонту. Недостаци се састоје у великој маси и великим габаритима.



Слика 1.15. Вишестепени конусно-цилиндрични редуктор роторног точка багера СРс2000 (два мотора $2 \times 670 \text{ kW}$ и масе 50 t)

Због далеко мање тежине и габарита, примена планетарних редуктора је све израженија. Мање димензије кућишта омогућавају повољније формирање бочне косине. Међутим, планетарни редуктори су компликованији за израду и врло осетљиви на нетачности у изради и монтажи. Због збијености унутрашње конструкције контрола је врло отежана, а чест је случај да лом једног елемента изазове хаварију већег дела погонских елемената редуктора.

Комбиновани редуктори, којима је последњи степен планетарног типа, а претходни у класичном извођењу, врло су поуздани, јер су преузели добре стране класичних и планетарних преносника уз смањење наведених негативних особина. Пример је дат на слици 1.16.

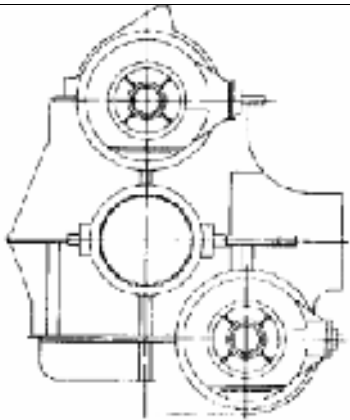
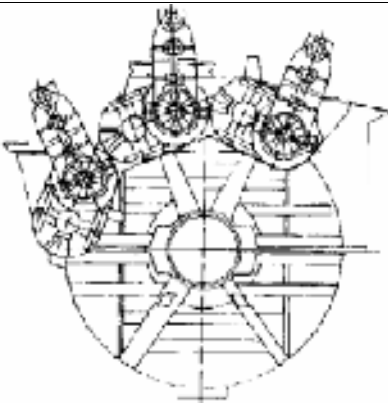
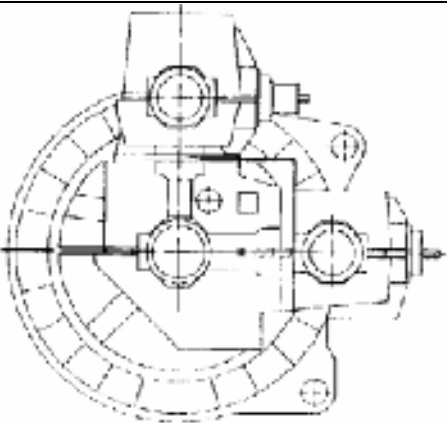


Слика 1.16. Комбиновани редуктор (пресек)

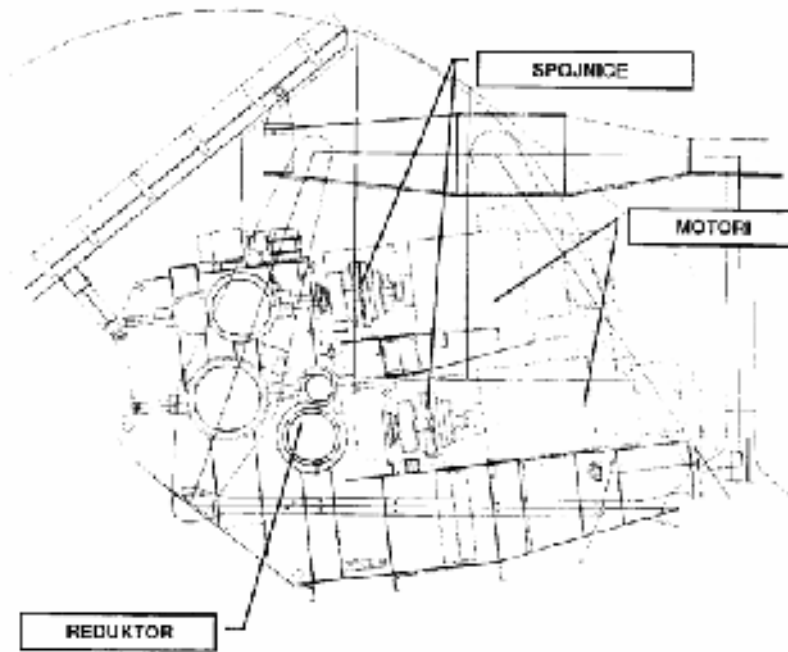
Редуктори се ослањају, у основи, на три ослоња: два представљају лежајеви излазног степена редуктора, а трећи се обично поставља у зони улазног вратила. Овај трећи ослонац мора бити тако изведен да се еластичне деформације вратила радног точка пренесу на стрелу, а да се при том не појаве додатна оптерећења у ослоњцима редуктора. Погрешним ослањањем, односно погрешним конструисањем кућишта, може се изазвати оштећење зупчаника излазног степена редуктора.

Код појединих конструкција постоје и такозване моментне полуге чији је задатак да се реактивни момент, који се јавља код копања, преко посебне полуге пренесе на стрелу. На тај начин кућиште се у великој мери растеређује, јер основно оптерећење се директно са излазног степена редуктора уводи у носећу конструкцију стреле, а кућиште је поред сопствене тежине оптерећено само мањим додатним силама. На слици 1.17, дати су типични примери за извођење редуктора за погон радног точка.

	<p>Конусно-цилиндрични планетарни редуктор: $150 < i < 310$ $M_{a\delta} < 1.700 \text{ kNm}$ $m < 25.000 \text{ kg}$ Редуктор са једним погонским мотором</p>
	<p>Конусно-планетарни редуктор: $100 < i < 300$ $M_{a\delta} < 2.200 \text{ kNm}$ $3000 < m < 25.000 \text{ kg}$ Редуктор са једним погонским мотором</p>

	<p>Конусно-планетарни цилиндрични редуктор: $150 < i < 230$ $M_{a6} < 2.000 \text{ kNm}$ $m < 25.000 \text{ kg}$ Редуктор са два погонска мотора</p>
	<p>Цилиндрично-планетарни цилиндрични редуктор: $i < 240$ $M_{a6} < 12.000 \text{ kNm}$ $m < 170.000 \text{ kg}$ Редуктор са три или четири погонска мотора</p>
	<p>Конусно-цилиндрични планетарни редуктор: $100 < i < 320$ $M_{a6} < 7.000 \text{ kNm}$ $m < 55.000 \text{ kg}$ Редуктор са два или три погонска мотора</p>

Слика 1.17. Типични редуктори за погон радног точка



Слика 1.18. Планетарно-диференцијални редуктор са излазним цилиндричним зупчаником
($P=2 \times 630 \text{ kW}$, $n=985 \text{ min}^{-1}$, $i=193.14$)

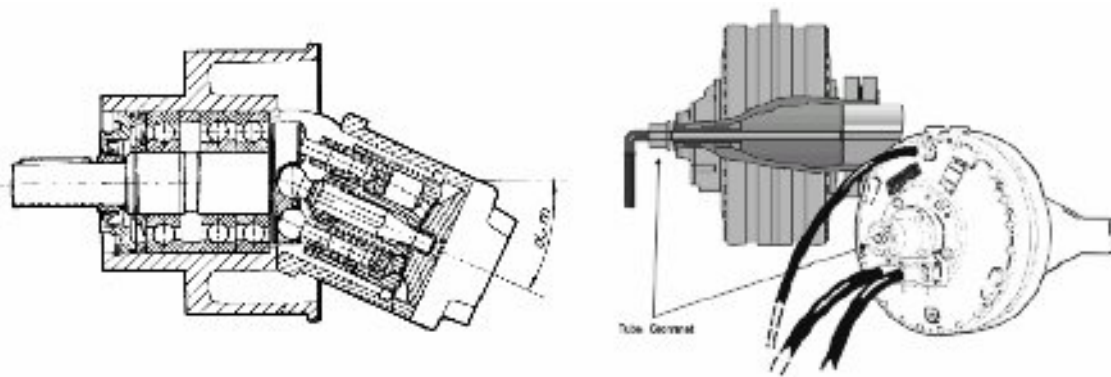
Нови приступ изградњи редуктора за погон радног точка дао је MAN-Takraf, тако што је покушао да искористи добре особине напред наведених типова: класичан улазни зупчasti пар, следећи пренос диференцијални односно планетарни, и излазни цилиндрични зупчаник (сл.1.18)

1.1.5. Погонски мотори

У највећем броју изведених конструкција на роторним багерима за погон радног точка, примењени су електромотори, а на једном мањем броју и то на багерима мањег капацитета (углавном код компактних багера) у примени су хидромотори.

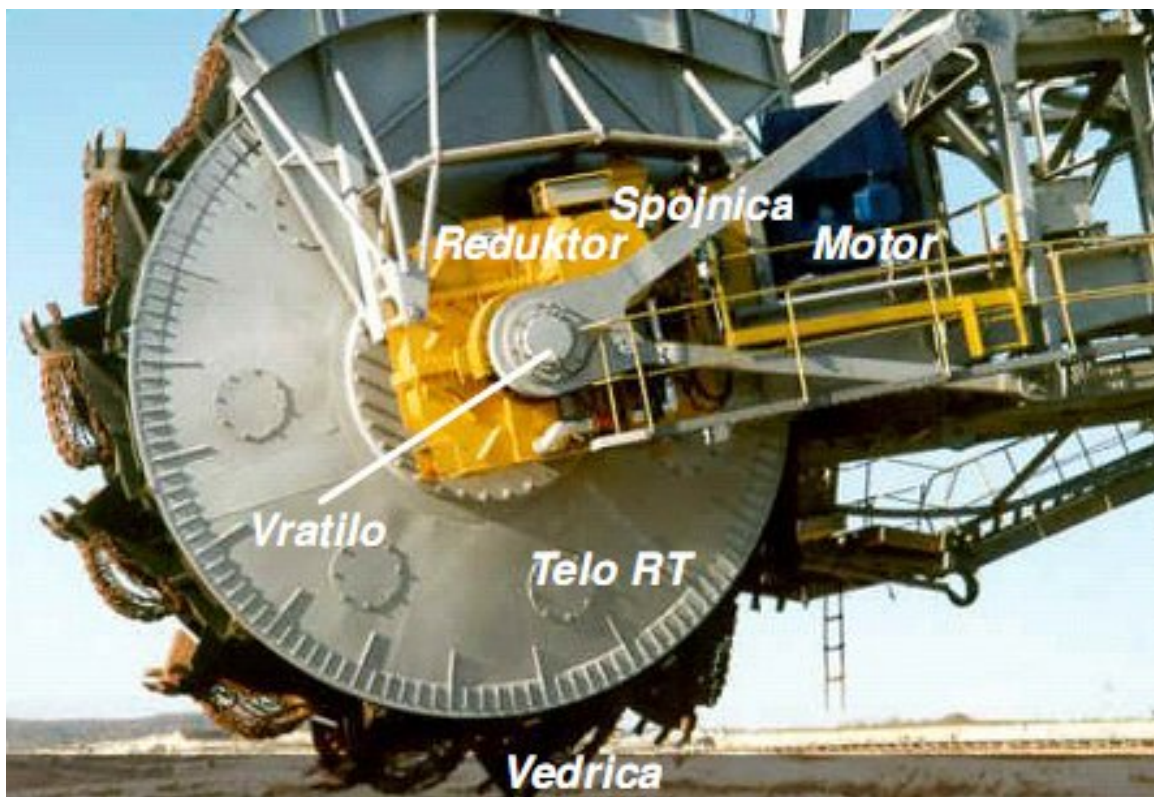
Табела 1.2. Основне карактеристике погонских мотора са аспекта броја обртаја

Хидромотори		Електромотори	
Затворен систем	Отворен систем	Са константним бројем обртаја	Са променљивим бројем обртаја
Хидраулични систем са константним бројем обртаја	Хидраулични систем са променљивим бројем обртаја	Са степенастом регулацијом	Са континуалном регулацијом



Слика 1.19. Хидромотор (клипно-аксијална пумпа)

Основне карактеристике погонских мотора са аспекта броја обртаја приказане су у табели 1.2. Слична подела се може презентирати по врсти струје и напону. Примењују се мотори наизменичне струје, а ретко мотори једносмерне струје. Стандардни напони на багерима су 380, 500 и 6000 V за напајање мотора радног точка. Високо напонски мотори (6000 V) примењују се за веће моторе, због мањег оптерећења багерског трансформатора полазним струјама. Од мотора са константним бројем обртаја примењују се кратко спојени асинхрони мотори и то у већини случајева мотори са клизним прстеновима који омогућавају постепено залетање. Уградњом хидродинамичке спојнице постиже се сличан ефекат при залетању и код мотора без клизних прстенова.

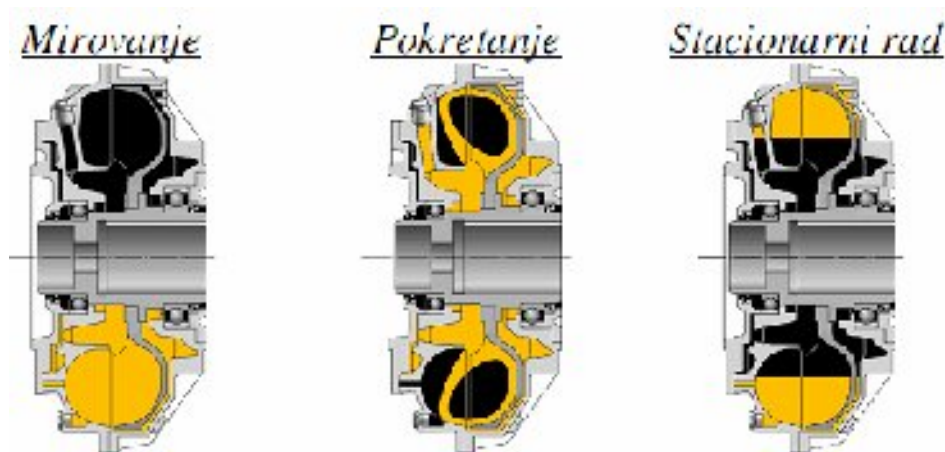


Слика 1.20. Диспозиција елемената на примеру радног точка багера SRs-1300 (MAN Takraf)

1.1.6. Сигурносна спојница

Услед наиласка ведрице радног точка на чврсту препреку, при процесу копања, исти се блокира, при чему се у систему преноса снаге јављају велике силе које су у стању да изазову лом појединих елемената. Појава великих сила је последица кинетичке енергије обртних маса електромотора, редуктора вратила радног точка и радног точка. Познато је да је кинетичка енергија обртних делова функција квадрата угаоне брзине, односно да брзо ротирајући делови имају при истим масама далеко већу кинетичку енергију од споро ротирајућих маса. Код изведених конструкција уочава се да ротору електромотора припада 65 до 80 % кинетичке енергије обртања, односно уградњом сигурносне спојнице, између мотора и редуктора се у случају удара радног точка о чврсту препреку, значајно умањују настале силе услед удара. Најчешће се примењују следеће врсте сигурносних спојница: растављачи, моментне ваге, ламеласте фриксионе спојнице, хидродинамичке спојнице и магнетне спојнице.

Спојнице се подешавају да при 60 % преоптерећења реагују. Поред спојница, електромотори се штите од преоптерећења на уобичајене начине.



Слика 1.21. VOITH хидродинамичка спојница – тип Т

1.1.7. Механизам за дизање стреле

Механизам за дизање стеле не припада конструкцији стреле, али је неопходан за довођење стреле у жељене радне положаје. Задатак механизма је:

– да доведе стрелу у жељени висински положај, да задржи тај положај и по потреби врши промену висинског положаја. Наведене промене висинског положаја стреле морају бити прецизне ради селективног рада.

– да при појави нежељених случајева оптерећења заштити конструкцију стреле и сачува багер од могуће хаварије. У првом реду се мисли на могући случај ослањања стреле на радну косину када се нарушава стабилност целог багера. Такође, чест случај је да се обрушавањем косине преоптерети стрела радног точка када механизам за дизање мора обезбедити сигурност багера.

– да у радовима при замени ведрица обезбеди прецизне положаје радног точка (висинска померања од 2 до 5 мм), и да код дужег стајања багера задржи константан положај стреле.

Наведене захтеве механизма за дизање стреле испуњавају два система који су и једино у примени на багерима:

- хидраулички систем са цилиндром за дизање стреле и
- систем витла са ужадима за дизање стреле.

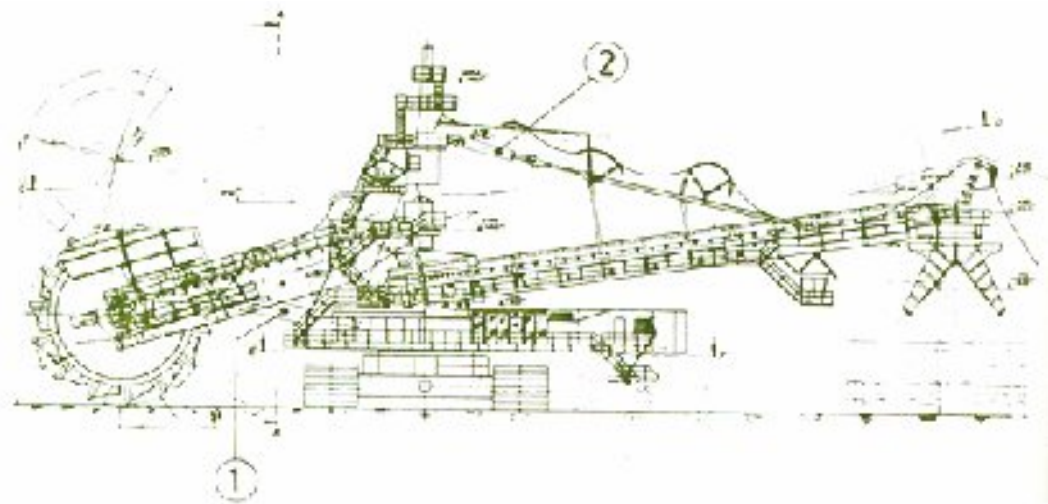
Хидраулички систем се примењује код багера са кратким стрелама. Код багера са већим дужинама стреле није могућа примена цилиндара за дизање стреле, јер би то захтевало уградњу цилиндра изузетне дужине, од неколико десетина метара. Сам цилиндар се уграђује испод стреле, где се налази један ослонац, док је други ослонац на обртној платформи. Конструкција на местима ослонаца цилиндра је додатно ојачана како би се обезбедио пренос сила кроз конструкцију. Хидраулични систем за дизање стреле је типичан код багера компактнoг типа.

Крутошћ стреле мора бити таква да не дозволи појаву бочних оптерећења на цилиндру јер то може изазвати његово оштећење. Наиме, цилиндар може примати оптерећења само у правцу своје подужне осе. Ослонци цилиндра се опремају самоподесивим зглобним лежајевима (слично као код ослонаца стреле) како би се појава бочних сила на тело цилиндра елиминисала. Механизам се изводи са једним цилиндром довољне носивости, уградњом два цилиндра се јавља проблем њиховог синхронизованог кретања па се таква конструкциона извођења избегавају код механизма за дизање стреле. Најважнији елемент целог хидрауличног система представља цилиндар, због својих карактеристичних димензија које морају одговарати геометрији стреле багера како би се постигли захтевани технолошки параметри, као што су максимална висина и дубина откопавања. Остали елементи хидрауличног система се лако могу прилагодити радним захтевима хидро система.

По начину дејства и конструкционом извођењу уграђује се цилиндар једносмерног дејства. Смер оптерећења је ка сабијању цилиндра тако да у радној комори увек влада притисак, без обзира да ли се стрела диже или спушта. Радни притисак у комори, поред спољашњих оптерећења стреле зависи и од угла између стреле и цилиндра. Највећи притисак се јавља у најнижем положају стреле и опада са дизањем стреле. Спуштање стреле се врши услед њене тежине без дејства пумпе. Брзина спуштања је контролисана протком уља из цилиндра, пригушивањем слободног протока врши се смањивање брзине спуштања на жељену меру. Прикључна места на цилиндру се опремају хидрауличним елементима који обезбеђују додатну сигурност у раду. То су вентили за ограничење притиска, пригушни вентил и притисни прекидачи. Сврха ових елемената је да у случају пуцања цевовода стрела задржи свој положај. Притисни прекидачи преко притиска уља указују да ли је стрела преоптерећена или је ослоњена на планум.

Преостали део хидрауличног постројења (пумпа, разводници и резервоар са прибором) се поставља на горњој градњи, заштићен је од нечистоћа и са добрим проветравањем.

Конструкционо извођење цилиндра треба да је такво да при максимално извученој клипњачи, односно при највећој дохватној висини багера, у цилиндру остане довољно дужине за вођење клипњаче, како би се избегла попречна оптерећења клизних површина цилиндра. Систем хидрауличног дизања стреле не захтева већи обим одржавања. Повећану пажњу потребно је посветити чистоћи и квалитету уља, јер 90% сметњи у раду хидро система настаје због лошег уља. У нашим климатским условима резервоар је потребно опремити грејачима уља и системом за хлађење уља како би се обезбедила оптимална вискозност уља.



Слика 1.22. Хидраулични цилиндар механизма за дизање носача радног точка и претоварне траке;
1. цилиндар за дизање носача радног точка, 2. цилиндар за дизање претоварне траке

Механизам за дизање стреле са витлом и ужадима. На багерима класичне конструкције, већих габарита, за кретање стреле у вертикалној равни се користи искључиво ситем витла са челичним ужадима. Силе које се јављају код багера на стрели и на механизму за дизање су изузетно велике и могуће их је савладати само ужетним системима.

Основни елементи овог механизма су:

- систем катурача са ужадима,
- бубањ за намотавање ужади,
- погонски редуктори,
- погонски електромотори,
- кочиони механизми, и
- мерно-регулациони елементи.

Наведени елементи се уграђују на свим моделима багера, али њихов број и распоред зависе од величине и типа багера и конструкционих извођења. Сигурност багера у великој мери зависи од сигурности и носивости ужади. Код мањих машина се уграђује једно уже, а код машина средње величине као и код највећих модела уграђују се два ужета. Систем са два ужета се изводи тако да при отказу једног друго уже у потпуности прихвати терет на себе и задржи положај стреле до санације отказа. Степен сигурности ужета на кидање је дефинисан прописима у SRN-БГ-1986 и TGL стандардима у (бивша DDR).

Челично уже важи за поуздан и сугуран машински елемент у багерској конструкцији. Због великог броја превијања и при високом напрезању долази до замора ужета. Испитивања спроведена у RBW- Liezeltenu на једном великом багеру после пет година рада ужета су указала на високу замореност, при чему се носивост ужета смањила за 15 до 20% у односу на рачунску вредност. Оптерећеност ужета у току радног века је висока и креће се у границама од 70 до 100% у односу на дозвољену носивост. Рад на отвореном простору при свим климатским условима изазива појаве корозије на жицама ужета и тиме му додатно умањује носивост. Само честим подмазивањем одговарајућим мазивима могуће је спречити појаву корозије ужета.

Непокретни крајеви ужета се фиксирају на конструкцији противтега. Између краја ужета и конструкције се уграђује кутија за мерење силе у ужету. Мерна кутија се изводи у виду система полуга и опруга, а на појединим багерима се убацује хидроцилиндар па се

преко притиска уља мери оптерећење које влада у ужету. При растерећењу ужади (ослањање радног точка) мерна кутија даје сигнал за аутоматско дизање стреле и на тај начин доводи багер у сигурну позицију. При појави преоптерећења (загушен пријемни бункер) зауставља се рад багера и отклања загушење.

Други крај ужета се фиксира на бубњу за дизање. При уградњи ужета потреба је обезбедити да код максимално спуштене стреле остане намотано још 2.5 заштитна намотаја. Наведене специфичности код багерских ужади упућују на посебну пажњу у експлоатацији. Њихова замена се обавља на основу погонског стања (препоруке TAKRAFA) или на основу временског коришћења (препоруке O&K). Сама замена преставља посебно стање багера у статичком смислу када је смањена сигурност целог багера и када се морају предузети додатна осигурања багера.

Код система са два или више ужади неопходно је омогућити међусобно изравнавање оптерећења у ужадима. То се постиже путем навојних вретена на фиксном крају ужета. Код ужета чији су крајеви опремљени хидрауличним цилиндрима изравнавање силе у ужадима се постиже аутоматски, хидрауличким повезивањем радних комора цилиндара.

Бубањ за намотавање ужета се састоји од цилиндричног плашта, вратила, лежајева са кућиштима и озубљеног венца. Цилиндрични плашт се израђује од челичног лима савијањем и заваривањем. Целокупна конструкција бубња се подвргава жарењу ради смањивања унутрашњих напрезања која настају због процеса заваривања. По плашту бубња се урезају жлебови за налегање челичног ужета. Профил жлеба мора бити усклађен са пречником ужета. Код неправилно изведеног жлеба уже се лако оштећује. На основну конструкцију бубња се уграђује озубљени венац. Улога тог венца је да пренесе обртни момент са погонских редуктора на бубањ. Димензионисање и конструкционо извођење бубња врши се са повећаним степенима сигурности, јер би евентуални лом елемената бубња изазвао хаварију багера.

На багерима мањих димензија уграђује се један бубањ за намотавање ужета. На већим машинама уграђују се најчешће два бубња, а код највећих багера се уграђују четири бубња.

Погонски редуктори који се примењују на механизму за дизање стреле одликују се повећаним степеном поузданости и сигурности. На багерима малих димензија примењивали су се једностепени пужни редуктори. Разлог примене лежи у њиховој могућности самокочења. Повећањем масе багера, а тиме уједно и масе стреле, уводе се класични вишестепени редуктори. Улазно вратило се изводи тако да омогућава уградњу два кочиона механизма, а на излазном вратилу редуктора уграђује се зупчаник који се спреже са озубљеним венцем бубња за намотавање ужета. Редуктори се уграђују на конструкцију противтега. По правилу редуктори се ослањају еластично у вертикалној равни. Начин ослањања мора обезбеђивати константно осно растојање и паралелност зуба спреге излазног зупчаника и озубљеног венца бубња.

Код мањих багера уграђује се један погонски редуктор, који се веже са једним бубњем. Код средњих багера излазно вратило се веже за два бубња а код машина са стрелама велике масе уграђују се по два чак и четири редуктора. Посебним спојницама се врши међусобно повезивање и спрезање редуктора, односно бубњева у јединствену кинематску целину. Ово повезивање је нужно како би се извршила равномерна расподела оптерећења на бубњева и ужад, односно отклонила могућност преоптерећења једног ужета. Наведене спојнице се користе и при замени ужади за растерећење једног бубња и ужета.

У зависности од величине и масе стреле примењују се електро мотори наизменичне и једносмерне струје. За најмања оптерећења у примени су асинхрони мотори са кратко спојеним ротором. За багере средњих габарита примењују се мотори са клизним прстеновима. Величина обртног момента овог типа мотора зависи од отпора у колу ротора. Његова спољна карактеристика се мења у зависности од прикључених отпора.

Примена клизно прстених мотора омогућава променљиву брзину дизања, не континуално већ степенасто, и лагана постепена убрзања стреле без удара. Спуштање стреле се врши са смером мотора, као у процесу дизања, али са мањим моментом, који се постиже укључивањем додатних отпора. Неповољност код ове врсте извођења се огледа у томе што је брзина спуштања зависна од оптерећења стреле и може код већих сила прекорачити дозвољену брзину спуштања. Заштита од превеликих брзина спуштања стреле се изводи преко тахографа. Улога уређаја се састоји да контролише брзину и да при појави прекорачења зауставља процес спуштања. Код багера код којих се захтева стабилна брзина спуштања (за рад багера вертикалним резивима), уграђује се додатни помоћни мотор, мање снаге. Помоћни мотор се укључује само у процесу спуштања заједно са главним мотором да додатним моментом обезбеди стабилну брзину спуштања.

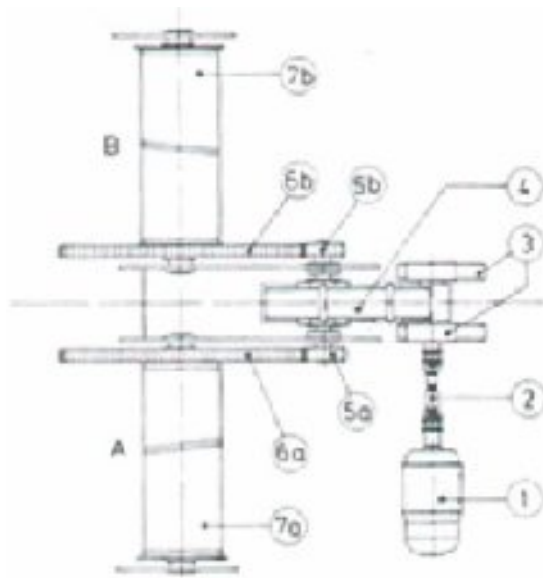
На багерима велике масе није могуће применити моторе наизменичне струје због нестабилних брзина спуштања. Применом мотора једносмерне струје, чија моментна карактеристика не зависи битно од оптерећења, постиже се стабилност брзине спуштања стреле. Код овог типа погона брзине при дизању и спуштању могу се континуално подешавати од минималне до максималне вредности.

Кочиони механизми на систему дизања стреле имају веома одговоран и деликатан задатак везан за сигурност багера. Функција кочења мора бити прецизно синхронизована са погонским електромоторима. Покретање, рад и заустављање мотора мора бити временски повезано са деловањем кочионих механизма. У стању мировања стреле кочиони механизам је затворен и чврсто приљубљен уз кочиони бубањ. Непосредно по покретању мотора механизам се отвара и ослобађа кочиони бубањ. Временска разлика од покретања мотора до отварања кочионог механизма зависи од моментне карактеристике мотора и инерционих сила стреле. Прерано отварање кочнице доводи до гравитационог пропадања стреле, што је веома опасно, а касно отварање кочнице преоптерећује погонски мотор. Прави тренутак отварања кочнице је када момент електромотора надвлада инерционе силе стреле, односно када је мотор у стању да у потпуности надвлада оптерећење и да не дозволи залетање стреле ка плану.

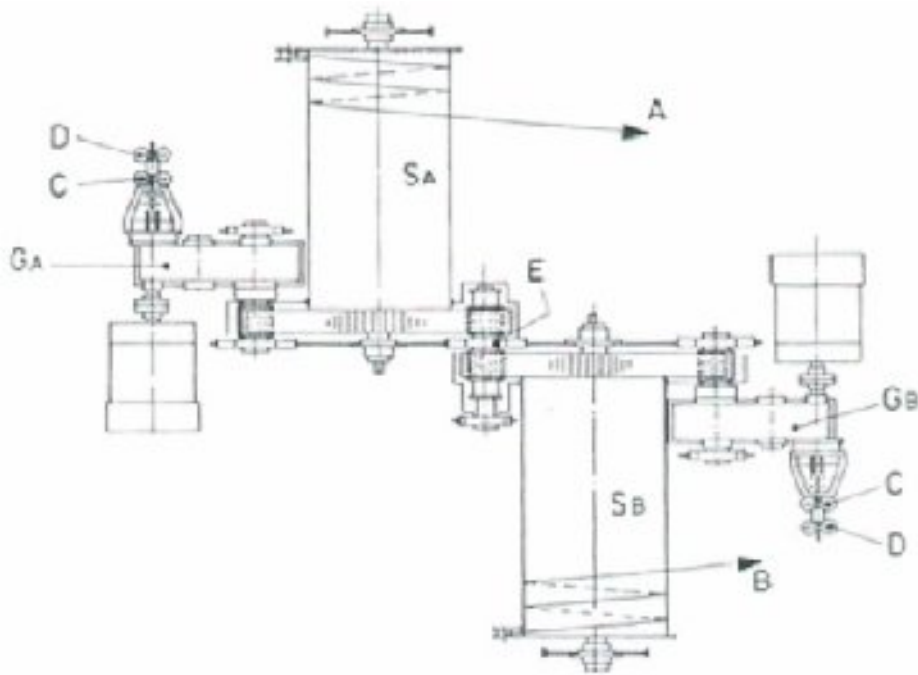
Само извођење кочионог механизма се састоји од дуплих кочница од којих је једна радна а друга сигурносна. Радна кочница се касније отвара код покретања стреле и раније се затвара код заустављања стреле. То обезбеђује да сигурносна кочница не хаба своје облоге и да у случају отказа радне кочнице сигурносна делује беспрекорно и сигурно. Од мерно-регулационих уређаја, чији је задатак да прате и регулишу процес дизања и спуштања стреле, најважнији су: уређаји за мерење силе у ужету, уређај за изравнавање силе ужадима, уређај за мерење брзине електромотора-тахогенератор, индикатори похабаности кочионих облога, индикатори зазора кочионих облога и отвореност кочнице, уређаји за временску задршку отварања кочнице и мерни инструменти за електромоторе.

Механизми за дизање се изводе тако да се брзина дизања радног точка креће у границама од $v=3.2$ m/min до $v=6$ m/min. Највећи број багера има брзину од $v=5$ m/min. Примена већих брзина од $v=5$ m/min захтева велико повећање снаге мотора и као пратећу појаву пораст инерционих и динамичких сила. Извођења са мањим брзинама од $v=3$ m/min имају недостатак који се огледа у дугом времену потребном за промену подетаже. Однос угаоне брзине електромотора и угаоне брзине стреле представља укупан преносни однос механизма за дизање стреле. Величина укупног преносног односа представља производ парцијалних преносних односа редуктора, зупчастог венца бубња и система котурача. Примењују се следећи кинематски системи:

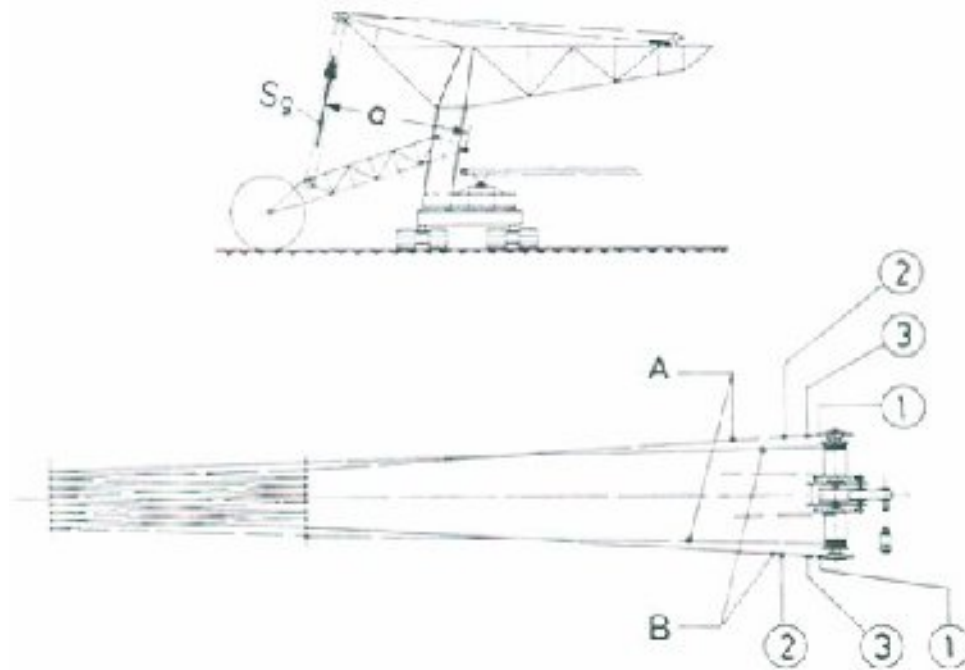
- са вучним ламелама и колицима на конструкцији противтега,
- са вучним ламелама и покретном помоћном стрелом и
- са директним вешањем стреле преко система ужади.



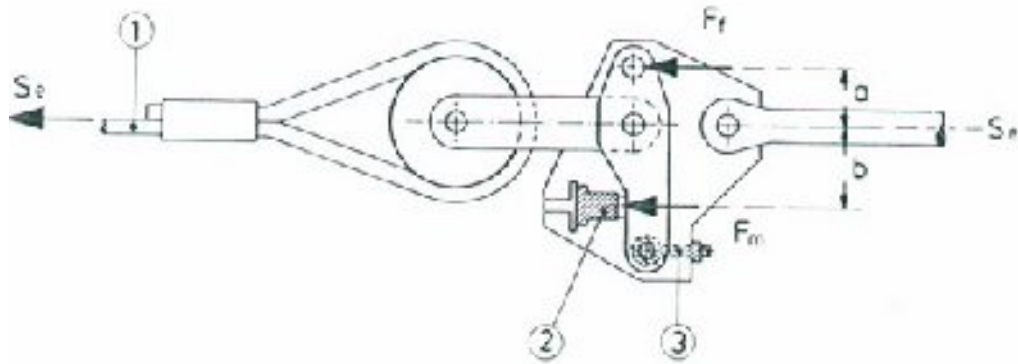
Слика 1.23. Витло за дизање радног точка; 1. погонски мотор, 2. зглобно вратило, 3. кочнице, 4. редутор, 5а. мали погонски зупчаник за систем А, 5б. мали погонски зупчаник за систем В, 6а. велики зупчаник система А, 6б. велики погонски зупчаник система В, 7а. добош витла система А, 7б. добош витла система В



Слика 1.24. Витло за дизање радног точка на великом роторном багеру; А систем ужета А, Б систем ужета В, Г_а погон система А, Г_б погон система В, Е спојница, С кочница за држање, D погонска (радна) кочница, S_а добош за уже система А, S_б добош за уже система В



Слика 1.25. Сместај котураче између носача радног точка и конструкције која се налази испред горње градње; А систем ужета А, В систем ужета В, 1. причвршћивање крајева ужета, 2. крајње уже система, 3. мерни уређај за силу у ужету (*слика 1.26*), S_g укупна сила ужета, а растојање S_g до тачке обртања носача радног точка



Слика 1.26. Мерни уређај за силу у ужету; S_g сила једног ужета, 1. фиксни крај ужета, 2. мерни чланак (*притисна мерна кутија*), 3. уређај за растерећење мерног чланка



Слика 1.27. Роторни багер са ужетним механизмом

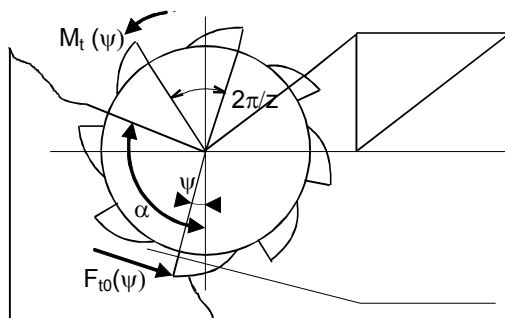
2. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ ОТПОРА КОПАЊУ

Важно је истаћи да сила на резној ивици, односно сила копања има одлучујуће дејство на динамичко понашање погонског система радног точка. У односу на укупну силу коју треба да савлада моторни момент сила копања је највећа, тако да се код врло тврдих масива за дизање откопне масе до положаја пражњења троши мање од 10% укупне снаге, што довољно јасно указује на потребу свестране анализе силе копања.

Под силом копања подразумева се сума следећих сила: сила резања, сила трења и инерцијалне силе. Она је просторна нестационарна и стохастичка. На њен карактер утиче читав низ утицајних параметара чији је појединачни допринос веома различит и међусобно условљен. За изолацију и утврђивање утицаја најважнијих од њих прибегава се углавном експерименталним методама.

Код процеса копања, који се одвија у простору, треба ради једноставније анализе посматрати одређене компоненте у одговарајућим равнинама. Једна таква могућност је да се најпре може посматрати ток резања једне кашике, а касније одредити сума отпора свих кашика које су истовремено у захвату са масивом. То би истовремено представљало сумарни отпор погонског система ротора у току копања.

Најпре ће бити посматрана тангенцијална сила на резној ивици кашике у вертикалној равнини, као највећа компонента отпора копању (сл.2.1). Помоћу ње се могу, у равни ротора, добити све силе и моменти потребни за динамичку анализу погонског система ротора.



Слика 2.1. Тангенцијална сила на радном точаку у процесу копања

Релативно добра тачност промене тангенцијалне силе на посматраној кашици, дата је према [12] следећом релацијом:

$$F_{t_0}(\psi) = k_0 L_0 f_0(\psi) \quad (2.1)$$

где је:

$$f_0(\psi) = \begin{cases} \sin \psi & \text{за } 0 \leq \psi \leq \pi / 2 \\ (\alpha - \psi) / (\alpha - \pi / 2) & \text{за } \pi / 2 \leq \psi \leq \alpha \\ 0 & \text{за } \psi > \alpha \end{cases} \quad \text{- закон промене тангенцијалне силе,}$$

$k_0 = \text{random}[k_L]$ - специфични отпор копању, за нехомогене масиве случајног карактера,

L_0 - дужина резне ивице кашике.

2.1. Специфични отпор копању

Ако се занемаре нека допунска узајамна дејства резне ивице и масива онда се може рећи да је сила копања резултат углавном механичких својстава масива, која се математички исказују преко специфичног отпора копања k_L . Како је специфични отпор случајна величина, његове вредности у процесу копања се могу добити само експерименталним путем.

Међутим, и поред случајног карактера ове величине утврђене су и одговарајуће законитости које могу помоћи у моделирању специфичног отпора односно силе копања:

- Скокови се догађају у мањим интервалима и то појединачно а не одједном за сваку кашику у захвату;
- Код нехомогених масива мање вредности специфичног отпора одговарају мањем броју укључака тврдих комада;
- Са повећањем дебљине захваћеног слоја настаје извесно смањење специфичног отпора;

Број посматраних скокова у интервалу захвата има расподелу према Поасону, а то значи:

- да је број скокова независно случајна величина,
- да је вероватноћа настанка истог броја скокова у одређеном интервалу константна и
- да су скокови у мањим интервалима појединачни.

Карактеристике материјала су пресудне за проучавање, пројектовање и избор параметара методе копања роторног багера.

Најбитније карактеристике материјала са становишта потребне резне силе односно захтеване енергије роторног багера су:

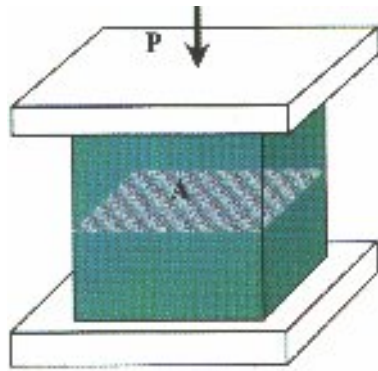
- напрезање на сабијање,
- напрезање на истезање,
- величина прслине,
- понашање прслине и
- тврдоћа.

Напрезање на сабијање се испитује у лабораторији. У ту сврху узорак цилиндричног или квадарног облика се притиска између две план-паралелне плоче примењујући претходно подешену брзину сабијања (сл.2.3). Тестирани узорак копаног материјала не сме значајно одступати од захтеване величине грумена.

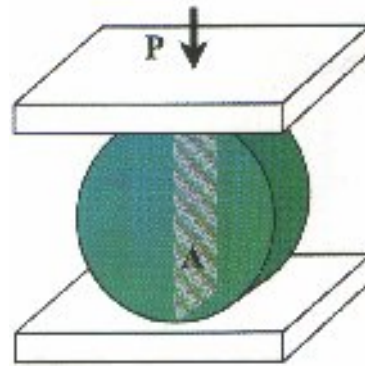
Услед потешкоћа мерења напрезања на истезање на узорку тла, непрекидног елемента копаног материјала, директном методом примењује се тзв. Бразилиан тест (сл.2.4). Овим тестом цилиндрични узорак је притиснут управно на осу цилиндра између две план-паралелне плоче.

Понашање прслине материјала се може окарактерисати као однос напрезања на истезање и напрезања на сабијање. Разматрајући цепање унутрашњости материјала угао цепања се такође може одредити.

У случајевима испитивања мекших материјала угао иницијалног трења се проверава тестом смицања (сл.2.5).



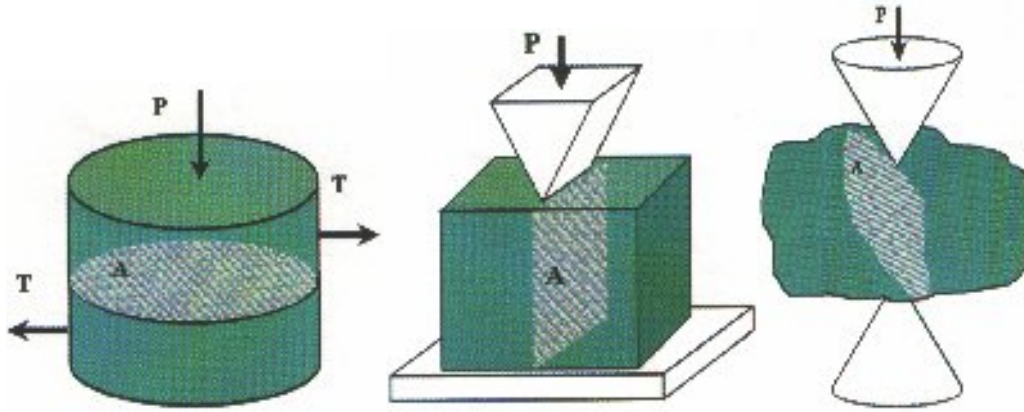
Сл. 2.3



Сл.2.4

Клин тест (сл.2.6) и тест оптерећења у једној тачки (сл.2.7) спадају у методе испитивања унутрашњости материјала и омогућавају брзу анализу на непрекидном елементу материјала на површинским коповима. Тест оптерећења у једној тачки је много погоднија метода за тврде материјале.

Клин тест се ради на узорцима цилиндричног или квадарног облика са дужином резне ивице клина до 150 мм. Материјал се оптерећује до тренутка цепања. На овај начин добијена сила резања је зависна од дужине резне ивице, а и површина цепања је одређена. Због геометријске разлике узорка на тесту и стварног елемента тла у обзир се мора узети корекциони фактор.

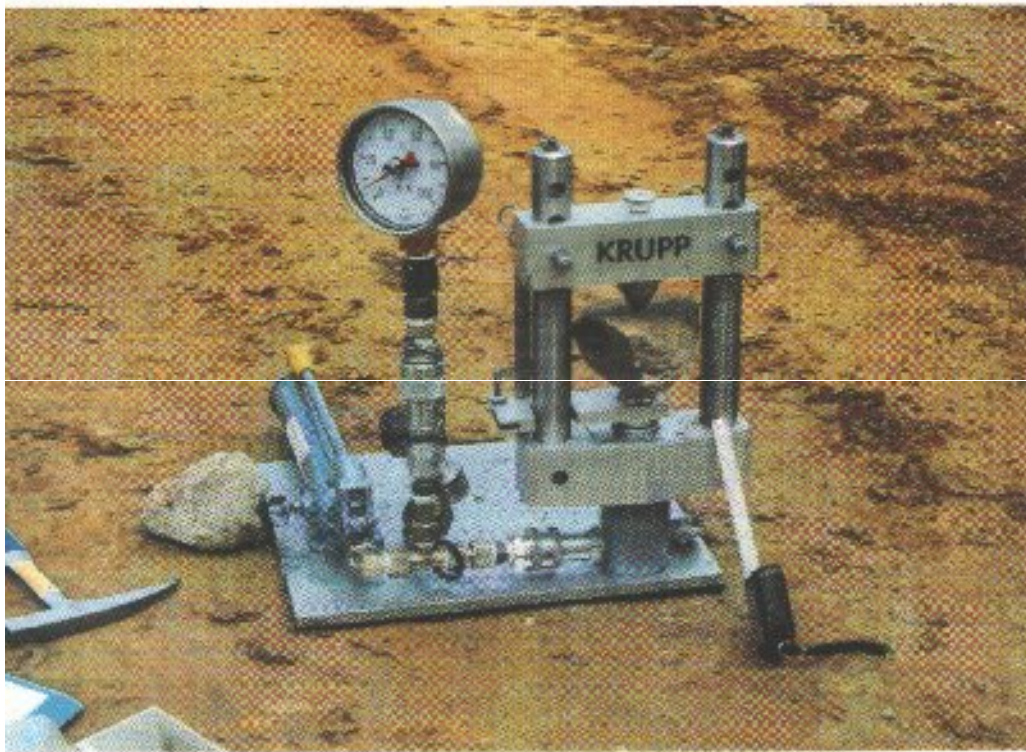


Сл.2.5

Сл.2.6

Сл.2.7

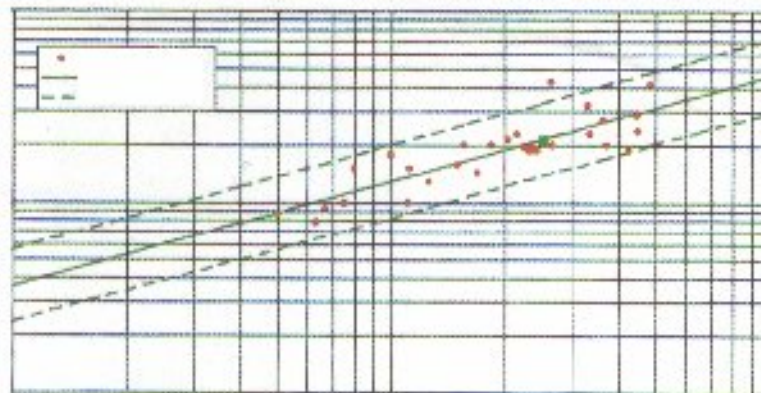
За тест оптерећења у једној тачки примерци било којег облика се притискају између два конуса (сл.2.7). Слично као и код других тестова (напрезања на сабијање, издужење и клин теста) индекс напрезања је однос између употребљене силе и квадрата пречника раздвојене површине.



Сл.2.8. Уређај за тест оптерећења у једној тачки

Главна предност теста оптерећења у једној тачки [1] у поређењу са другим тестовима напрезања је једноставно одређивање величине корекционог фактора специфичног за материјал. Овај фактор је у већини случајева уско повезана са површином иницијалне прслине узорка. Овај тест има и даљу предност у томе што даје добру квантитативну евиденцију нехомогености материјала (сл. 2.8).

Сила

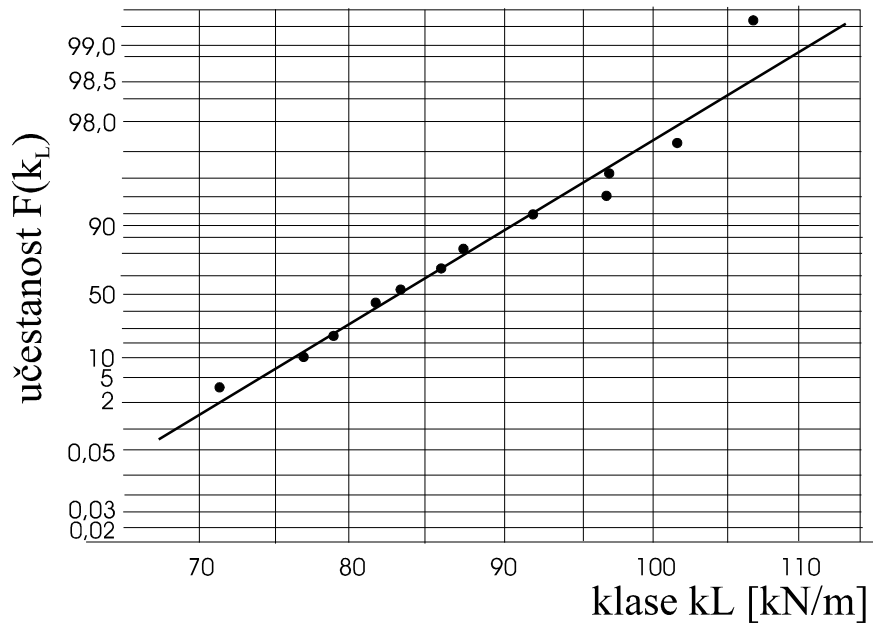


Дужина резне ивице

Сл.2.9. Резултати теста оптерећења у једној тачки

За проверу анизотропности материјала користи се било који од тестова напрезања. Слојевитост тестираног узорка мора такође бити узета у обзир.

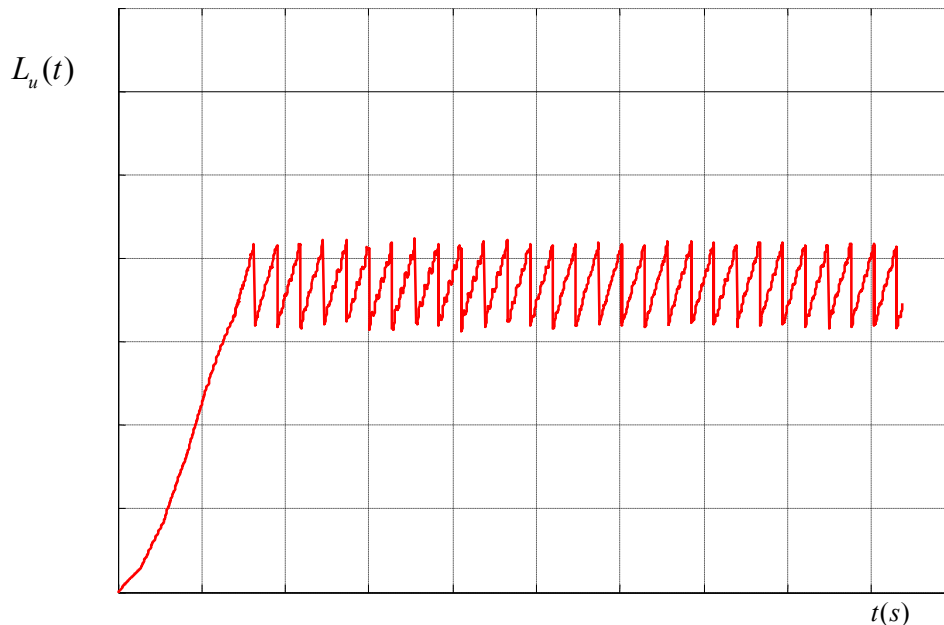
Експерименталним путем [9] добијене су вредности специфичног отпора копања на косовском угљеном басену за разматрани роторни багер и резултати мерења су дати графички на слици 2.10.



Сл. 2.10. Измерене вредности специфичног отпора копања

2.2. Дужина резне ивице кашике

Дужина резне ивице кашике је такође променљива и зависи пре свега од броја кашика које су истовремено у захвату и геометрије одреска.

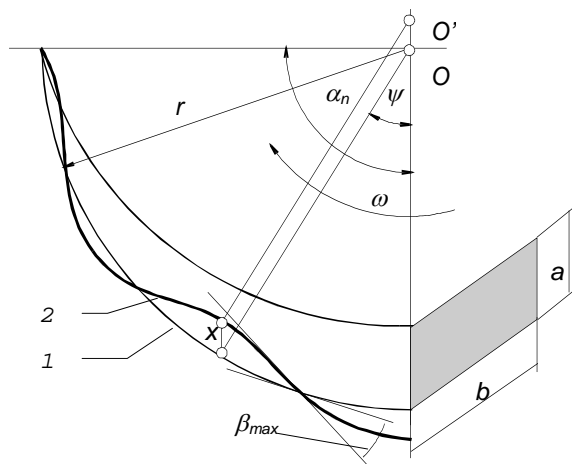


Сл.2.11. Промена укупне дужине резне ивице кашике у зависности од времена

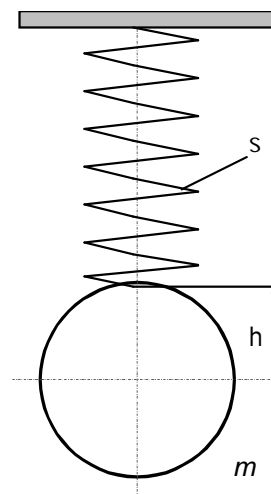
На слици 2.11, приказана је промена укупне дужине резних ивица кашика без утицаја осциловања радног точка у вертикалној равни. Њен тестераст карактер условљен је цикличним уласком и изласком кашика које су у захвату са копаним материјалом односно функцијом промене тангенцијалне силе (израз 2.1).

За простију анализу вибрација радног точка у вертикалној равни оне ће се приказати као еластичан систем једне масе (сл.2.13) за рад багера хоризонталним

резovima. При томе трајекторија 1 карактерише кретање резне ивице кашике без учешћа вертикалних вибрација радног точка а трајекторија 2 узима у обзир и ове вибрације (сл. 2.12).



Слика 2.12. Путања кретања резне ивице кашике радног точка



Слика 2.13. Динамички модел радног точка

За одређену величину померања средишта радног точка дужина резне ивице кашике се мења према изразу:

$$L = 2 \cdot x(t) \cdot \cos \frac{\psi}{2} \quad (2.2)$$

где је:

$x(t)$ - временска зависност померање радног точка у вертикалној равни

ψ - угао положаја кашике у захвату, $0 \leq \psi \leq \alpha$

Могућа функција трајекторије кретања кашике радног точка узимајући у обзир само сопствене осцилације конструкције може се релативно добро описати једначином:

$$x(t) = A \cdot \sin pt$$

Највећи угао β_{\max} одступања тангенцијалних према стварној трајекторији 2 и трајекторији 1 ће карактерисати највећу промену угла резања. Његова величина се одређује полазећи од зависности:

$$\beta = \frac{dx}{du} = \frac{dx}{dt} \cdot \frac{dt}{du} = \frac{\frac{dx}{dt}}{\frac{du}{dt}}$$

где је:

$u = \omega \cdot r \cdot t$ - пут који прелази резна ивица кашике у функцији времена по својој трајекторији.

Полазаћи од тога да је:

$$\beta = \frac{\dot{x}}{\omega \cdot r} = \frac{A \cdot p}{\omega \cdot r} \cos pt$$

тада се величина β_{\max} одређује као

$$\beta_{\max} = \frac{A \cdot p}{\frac{\pi \cdot n}{30} r} \approx 10 \frac{A \cdot p}{n \cdot r} \quad (2.3)$$

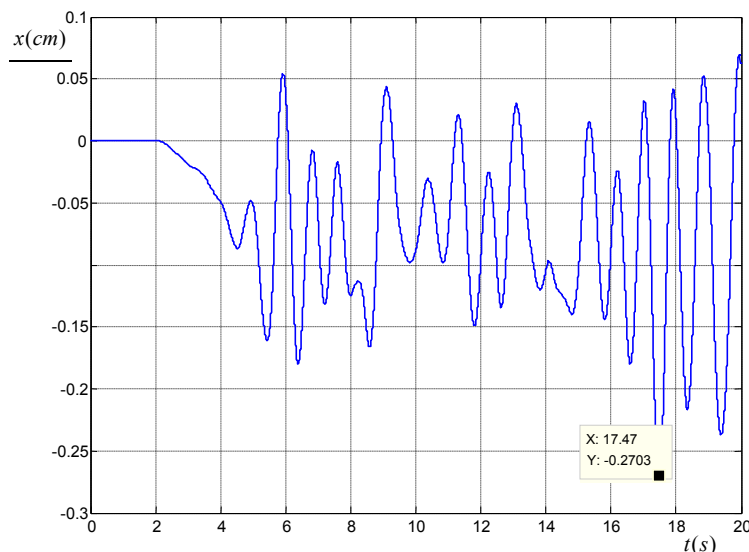
Ако се предпостави да се учестаности сопствених еластичних вибрација радног точка подударе са учестаностима промена спољашњих оптерећења тј. када је $p = \frac{2\pi}{T} = \frac{\pi \cdot n \cdot z}{30}$, онда је:

$$\beta_{\max} = \frac{A \cdot z}{r}$$

Реално опажене амплитуде вибрација центра радног точка у вертикалној равни не прелазе неколико центиметара, а вредност за $\beta_{\max} \approx 5^\circ$. Дакле заменом реалних вредности у формули (2.3) основних учестаности сопствених вибрација радног точка и њима одговарајућих величина амплитуда дају величину β_{\max} у границама $3^\circ - 5^\circ$. Незнатна промена угла резања због вибрација радног точка даје такође незнатне промене силе резања (6-7%).

Међутим, приликом откопа нехомогених средина долази до великих промена отпора копања и по интензитету и по учестаности, што пак условљава и веће вибрација радног точка у вертикалној равни и знатно одступање путање кашике од идеалне.

Одређивање вертикалног померања радног точка узимајући у обзир и нехомогеност масива, односно стохастичку силу отпора копању могуће је једино истовременим решавањем система диференцијалних једначина кретања подсистема копања, дизања и носеће конструкције роторног багера. На слици 2.14 графички је представљена функција померања радног точка у вертикалној равни у зависности од времена која суперпонира померање од сопствених вибрација носеће конструкције и вибрација од последица дејства стохастичке силе отпора копању.



Сл.2.14. Померање радног точка у вертикалној равни

Сабирајући укупну дужину резних ивица кашике (сл. 2.11) и величину њене промене срачунату изразом (2.2) за све кашике које су истовремено у захвату добија се резултујућа дужина резних ивица кашика (сл.2.15) у функцији од времена.

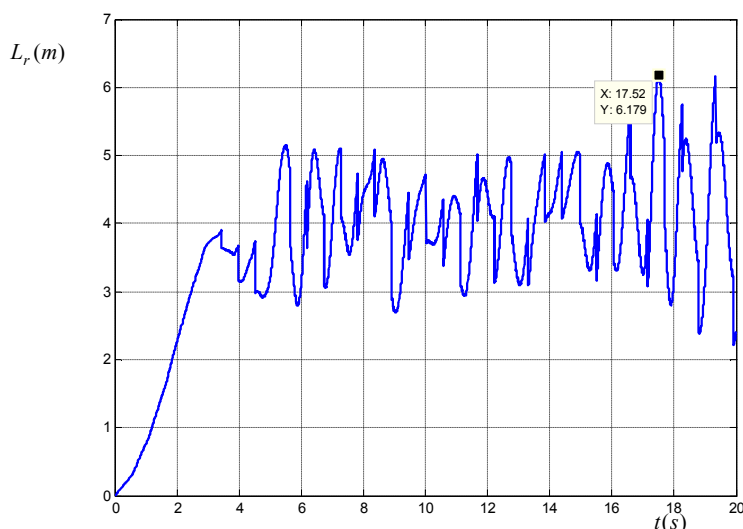
$$L_r = L_u + 2 \cdot n \cdot x(t) \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (2.4)$$

где је:

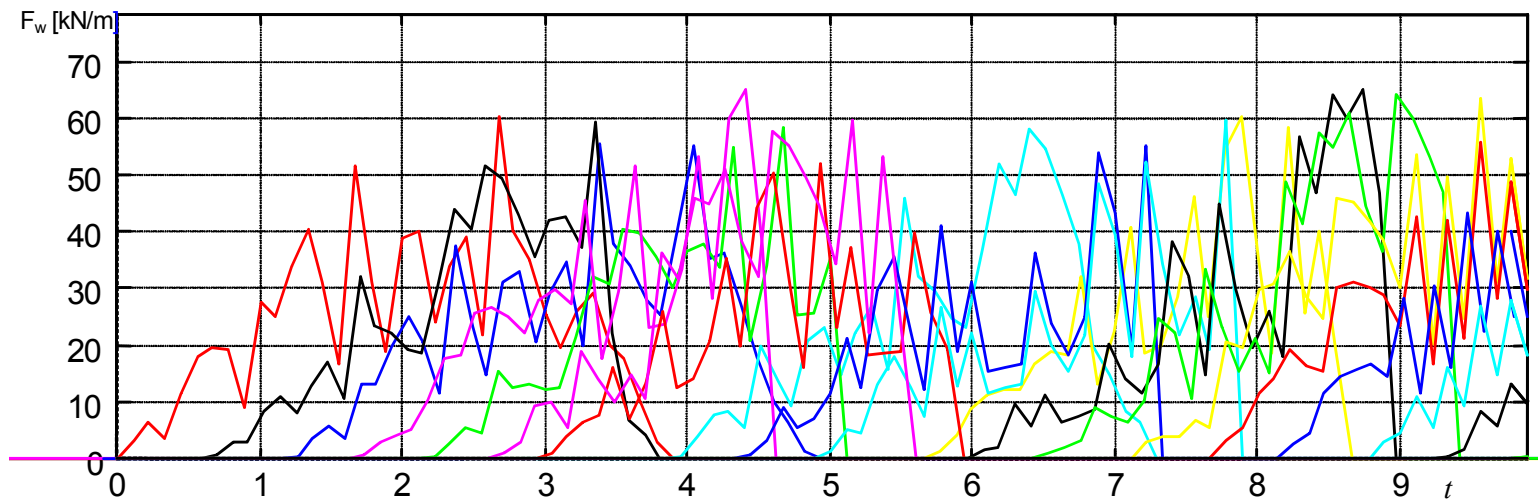
- n - укупан број кашика које су у захвату
- α - угао захвата кашика и копаног материјала.

2.3. Момент отпора на радном тачку

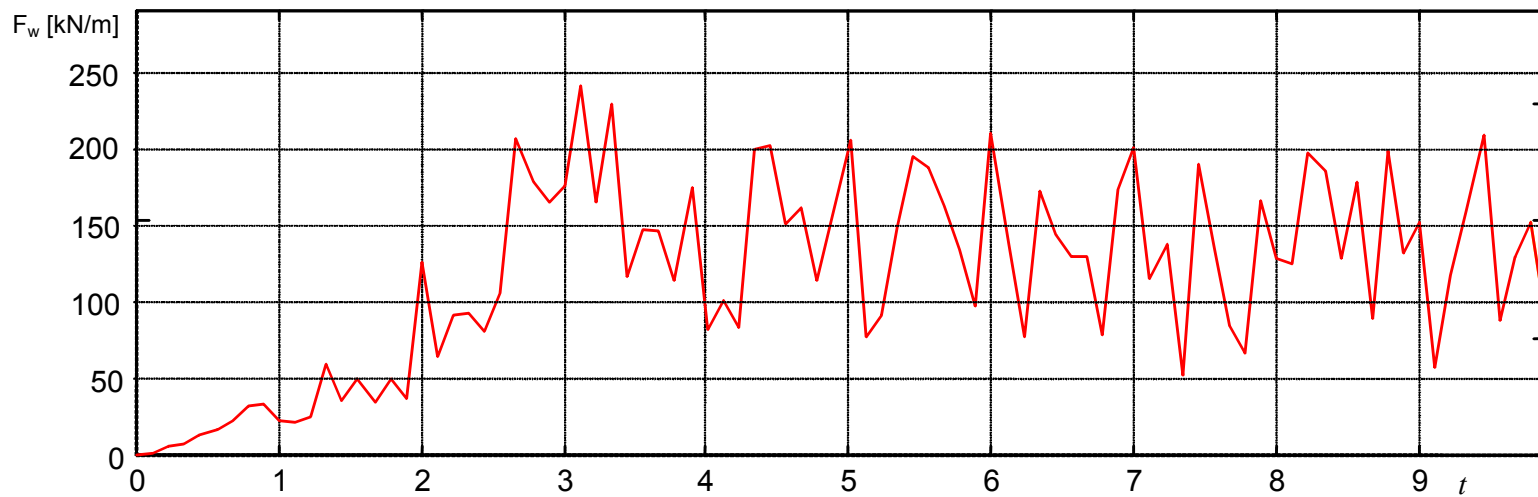
На основу резултата добијених мерењем специфичног отпора копања, а према изразу (2.1) покушаће се математички моделирати сила на резној ивици кашике радног точка. Множењем дужине резне ивице кашике са случајно одабраним коефицијентом отпора из низа специфичних отпора копању измерених за одговарајуће услове рада(сл. 2.10) израчунава се вредност тангенцијалне силе за избрани положај кашике. Понављањем поступка али сада за нови положај кашике дефинисан углом померања и новим избором случајне вредности за специфични отпор копању из низа измерених добиће се нова вредност тангенцијалне силе. Моделирање се по истом принципу наставља за кашике које улазе у захват са масивом. Као резултат једног таквог поступка добијамо функцију промене силе отпора за сваку кашику појединачно што је графички приказано на слици 2.16. Сумирајући вредности по ординатама добија се збирна сила у зависности од угла обртања радног точка графички представљена дијаграмом на сл. 2.17. Потпрограм за математичко моделирање силе и момента отпора копању дат је у прилогу 2. Он нам омогућава генерисање силе отпора за даљу анализу динамичког понашања погонских система подсистема дизања и копања и носеће конструкције роторног багера. Потпрограм је интегрални део програма за решавање диференцијалних једначина кретања подсистема дизања, копања и носеће конструкције роторног багера.



Сл. 2.15. Резултујућа дужина резне ивице кашике



Сл. 2.16. Функција промена силе отпора копању за сваку кашику појединачно

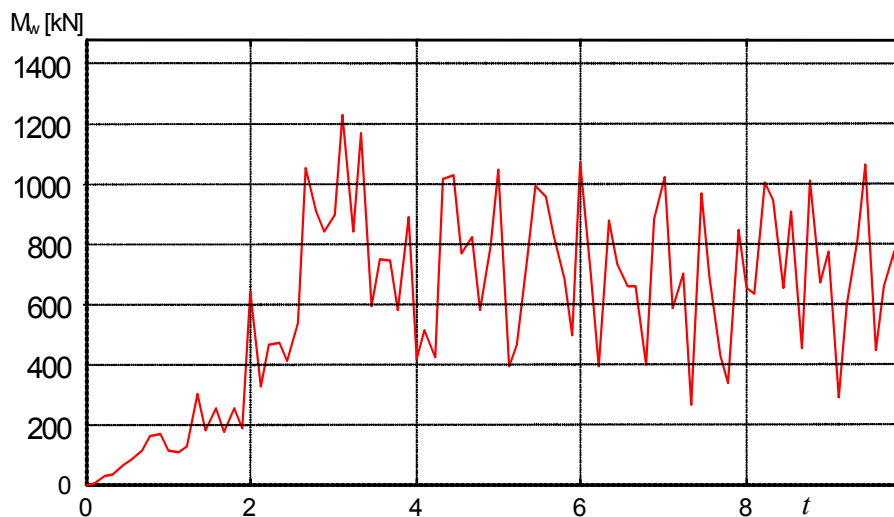


Сл. 2.17. Функција промене збирне силе отпора копању

На основу срачунате тангенцијалне силе одређује се момент отпора на радном точку роторног багера према изразу:

$$M = F_t \frac{D_r}{2} \text{ [KNm]} \quad (2.5)$$

Графички приказ момента отпора дат је на сл. 2.18:



Слика 2.18. Функција промене момента отпора копању

Промена момента отпора копању, неповољна и по интензитету и по учестаности, моделирана у овом поглављу биће захтеван тест оптерећења за погонски систем радног точка како за елементе редуктора тако и за спојницу и електромотор.

3. ДИНАМИЧКИ ПРОРАЧУН ПОДСИСТЕМА РОТОРНОГ БАГЕРА

Динамички прорачун погонских система се изводи да би се одговорило на следећа питања:

- какав је карактер динамичких процеса и каква су стварна оптерећења у виталним елементима погона,
- који је погонски члан више оптерећен у периоду изазивања интензивних осцилаторних процеса,
- објаснити утицај свих параметара система на карактер прелазних процеса и величину стварних динамичких оптерећења,
- који су најрационалнији и најбољи услови рада система са аспекта повећања века трајања,
- какве су могућности даљег повећања продуктивности система
- какве су могућности конструктивног побољшања система са аспекта повећања поузданости.

Динамичком прорачуну погонских система предстоји:

1. одређивање момента инерције, крутости и пригушења у елементима система и њихових веза;
2. одређивање момената елементима погонског система (спојница, каишника и тд.) ;
3. одређивање момента мотора;
4. одређивање силе односно момента оптерећења;

Динамички прорачун погонског механизма машинских уређаја може служити конструктору као основно полазиште, пошто исти омогућава одређивање низа прихватљивих конструктивних решења или може указати на неопходност модификације појединих делова или целокупних конструкција.

Физички модели или прорачунске шеме уређаја представљају електромеханички, хидромеханички или пнеумомеханички систем. Тачно представљање њиховог рада је могуће добити само као резултат тачног изучавања процеса у одговарајућем елементу система, и објашњењу веза између тих процеса.

Изучавање електромеханичког система погона уређаја, при томе узимајући у обзир електричне, механичке, инерцијалне, еластичне везе и сва спољашња оптерећења практично је сложен проблем због непознатих квалитативних карактеристика свих елементата у вези. Повољан резултат у знатној мери зависи од избора физичког модела који би удовољавао израженим физичким процесима и законитостима промене спољашњих оптерећења.

У општем случају физички модел уређаја се своди на динамички систем са неколико оса материјалне симетрије. Диференцијалне једначине таквог система потребно је допуњавати извесним кинематским релацијама што доводи до тешкоћа.

Механизми савремених уређаја у општем случају су састављени како од концентрисаних тако и од распоређених маса. Применом одговарајуће расподеле елементата са расподељеном масом се своди на дискретну масу. Та упрошћења су дозвољена ако се део са расподељеном масом налази на спороходном вратилу.

Ако се од функције са генералисаним уопштеним координатама, које су довољне за опис сопствених вибрација динамичког система, саставе једначине осциловања разних

склопова машина, тада ће целина тих једначина описати вибрације целе конструкције машине.

Једна од могућих шема добијања система једначина које описују сопствене вибрације машине као динамичког система састоји се у следећем.

У функцији од усвојених уопштених независних координата система узимају се потенцијална кинетичка енергија за поједине склопове система чији збир даје потенцијалну и кинетичку енергију укупног динамичког система.

По изразима за E_k и E_p [15] се формирају једначине Лагранжеа другог реда као једначине малих сопствених вибрација динамичког система око положаја равнотеже:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial x_i} + \frac{\partial E_p}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

где су: $i = 1, 2, \dots, n$;

x_i - уопштена координата система,

\dot{x}_i - уопштене брзине,

n - укупни број уопштених координата (диференцијалних једначина)

Ако се изрази за енергију система напишу у облику:

$$E_k = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n J_i x_i^2; \quad E_p = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n-1} c_{i,i+1} (x_{i+1} - x_i) \quad (3.2)$$

где су: J_i и $C_{i,i+1}$ - константе момента инерције и крутости

тада се динамички систем описује системом линеарних диференцијалних једначина другог реда, а једначине се могу написати у облику:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_i} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial x_i} = 0 \quad (3.3)$$

Због тога што су логаритамски декременти пригушења сопствених вибрација стреле и носећих елемената конструкције роторног багера мали, учешће у једначинама (3.1) и (3.2) дисипативне функције при анализи динамичког понашања је практично занемарљиво.

Решавање једначина (3.3) код познатих израза (3.2) не представља принципијалне тешкоће, па основну пажњу треба обратити на конструкцију функција E_p и E_k и постављање самих једначина.

Треба напоменути да је једначина Лагранжеа (3.1) најуниверзалнија метода описа сопствених вибрација динамичког система и зато се ова метода користи као основа у овом раду.

Важан моменат код формирања диференцијалних једначина, које описују сопствене вибрације динамичких система разматраних машина је избор уопштених независних координата. При томе се сматра да је независна она координата, о којој се не сме судити по другим познатим координатама разматране деформисане конструкције вибрацијама.

На основу свега наведеног може се утврдити редослед операција приликом састављања прорачунске шеме или математичког модела погонског система је следећи:

- Одређивање момената инерције маса;
- Прорачун крутости и пригушења свих чланова система са учешћем крутости електромагнетних веза у мотору;
- Редукција свих маса и крутости вратила и зупчаника чланова на једно вратило;
- Замена вишемасних система са системом са ограниченим бројем маса, у допуштеним границама тачности;
- Одређивање закона промене момента мотора, хидродинамичке спојнице и отпора на радном точку;
- Састављање система диференцијалних једначина кретања маса под дејством спољашњег оптерећења;
- Прорачун фреквенција осциловања система, односно решавање система диференцијалних једначина кретања посматраног механичког система.

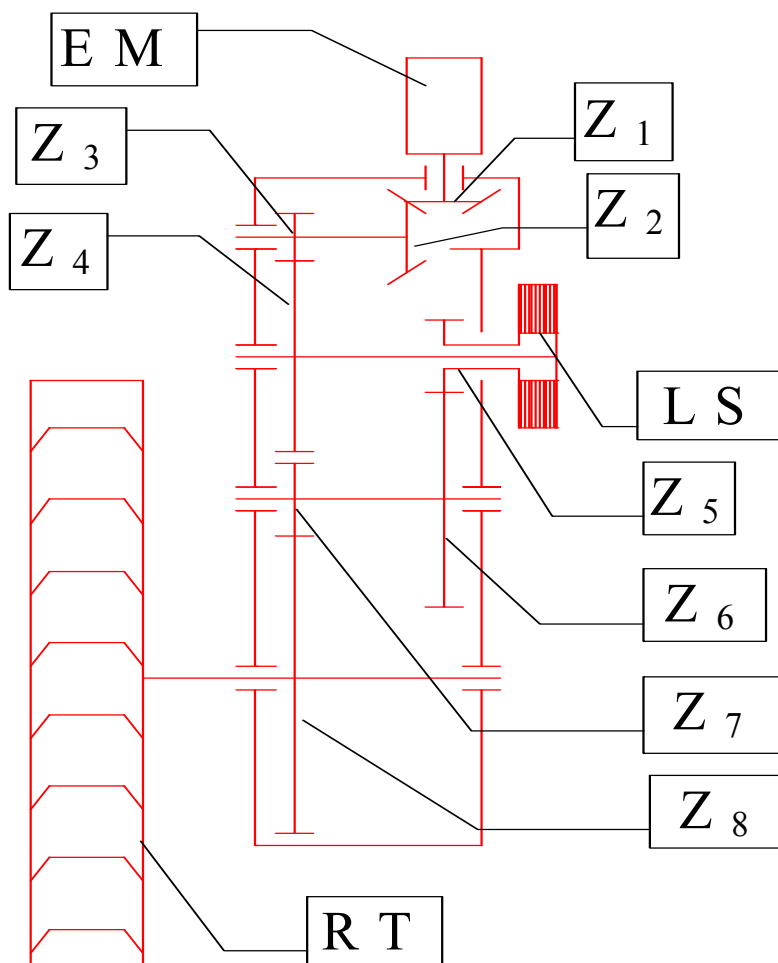
При формирању математичког модела усвојене су следеће претпоставке:

- Маса вратила се занемарују те вратила делују као опружни елементи;
- Вратила се понашају према линеарним законима еластичности;
- Спрегнути зупчasti парови понашају се према линеарном закону еластичности
- Пригушења у систему се занемарују;

Непосредна метода интегрисања система линеарних диференцијалних једначина другог реда, које одређују вибрације динамичких система роторног багера је веома велика и напорна, готово немогућа када је велики број степени слободе динамичког система. У том случају погодна је примена програма за интегрисање приближним интеграционим методама. Данашњи степен развоја софтвера за решавање оваквих математичких проблема дозвољава избор од више приближно једнако квалитетних програма. У овом раду је коришћен програмски пакет МАТЛАБ.

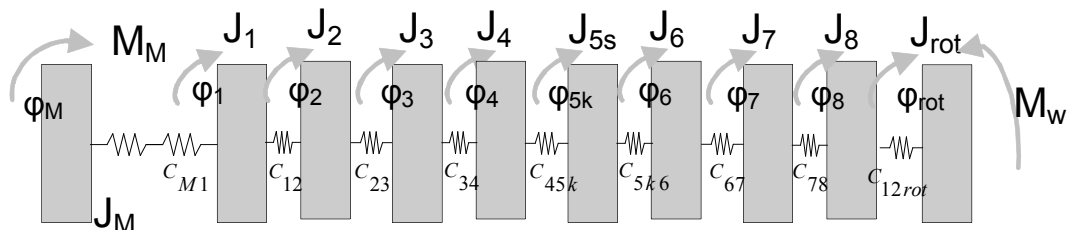
3.1. Динамички прорачун подсистема копања роторног багера

Подсистем копања приказан на слици (3.1) састоји се од асинхроног електромотора (EM), кинематског ланца зупчаника $Z_1 - Z_8$, ламеласте спојнице (LS) која има улогу да у случају преоптерећења омогући слободно окретање мотора и радног точка са кашикама (RT).



Сл. 3.1. Кинематска шема погонског система подсистема копања са класичним редуктором

Динамички модел погонског система који обухвата све ротирајуће масе шематски је приказан на слици 3.2.



Сл. 3.2. Динамички модел погонског система

Редукцијом крутости, момената инерције и оптерећења елемената погонског система на електромоторно вратило добиће се коначни динамички модел погонског система са две ротирајуће масе, при чему је:

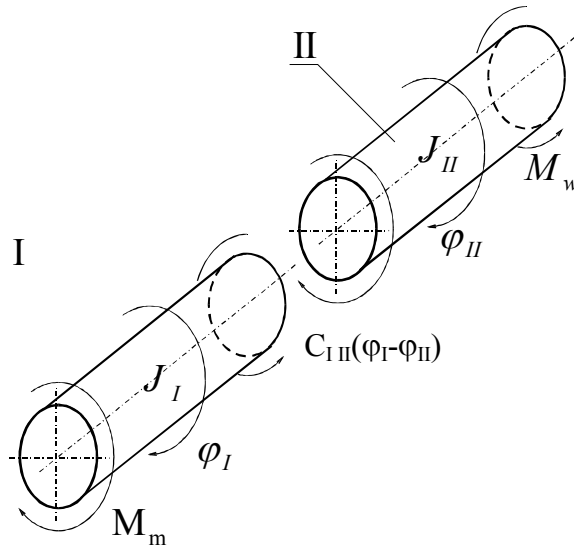
$$J_{II} = J_1^* + J_2^* + J_3^* + J_4^* + J_{5s}^* + J_6^* + J_7^* + J_8^* + J_{rot}^* \quad (3.4)$$

$$J_I = J_M \quad (3.5)$$

$$C_{I II} = C_{M1} + C_{12}^* + C_{23}^* + C_{34}^* + C_{45s}^* + C_{5s6}^* + C_{67}^* + C_{78}^* + C_{8rot}^* \quad (3.6)$$

На слици 3.2 и у изразима (3.4), (3.5) и (3.6) су:

- $J_M, J_1, J_2, J_3, J_4, J_{5s}, J_6, J_7, J_8, J_{rot} [kgm^2]$ - моменти инерције ротора електромотора, зупчаника 1-4, зупчника 5 и спојнице, зупчника 6-8, и радног тачка;
- $J_1^*, J_2^*, J_3^*, J_4^*, J_{5s}^*, J_6^*, J_7^*, J_8^*, J_{rot}^* [kgm^2]$ - одговарајући моменти инерције редуковани на вратило електромотора;
- $C_{M1}, C_{12}, C_{23}, C_{34}, C_{45s}, C_{5s6}, C_{67}, C_{78}, C_{8rot} [Nm/r]$ - торзионе крутости одговарајућих вратила и зупчастих парова;
- $C_{12}^*, C_{23}^*, C_{34}^*, C_{45s}^*, C_{5s6}^*, C_{67}^*, C_{78}^*, C_{8rot}^* [Nm/r]$ - одговарајуће торзионе крутости редуковане на вратило електромотора.
- J_I - момент инерције ротора електромотора;
- J_{II} - редуковани момент инерције елемената редуктора и радног тачка;
- $C_{I II}$ - редукована торзиона крутост елемената редуктора;
- $\varphi_M, \varphi_1, \dots, \varphi_{rot} [rad]$ - апсолутни углови обртања



Сл. 3.3. Редуковани динамички модел погонског система

Диференцијалне једначине кретања динамичког система биће:

$$\begin{aligned} J_I \cdot \ddot{\varphi}_I + C_{I II} (\varphi_I - \varphi_{II}) &= M_m \\ J_{II} \cdot \ddot{\varphi}_{II} - C_{I II} (\varphi_I - \varphi_{II}) &= -M_w \end{aligned} \quad (3.7)$$

где је:

$\varphi_I, \varphi_{II} [rad]$ - апсолутни углови обртања редуковани на вратило електромотора

$M_m [KNm]$ - момент електромотора

$M_w [KNm]$ - момент оптерећења на радном точку редукован на вратило електромотора.

3.1.1. Решавање система диференцијалних једначина математичког модела

Решавање система диференцијалних једначина (3.7) захтева њихову трансформацију у коначни облик где се други изводи променљивих јављају искључиво на левим странама једначина.

$$\begin{aligned}\ddot{\varphi}_I &= \frac{1}{J_I} \cdot [M_m - C_{II}(\varphi_I - \varphi_{II})] \\ \ddot{\varphi}_{II} &= \frac{1}{J_{II}} \cdot [C_{II}(\varphi_I - \varphi_{II}) - M_w]\end{aligned}\tag{3.8}$$

Систем диференцијалних једначина је решен нумеричом методом Runge-Kute помоћу рачунара, при чему је момент електромотора описан једначином (прилог 3):

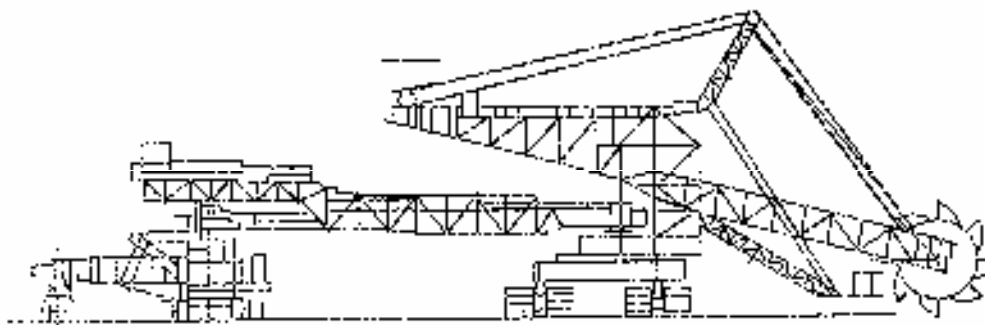
$$M_m = \sum_{j=1}^9 C(j) \cdot e^{-\lambda(j) \cdot \omega_m}$$

где је: $C(j)$ – коефицијент интерполације
 $\lambda(j)$ - коефицијент интерполације
 ω_M - угаона брзина електромотора

Како сила отпора зависи од дужине резне ивице кашике која се мења у зависности од осциловања стреле радног точка у вертикалној равни потребно је математички описати и систем дизања (држања) стреле радног точка као и динамички прорачунати носећу конструкцију роторног багера.

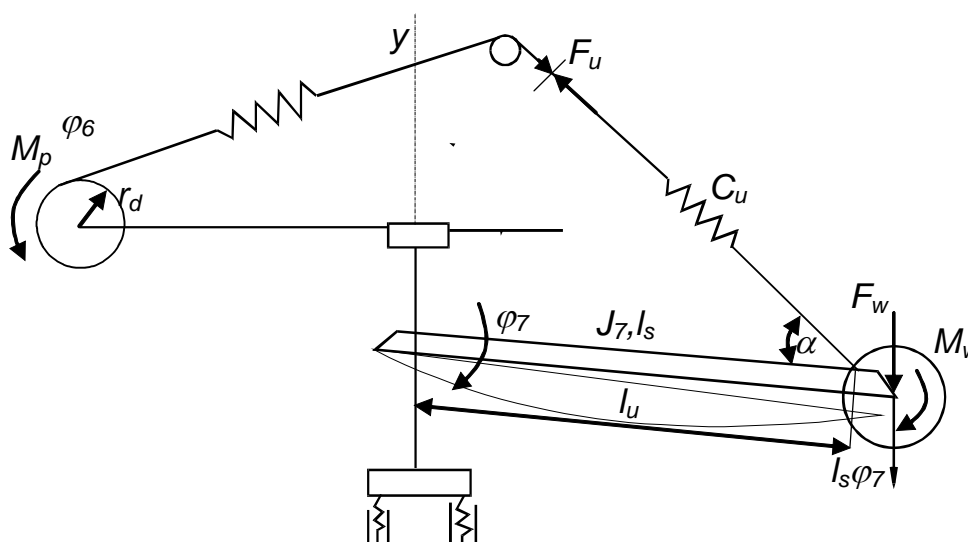
3.2.1. Динамички прорачун носеће конструкције роторног багера у вертикалној равни

Поступак свођења проблема осциловања носеће конструкције роторног багера као система са бесконачним бројем степени слободе, на проблем осциловања система са коначним бројем степени слободе детаљно је описан у литератури [1].



Сл. 3.4. Ротобагер KRUPP SchRs650 × 24 / 5

Према [18] динамичко понашање багера (сл. 3.4) у вертикалној равни може да опише са довољном тачношћу модел са седам степени слободe (сл. 3.5).



Сл. 3.5. Механички модел ротобагера KRUPP SchRs650 × 24 / 5

Генералисане координате система су:

φ_6 - угао обртања добоша подсистема дизања стреле

φ_7 - угао обртања стреле у вертикалној равни.

При осциловању система доминантан је утицај горње носеће конструкције. Наиме према анализама [18], горња носећа структура акумулира 85%, затега портала око 10%, систем вешања око 3% док све остале подструктуре (стрела радног точка, погон радног точка и доња носећа конструкција) акумулирају мање од 1% потенцијалне енергије система при његовом осциловању. Изнета чињеница упућује на закључак да се при анализи нискофреквентних осцилација система може занемарити деформабилност доње носеће конструкције, стреле и погона ротора, односно да се број степени слободe може са довољном тачношћу да редукује на две генералисане координате.

3.2.1. Диференцијалне једначине осциловања носеће конструкције

За динамички модел приказан на слици 3.5 формиран је математички модел, односно написане су диференцијалне једначине кретања система Даламберовим принципом [15]. Кретање добоша подсистема за дизање стреле радног точка дефинисано је једначином:

$$J_D \cdot \ddot{\varphi}_6 + F_u i_k r_d = M_p \quad (3.9)$$

Кретање стреле радног точка може се описати једначином:

$$J_7 \cdot \ddot{\varphi}_7 - F_u l_u \sin \alpha = -(l_s + r_t) F_w \quad (3.9a)$$

Сила у ужету се може одредити као производ крутости ужета и издужења ужета. Издужење је разлика померања тачке вешања ужететног система и стреле и тачке на ободу добоша подсистема за дизање стреле. Узимајући у обзир преносни однос катураче сила у ужету је описна следећом једначином:

$$F_u = c_u \left(\frac{l_u \varphi_7}{\sin \alpha} - r_d i_k \varphi_6 \right)$$

Заменом ове једнакости у једначинама (3.9) и (3.9a) добијамо систем једначина који описује кретање динамичког модела са слике 3.5:

$$J_D \cdot \ddot{\varphi}_6 + c_u i_k r_d \left(\frac{l_u \varphi_7}{\sin \alpha} - r_d i_k \varphi_6 \right) = M_K \quad (3.10)$$

$$J_7 \cdot \ddot{\varphi}_7 - c_u l_u \sin \alpha \left(\frac{l_u \varphi_7}{\sin \alpha} - r_d i_k \varphi_6 \right) = -(l_s + r_t) F_w$$

где је:

$\varphi_6, \varphi_7 [rad]$ - апсолутни углови обртања редуковани на вратило добоша,

$M_p [KNm]$ - момент погонског система подсистема дизања ,

$F_u [KN]$ - сила у ужету,

$l_s [m]$ - дужина стреле

J_7 - момент инерције радног точка и стреле за осу обртања стреле у вертикалној равни на вратило добоша.

J_D - момент инерције добоша

$l_s \varphi_7$ - померање радног точка у вертикалној равни

$r_d [m]$ - полупречник добоша

$r_t [m]$ - полупречник радног точка

$l_u [m]$ - растојање од осе обртања стреле до места качење ужади.

$F_w [KN]$ - сила отпора на радном точку.

$\alpha [^\circ]$ - угао стреле и ужета.

Једначинама (3.10) успостављена је веза између подсистема копања и подсистема дизања стреле. Померање стреле радног точка у вертикалној равни ($l_s \varphi_7$), преко промене укупне дужине резних ивица кашика условљава промену момента оптерећења подсистема копања.

Динамичким прорачуном подсистема за дизање стреле радног точка заокружује се динамички прорачун главних подсистема на роторном багеру. Диференцијалне једначине (3.10) биће интегрисане у систем диференцијалних једначина које описују кретање подсистема за дизање стреле радног точка.

3.3. Динамички прорачун подсистема за дизања стреле радног точка

Данашњи ниво коришћења рачунара дозвољава да се са већом сигурношћу улази у реализацију конструктивних замисли појединих система уз коришћење података спроведених испитивањем на сличним објектима.

Међутим, исто тако треба користити могућност да се у току самог пројектовања врше одговарајућа рачунска испитивања, која ће показати каква се напрезања у систему могу очекивати. Могло би нпр. да се врши одговарајуће варирање утицајних параметара као што су: избор различитих спојница, карактеристика мотора и сл., па да се донесе одлука за избор најповољније конфигурације параметара. Свакако, потребно је тако замишљене системе математички описати и симулирати на рачунару, при чему математички опис треба да буде што ближи стварним односима.

Према томе, за развој алгоритма који ће дати резултате, сагласне добијеним испитивањима, потребно је користити искуства и методе које су потврдиле своју тачност. Математичко описивање система, тј. постављање еквивалентне шеме, игра одлучујућу улогу. То значи, да најважнија претпоставка, познавање понашања система у стварним условима, мора бити безусловно испуњена. Процес испитивања сагласности израчунатих и испитивањем добијених података, може бити релативно лако спроведен, а то даје одређену сигурност једне конструкције.

Главна предност симулације напрезања на рачунару, лежи у једноставној могућности показивања тенденције дејства параметара напрезања. Свакако да су разлике између израчунатих и испитивањем добијених података последица погонских услова, што доводи до тога да многа напрезања елемената по амплитуди и учесталости остају непозната, па због тога у поступку прорачуна и димензионисања не учествују у механизму прорачуна. Стога, одређивање стварног стања, може бити први корак у правцу побољшања поступака прорачуна.

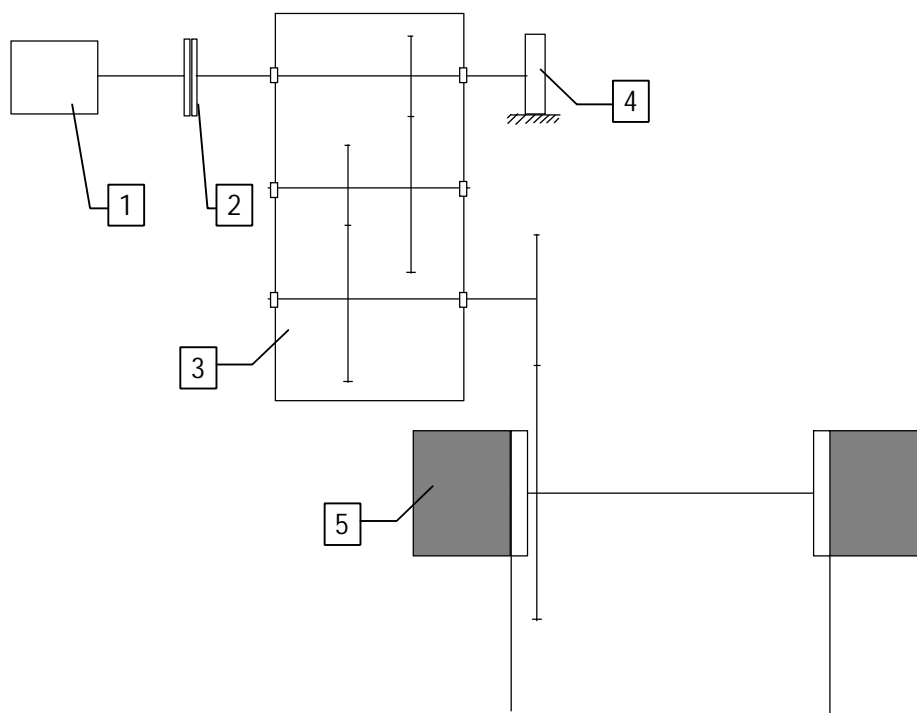
3.3.1. Теоријска анализа осцилација и формирање еквивалентне шеме подсистема за дизање.

Сваки подсистем за дизање терета, као материјални систем са коначним бројем степени слободе кретања, састоји се од маса које ротирају и маса које се праволинијски крећу, па ће и осцилације које подсистем изводи бити торзијске и лонгитудиналне. Овде треба одмах нагласити да се неће посматрати попречне осцилације кинематског ланца, па самим тим ни слагање насталих осцилација. Сматраће се једноставно да оне нису присутне, јер за одређивање главних динамичких оптерећења подсистема нису одлучујуће [7]. И торзионе и лонгитудиналне осцилације су хармонијске и могу бити или не у фази, што зависи од веза између ротационих и транслаторних маса.

Због саме реалности материјалног система, кретање које изводе масе је неконзервативно, осцилације по својој природи пригушене а извођење из равнотежног

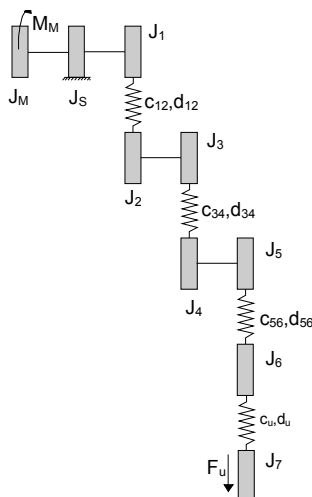
положаја искључиво принудно. Према томе, осцилације које материјални систем посматраног подсистема изводи су принудне пригушене.

На слици 3.6 приказана је кинематска шема погонског система за дизање стреле, који се састоји од: асинхроног електромотора снаге (1), механичке спојнице (2), редуктора (3), кочнице (4) и добоша за намотавање ужета (5).



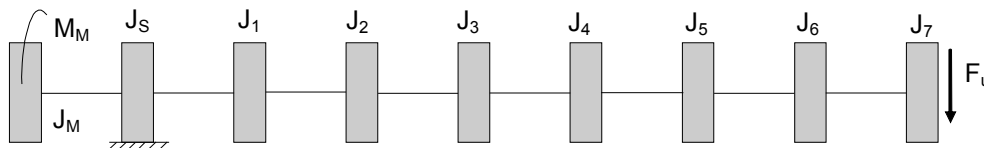
Сл. 3.6. Погонски систем механизма за дизање стреле

Нека прво приближење коначној шеми буде систем чије масе остају још увек у истом распореду. Само се маса стреле ротора преко ужади одређене крутости и пригушења редукује на вратило добоша и представља као нова ротациона маса повезана везом крутости c_u и пригушења d_u , момента инерције J_R и силом оптерећења F_u . Овакав систем (сл. 3.7) има девет ротационих маса. Његова равнотежа приликом подизања и спуштања стреле се одржава моторним моментом M_m на улазу и силом оптерећења на излазу.



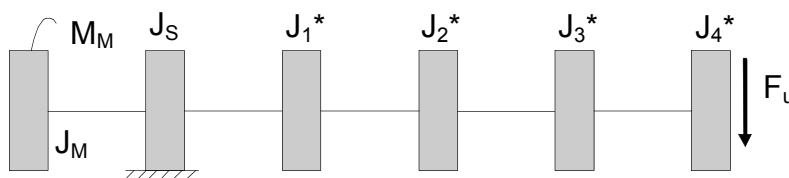
Сл. 3.7. Динамички модел погонског система

Следећим упрошћавањем могу се крутости зуба зупчаника у спрези c_{ij} и њихово пригушење d_{ij} провести у торзиону крутост и пригушење и извршити редукција свих маса на прво вратило. Тиме би се добио један торзиони осцилаторни систем (сл. 3.8) где ће бити примењено ново обележавање подразумевајући промене момената инерције изазване редукцијом.



Сл. 3.8. Редуковани модел погонског система

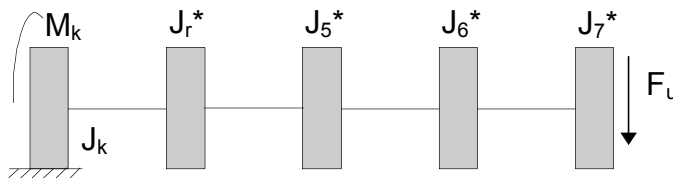
Ако се сада утицаји крутости и пригушења који настају у спрези зупчаника, и свакако постоје, занемаре може се сваки зупчasti пар посматрати као једна ротациона маса. Тиме ће обим рачуна свакако бити мањи јер се у овом случају систем своди на шест ротационих маса (сл. 3.9) са напоменом да је извршено ново обележавање ($J_1^* = J_1 + J_2$; $J_2^* = J_3 + J_4$; $J_3^* = J_5 + J_6$; $J_4^* = J_7$), због редукције.



Сл. 3.9. Упрошћени модел погонског система

Посматрајући овако настали еквивалентни систем, који у потпуности одговара полазном механичком систему, може се извршити анализа његовог понашања и његово кретање описати диференцијалним једначинама друге врсте.

Много је интересантнији случај када је равнотежа успостављена између кочионог момента и момента оптерећења, јер је тада због променљиве природе момента оптерећења у захвату свега неколико зуба спрегнутих зупчаника. Ова појава доводи до врло брзог трошења бокова зуба зупчаника, а самим тим и до релативно малог века трајања зупчаника. Сада је осцилаторни систем представљен са 5 ротационих маса на једном укљештену вратилу, са новим обележавањем (сл. 3.10). При чему је са J_r^* представљен момент инерције редуктора редукован на вратило кочнице, J_5^*, J_6^* - редуковани моменти инерције зупчаника 5 и 6 и J_7^* - редуковани момент инерције радног точка и стреле за осу обртања стреле у вертикалној равни.



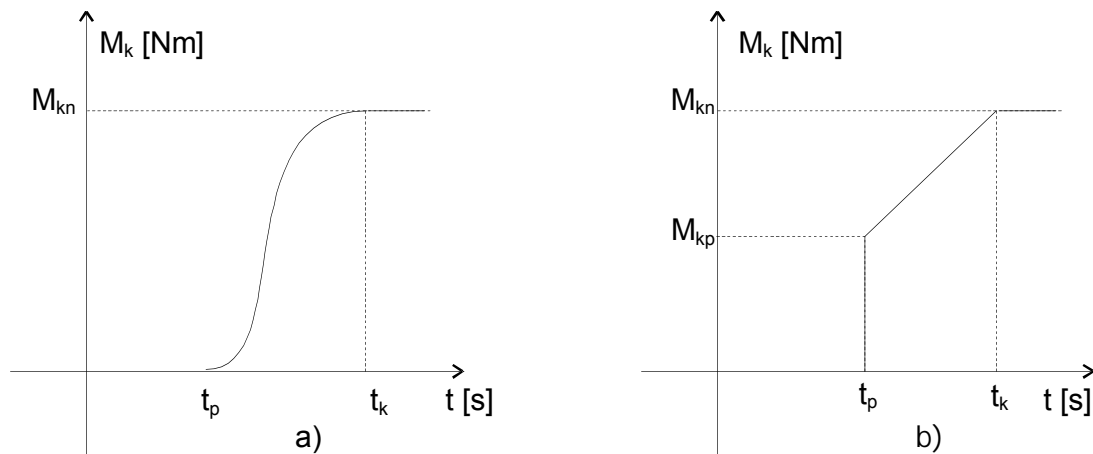
3.10. Коначни модел погонског система

3.3.2. Момент кочења као поремећајна величина

Карактеристика формирања кочионог момента у времену зависи од врсте кочнице. За хидрауличне кочнице ова карактеристика је показана на сл. 3.11, па се моменат кочења може изразити функцијом [7]:

$$M_k(t) = F_p(t) \cdot \mu \cdot r$$

где је F_p - сила притиска на кочиони добош или диск; μ - коефицијент трења, а r - полупречник на коме делује сила. Коефицијент трења зависи од стања површине, брзине клизања и температуре.



Сл. 3.11. Карактеристика кочионог момента: а) добијена експериментом
б) нормирана

Ова карактеристика може да се нормира и тиме представи као линеарна зависност:

- за $0 \leq t \leq t_p$ $M_k = 0$, при чему је t_p време од почетка активирања до почетка кочења

- за $t_p \leq t \leq t_k$ $M_k = M_{kp} + (t - t_p) \frac{M_{kn} - M_{kp}}{t_k - t_p}$, при чему је $t_k - t_p$ време

постизања номиналног момента

- за $t \geq t_k$ $M_k = M_{kn} = const$, што представља нормирани кочиони момент

На сличан начин могу се нормирати и карактеристике других врста кочница ако се познаје карактеристика формирања силе притиска односно момента.

3.3.3. Диференцијалне једначине кретања система

За систем представљен на сл. 4.1 могу се написати изрази за кинетичку и потенцијалну енергију као и функцију расипања:

$$\begin{aligned}
E_k &= \frac{1}{2} [J_k \dot{\varphi}_k^2 + J_r^* \dot{\varphi}_r^2 + J_5^* \dot{\varphi}_5^2 + J_6^* \dot{\varphi}_6^2 + J_7^* \dot{\varphi}_7^2] \\
E_p &= \frac{1}{2} [c_{kr} (\varphi_r - \varphi_k) + c_{r5} (\varphi_5 - \varphi_r) + c_{56} (\varphi_6 - \varphi_5) + c_u (l_s \varphi_7 - r_d \varphi_6)] \\
\Phi &= \frac{1}{2} [d_{kr} (\dot{\varphi}_r - \dot{\varphi}_k)^2 + d_{r5} (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_r)^2 + d_{56} (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_5)^2 + d_u (l_s \dot{\varphi}_7 - r_d \dot{\varphi}_6)^2]
\end{aligned} \tag{3.11}$$

Из наведеног енергетског биланса посматраног осцилаторног система може се коришћењем Лагранжеових једначина друге врсте

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_r} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_r} + \frac{\partial E_p}{\partial q_r} = Q_r^\Omega$$

добити систем диференцијалних једначина. На систем поред еластичних сила и сила отпора које су конзервативне, делују и неконзервативне спољашње поремећајне силе. Оне могу деловати на било који елемент система, и по својој природи могу бити константе или у функцији времена и положаја.

$$\begin{aligned}
J_k \cdot \ddot{\varphi}_k + c_{kr} (\varphi_r - \varphi_k) + d_{kr} (\dot{\varphi}_r - \dot{\varphi}_k) &= M_k \\
J_r^* \cdot \ddot{\varphi}_r + c_{r5} (\varphi_5 - \varphi_r) + d_{r5} (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_r) - c_{kr} (\varphi_r - \varphi_k) - d_{kr} (\dot{\varphi}_r - \dot{\varphi}_k) &= 0 \\
J_5^* \cdot \ddot{\varphi}_5 + c_{56} (\varphi_6 - \varphi_5) + d_{56} (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_5) - c_{r5} (\varphi_5 - \varphi_r) - d_{r5} (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_r) &= 0 \\
J_6^* \cdot \ddot{\varphi}_6 + c_u (\varphi_7 - \varphi_6) + d_u (\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_6) - c_{56} (\varphi_6 - \varphi_5) - d_{56} (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_5) &= 0 \\
J_7^* \cdot \ddot{\varphi}_7 - c_u l_s (l_s \varphi_7 - r_d \varphi_6) - d_u l_s (l_s \dot{\varphi}_7 - r_d \dot{\varphi}_6) &= -l_s F_u
\end{aligned} \tag{4.1}$$

где су:

$J_i^* [kgm^2]$ ($i = k, r, 5, 6, 7$) - редуковани моменти инерције кочнице, редуктора,

зупчаника 5 и 6 и стреле ротора са радним точком на вратило кочнице;

$c_i [Nm / rad]$ ($i = k, r, 5, 6$) - редуковане крутости на вратило кочнице;

$d_i [Nm / rad^2]$ ($i = k, r, 5, 6$) - редукована пригушења на вратило кочнице;

$J_7^* = \frac{(m_s + m_r)}{4} l_s^2 [kgm^2]$ - момент инерције стреле и ротора редукован на

вратило кочнице; m_s, m_r - масе стреле и ротора;

c_u, d_u - крутост и пригушење ужета;

$l_s [m]$ - дужина стреле мерена од осе обртања стреле до центра радног
точка;

$F_u [N]$ - сила у ужету

Сила у ужету је зависна од тангенцијалне компоненте отпора копању и тежине радног точка и стреле радног точка.

Вредности за моменте инерција и крутости са изразима за њихово израчунавање дати су у прилогу 2.

4. РАЗВОЈ ПРОГРАМА ЗА ДИНАМИЧКИ ПРОРАЧУН ПОДСИСТЕМА РОТОРНОГ БАГЕРА

Како је решавање диференцијалних једначина кретања подсистема копања, дизања и носеће конструкције роторног багера примарни задатак софтвера који треба направити, програмски пакет МАТЛАБ [17] се наметнуо као идеалан алат.

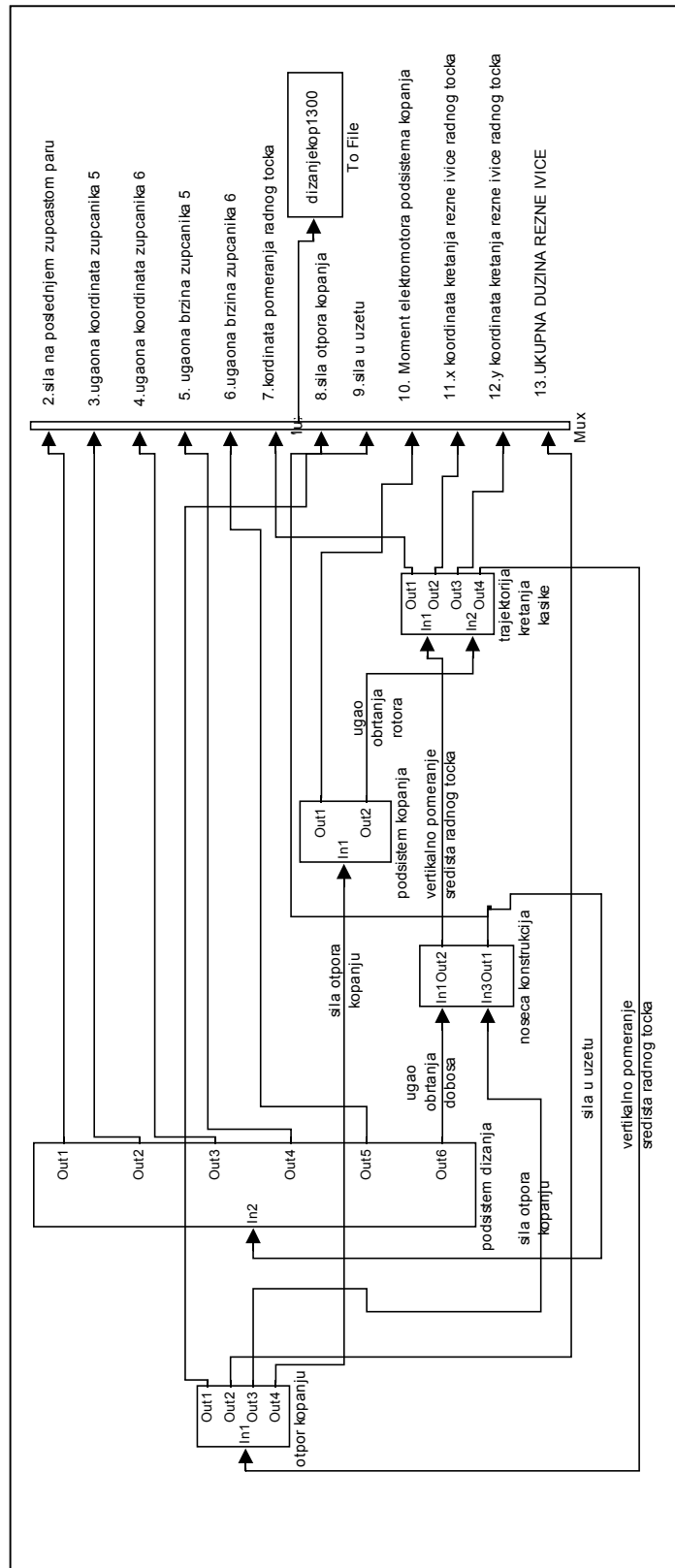
Програмирање у његовом модулу СИМУЛИНК не само што је олакшано, за инжењере веома прихватљивим графичким окружењем, него омогућује и визуелизацију у потпрограму „VIRTUALWORLD„. Све величине које се прорачунавају током рада софтвера могу истовремено „оживети” 3D модел нацртан у „виртуалном свету„. На тај начин поред функција промене појединих величина које се исцртавају паралелно са њиховим нумеричким одређивањем постоји могућност да се те промене прикажу на виртуалном 3D моделу (прилог 3).

На крају, програм МАТЛАБ омогућује компајлирање извршног фајла или датотеке.

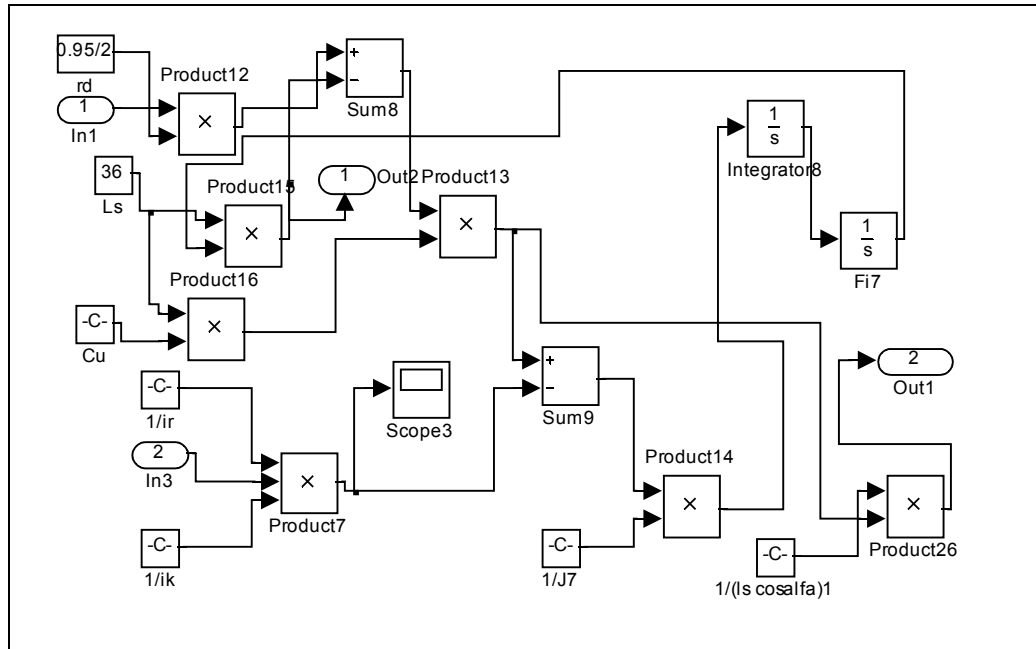
На слици 4.1, приказан је програм за динамички прорачун подсистема роторног багера који се састоји од неколико потпрограма: отпор копању (сл.4.3 и сл.4.4), носећа конструкција (сл. 4.2), подсистем копања (сл. 4.5), подсистем дизања (сл. 4.6) и трајекторија путање кретања кашике и терасе за хоризонтални рез (сл. 4.7) која преставља улаз за визуелизацију односно „виртуални свет„.

Потпрограми су међусобно повезани зависним величинама па тако отпор копању је улазна величина за потпрограме подсистема копања и дизања, док је угао обртања добоша величина која повезује подсистеме дизања и носеће конструкције. Угао обртања ротора и вертикално померање радног точка су улазне величине у потпрограм за одређивање трајекторије кретања кашике и линије терасе за хоризонтални рез. Вертикално померање средишта радног точка је улазна величина за срачунавање укупне дужине резне ивице кашика потребне за израчунавање отпора копању.

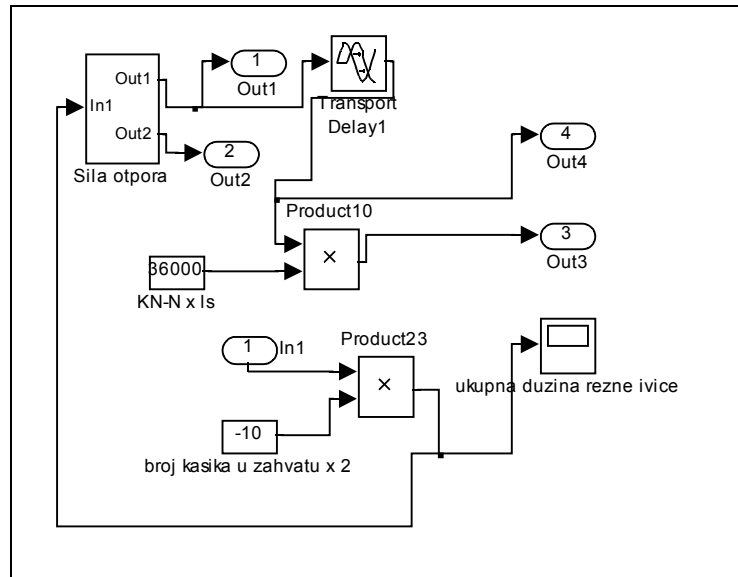
Симулинк окружење омогућава веома лаку измену или комплетну замену појединих потпрограма што даје велику слободу програмеру у раду и у конкретном случају повећава брзину сагледавања ефеката промене динамичких модела односно ефеката реконструкције појединих подсистема на роторном багеру. Паралелано посматрање тока решавања математичких модела направљених на основу динамичких модела пре и после реконструкције преко графичког окружења (прилог 3) представља веома ефектан начин презентовања резултата.



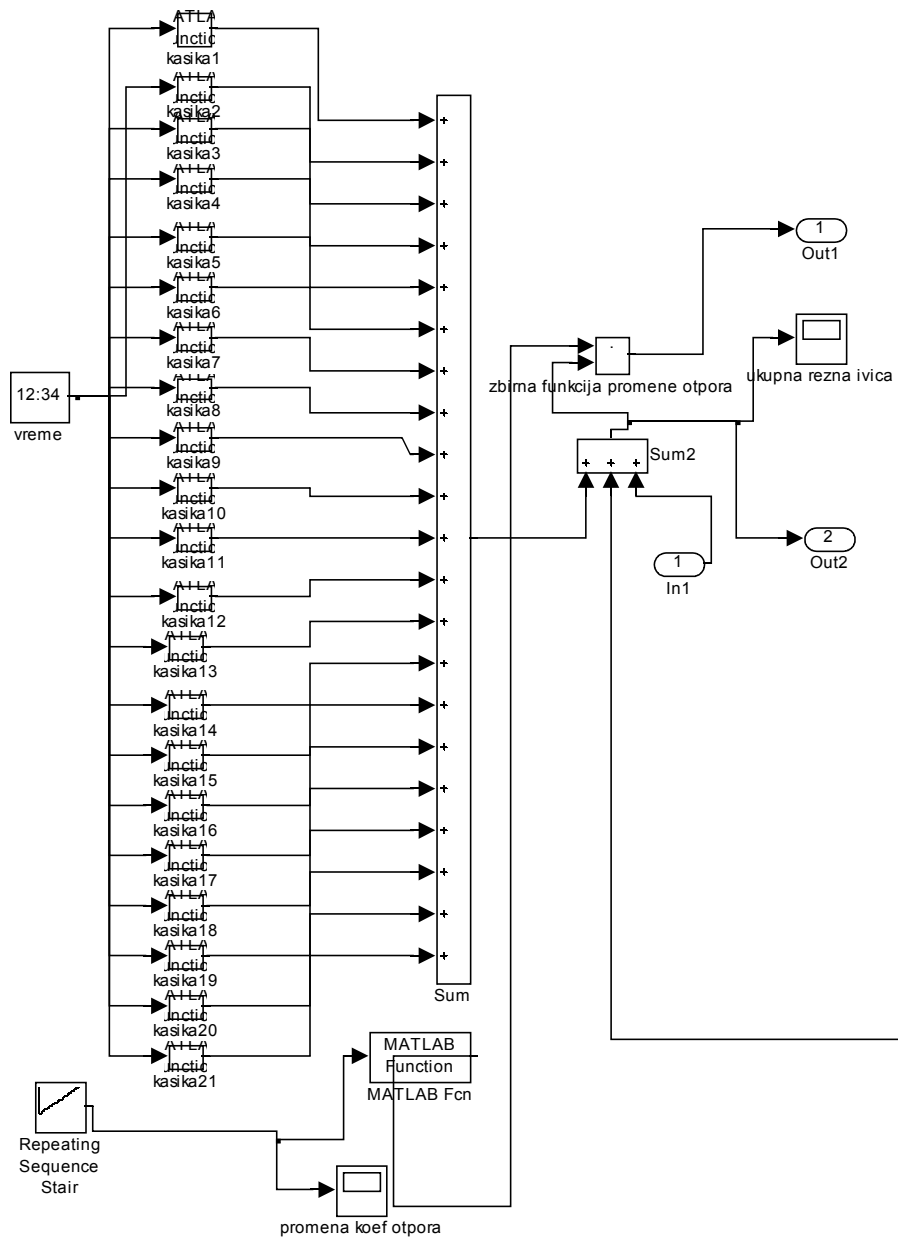
Сл. 4.1. Програм за динамички прорачун подсистема роторног багера урађен у модулу СИМУЛИНК МАТЈАБ



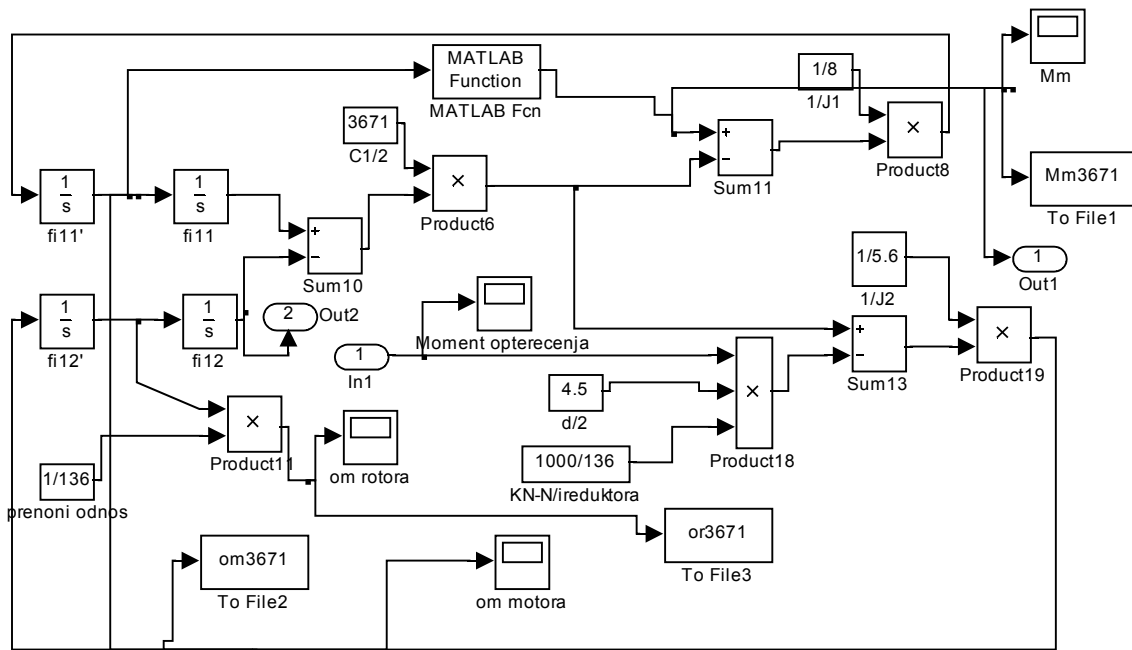
Сл. 4.2. Потпрограм за динамички прорачун носеће конструкције



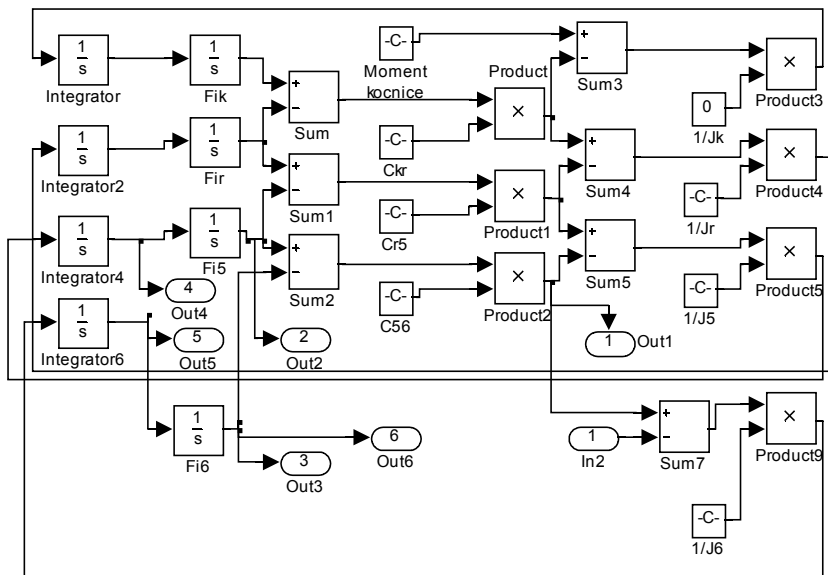
Сл. 4.3. Потпрограм за одређивање отпора копању



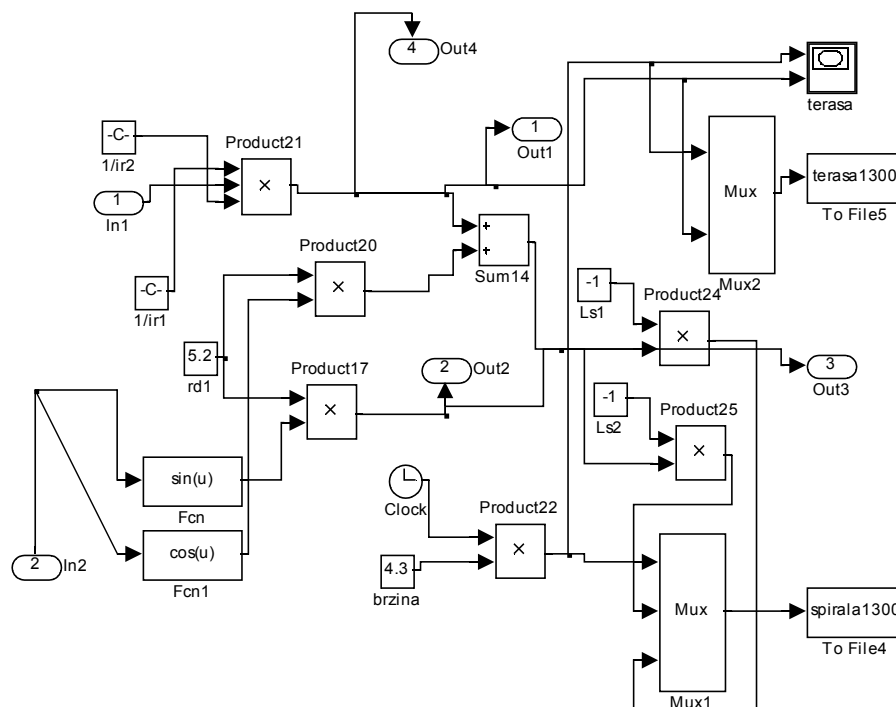
Сл. 4.4. Потпрограм за одређивање силе отпора



Сл. 4.5. Потпрограм за динамички прорачун подсистема копања



Сл. 4.6. Потпрограм за динамички прорачун подсистема дизања



Сл. 4.7. Потпрограм за одређивање путање кретања кашике и терасе за хоризонтални рез

Резултати програма су дати дијаграмски (сл 4.8 до 4.17). Динамичко оптерећење радног точка роторног багера у процесу копања и поред еластичности ужета има пресудан утицај и на осцилације које се јављају у погонском систему за дизање стреле. Оптерећење погонског система представља збир тежина стреле и радног точка са претећом опремом и стохастичког оптерећења на радном точку узрокованог променљивом силом копања. Појава великих осцилација на задњем зупчастом пару преносника, где су у току процеса копања у спрези свега два евентуално три зупца зупчаника, доводи до брзог истрошења тих зубаца. Дуготрајним радом под великим динамичким оптерећењем (сл. 4.12) брзо долази до скидања мазивног средства са бокова зубаца и до њиховог хабања што онемогућује правилно спрезање зупчаника. Са дијаграма (сл. 4.13 и сл 4.14) се јасно може видети да се спрегнути зупчаници и поред укоченог моторног вратила померају што под оптерећењем доводи до триболошких процеса на њиховим боковима, тако да они губе свој еволвентни облик. Поред тога, последњи зупчасти пар је изван кућишта редуктора па и временски услови утичу на скидање мазивног средства са њихових контактних површина што додатно поспешује њихово хабање. Високофреквентне осцилације су нарочито изражене на зупчанику 5 (сл. 4.13), тако да је за очекивати да на њему дође и до највећих оштећења.

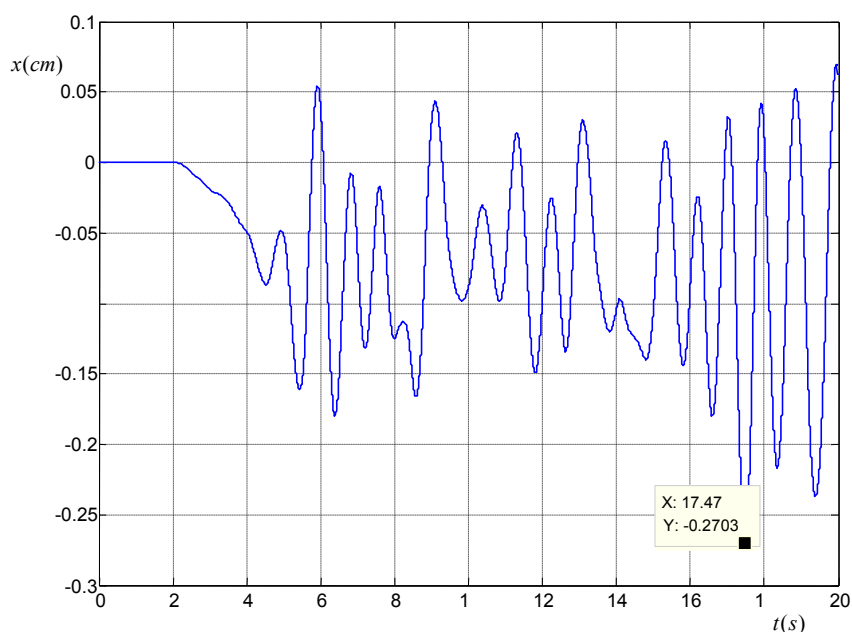
Након одређивања осцилација елемената подсистема дизања преко система вешања стреле дефинисањем силе у ужету, покушано је да се одреде и осцилације стреле односно вертикално померање радног точка роторног багера (сл.4.8), а самим тим и укупна дужина резних ивица кашика које су у захвату са масивом (сл. 4.9). Наиме, одступање путање кретања резних ивица кашике од идеалне доводи до неравномерне испуњености кашика а самим тим и до немогућности остваривања предвиђених капацитета роторног багера, па чак и до повећања динамичког оптерећења радног точка и носеће конструкције услед повећања укупне дужине резних ивица кашика.

Са дијаграма на слици 4.8 може се прочитати да се вертикално померање радног точка креће од просечних 7cm до максималних 27 cm. Максимално померање средишта радног точка у вертикалној равни има негативну вредност што значи да кашика у том

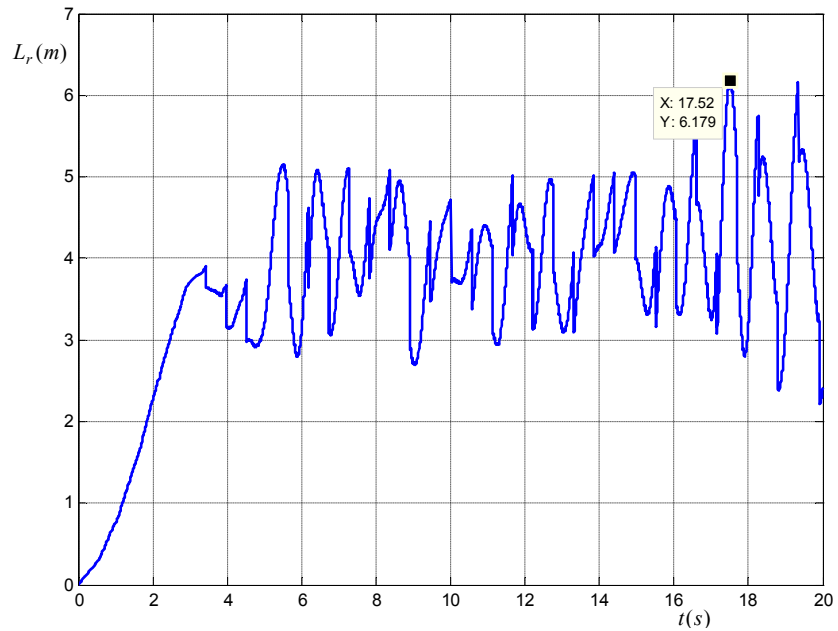
тренутку времена дубље задире у масив. Вредност од 27 cm представља половину бочне стране кашике па уколико је предходна кашика била у захвату са масивом половином своје површине велика је вероватноћа заглављивања радног точка у масив и отказа на подсистему копања. Поред тога фреквенција вертикалног померања радног точка говори да је свега 1 секунда довољна за промену од 27 cm, што онемогућава руковаоца да адекватно реагује.

Укупна дужина резних ивица кашика се са просечних 3,6 метара у тренутку максималног оптерећења повећа на 6,2 метра. Сила отпора која је пропорционална дужини резних ивица кашика тиме се увећава за 70%. Контакт кашике и чврстог материјала, најчешће камена, условљава дубље задирање наредне кашике, повећање укупне дужине резне ивице и додатно увећање силе отпора.

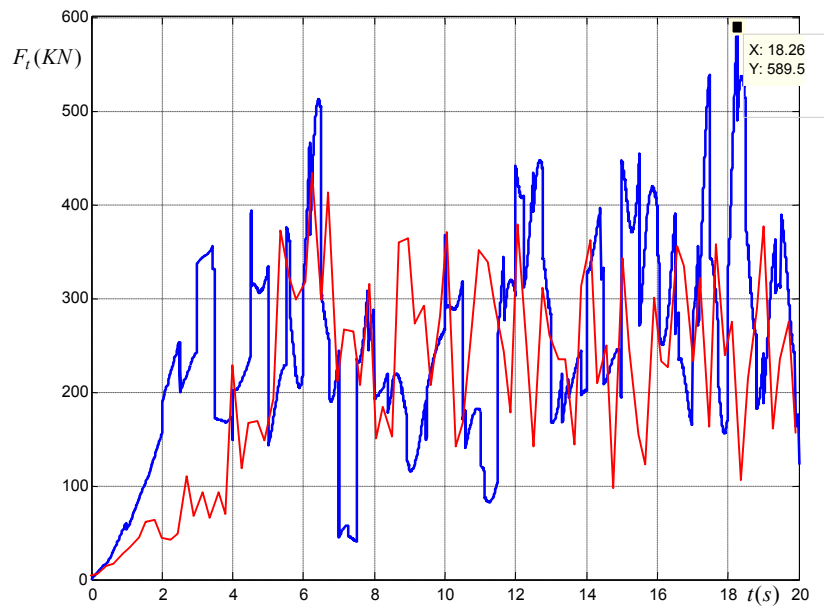
Ефекти тог процеса се одражавају и на носећу конструкцију повећањем силе у ужету (сл. 4.11) и већим оптерећењем горње градње носеће конструкције роторног багера радног точка, црвена линија – прорачуната без утицаја вертикалних вибрација радног точка.



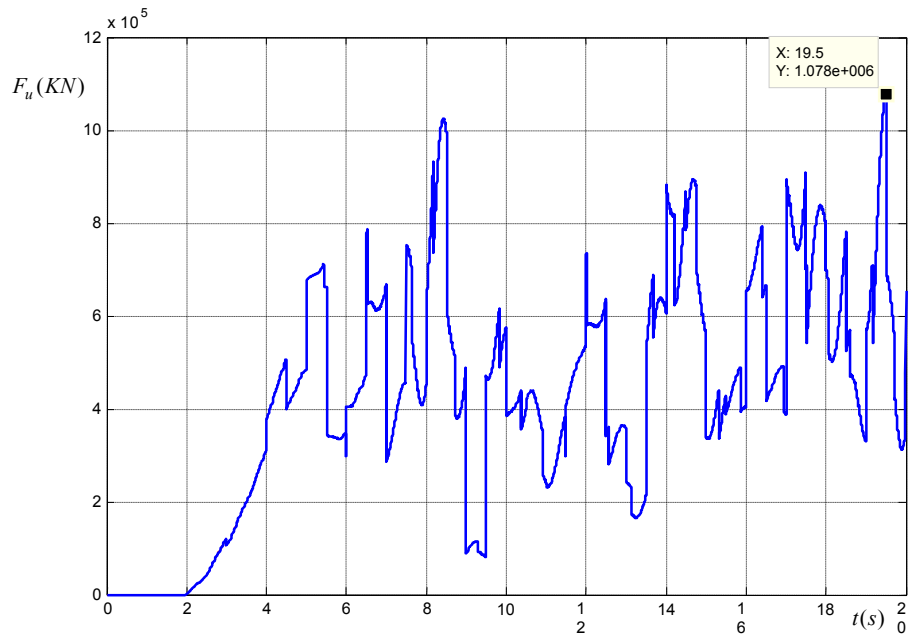
Сл.4.8. Померање радног точка у вертикалној равни



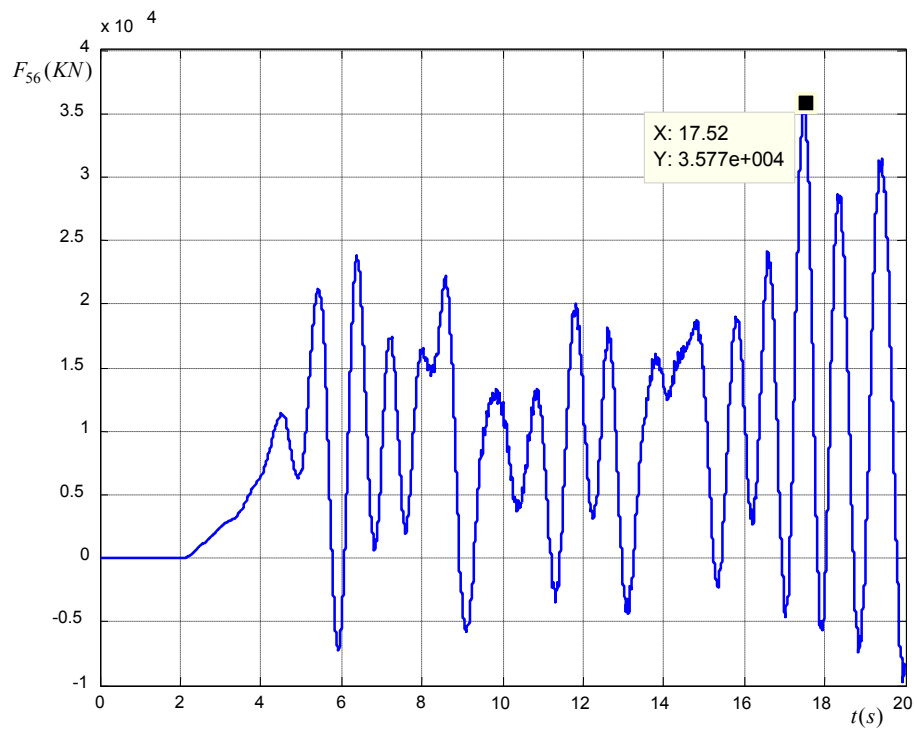
Сл. 4.9. Резултујућа дужина резне ивице кашике



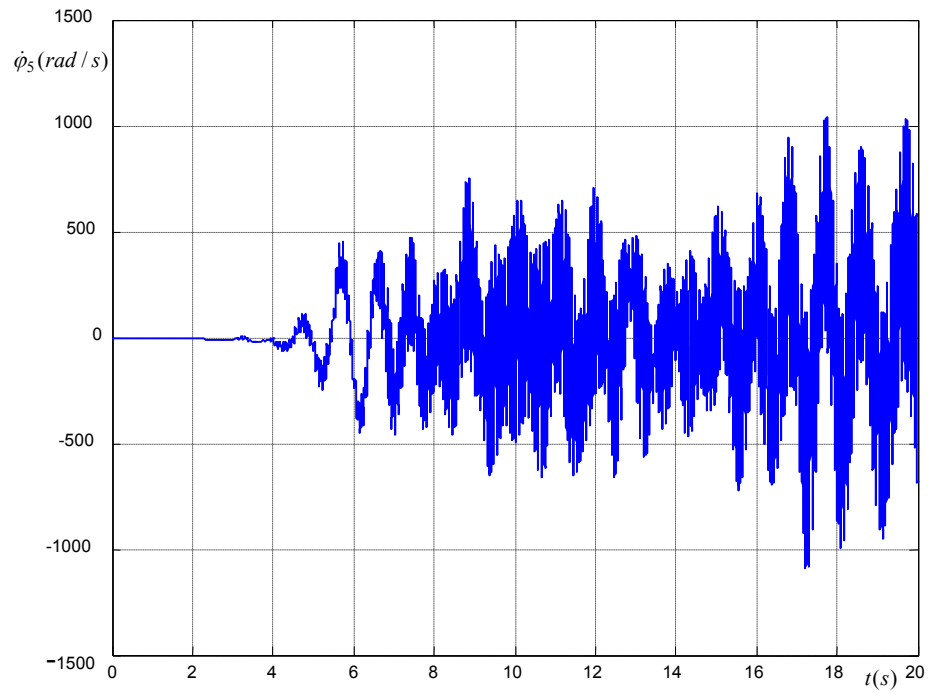
Сл.4.10. Сила копања: плава линија – прорачуната са утицајем вертикалних вибрација



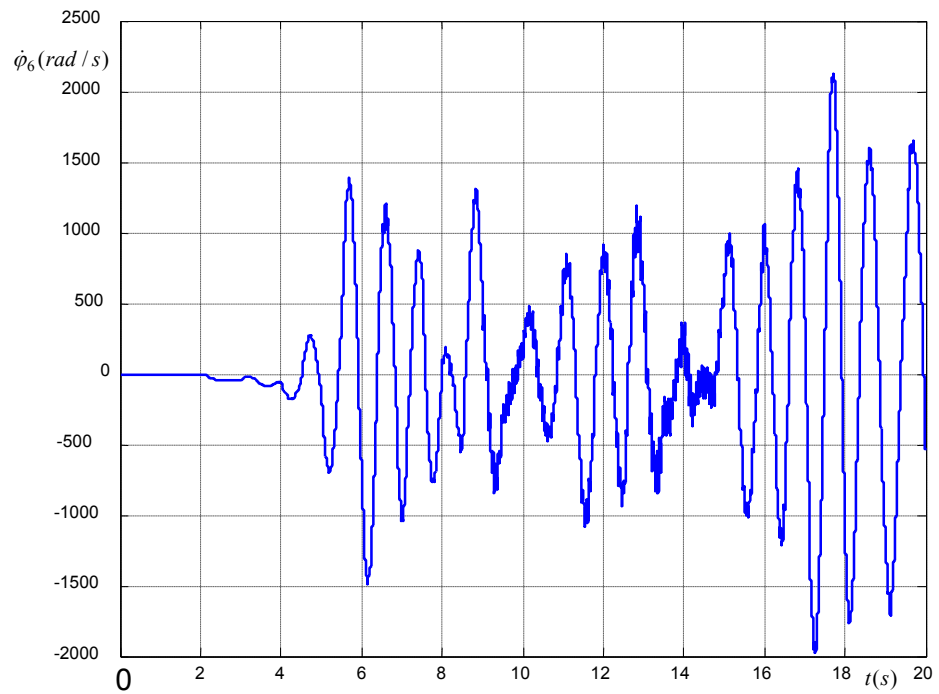
Сл.4.11. Сила у ужету



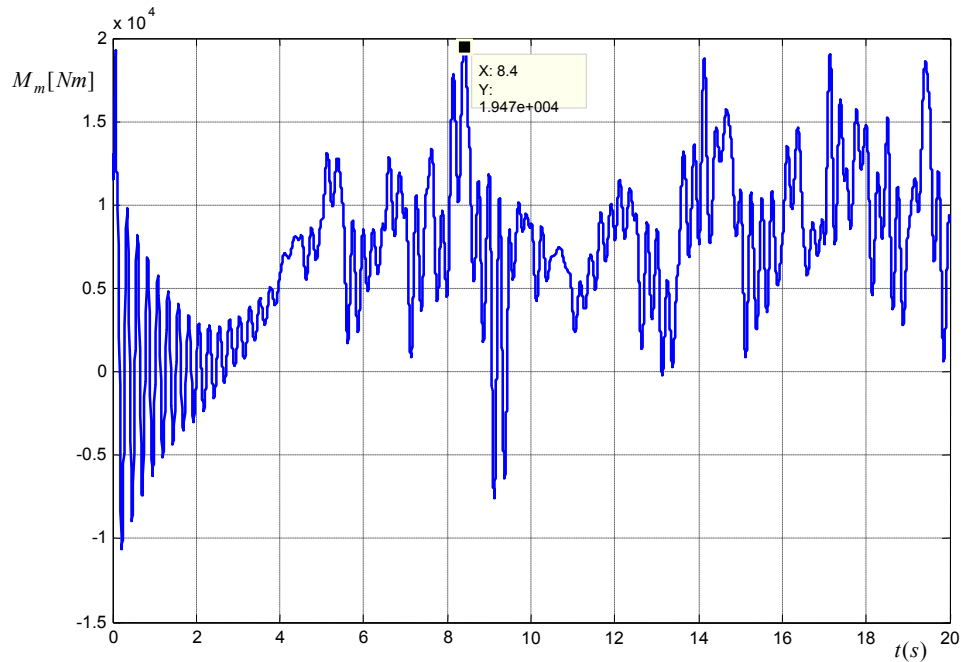
Сл. 4.12. Сила на последњем зупчастом пару подсистема копања



Сл. 4.13. Угаона брзина погонског зупчаника последњег зупчастог пара подсистема дизања



Сл.4.14. Угаона брзина гоњеног зупчаника последњег зупчастог пара подсистема дизања



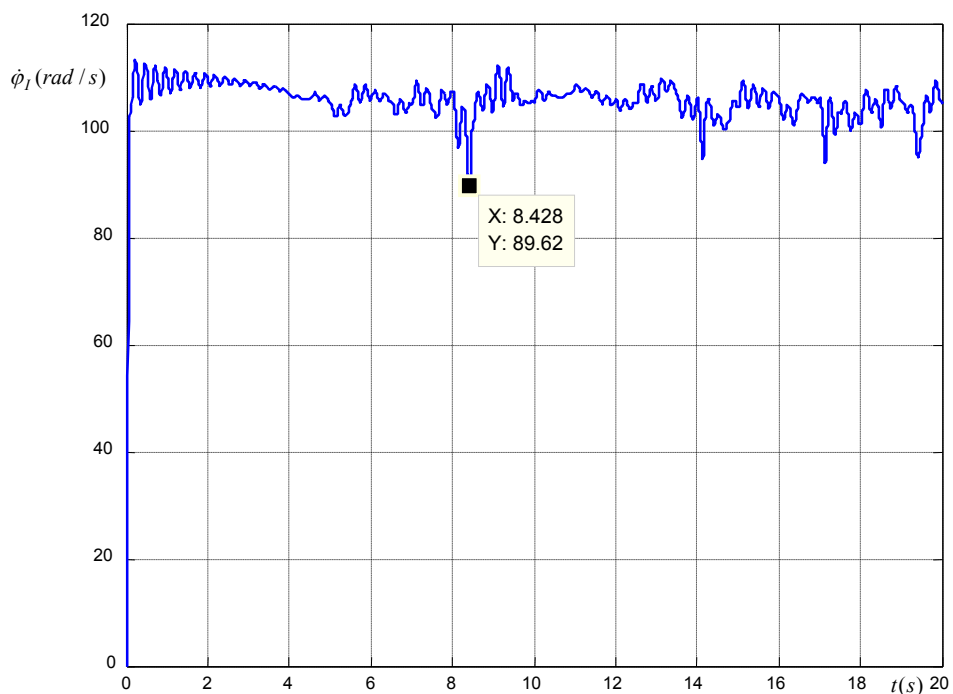
Сл. 4.15. Момент електромотора подсистема копања

Сила отпора копању, (сл. 4.10, плава линија) је различита и по броју скокова и по њиховом интензитету у односу на силу отпора срачунату у моделу рада [12] (сл. 4.10, црвена линија) где није узето у обзир вертикално померање радног точка и варијабилност дужине резне ивице кашике. Максимална вредност силе отпора је сада већа за око 20%, а и приметно је повећање фреквенције скокова. Та крива по својем изгледу у великој мери се поклапа са кривом мерења јачине струје на електромотору [1].

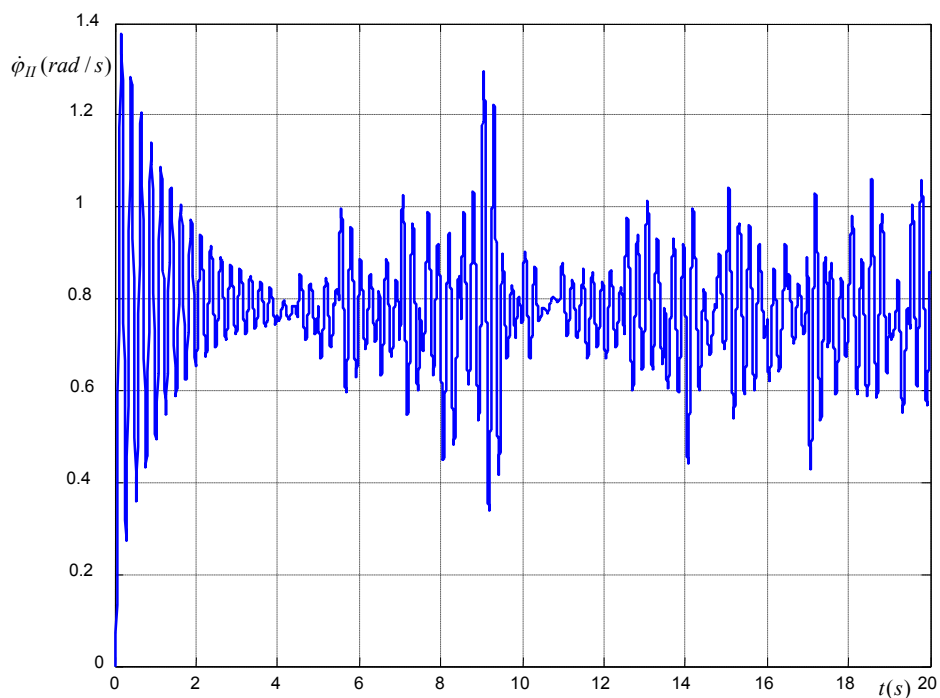
Из временске зависности генералисаних угаоних брзина електромотора (сл. 4.16) и радног точка (сл. 4.17), види се да спојница и елементи редуктора врло мало утичу на смањење вибрација узрокованих стохастичком оптерећењу на радном точку. Велики зупчаник редуктора који је вратилом везан за радни точак има највеће осцилације угаоне брзине, па се може закључити да су ударна оптерећења на његовим додирницама највећа.

Осцилације момента електромотора (сл. 4.15) које почињу након његовог залета, који није предмет ове анализе, подударају се са осцилацијама момента оптерећења (сл.4.10, плава линија). То говори о малој способности апсорпције тих осцилација од стране редуктора и спојнице. Амплитуде осцилација у великој мери прелазе номиналну вредност момента електромотора што показује да он константно ради преоптерећен и под утицајем јаким ударних оптерећења.

Разлика угаоних брзина вратила електромотора и улазног вратила редуктора која се креће и до $10 [rad/s]$ показује да је спојница која остварује везу редуктора и електромотора изложена великом моменту увијања.



Сл. 4.16. Угаона брзина електромотора подсистема копања



Сл. 4.17. Угаона брзина радног точка

Анализа резултата динамичког прорачуна подсистема роторног багера указује да се морају извршити одговарајуће реконструкције како би се овако неповољно динамичко понашање у процесу копања главних подсистема на роторном багеру побољшало.

Како програм урађен у модулу СИМУЛИНК програмског пакета МАТЛАБ (сл. 4.1) омогућава веома једноставно додавање или измену појединих елемената или читавих потпрограма (сл. 4.2 до сл. 4.7) и брзо добијање резултата прилика је да се испита утицај

реконструкције појединих подсистема. Тиме би се сагледао ефекат реконструкције на подсистем који је предмет реконструкције, али и на остале подсистеме роторног багера.

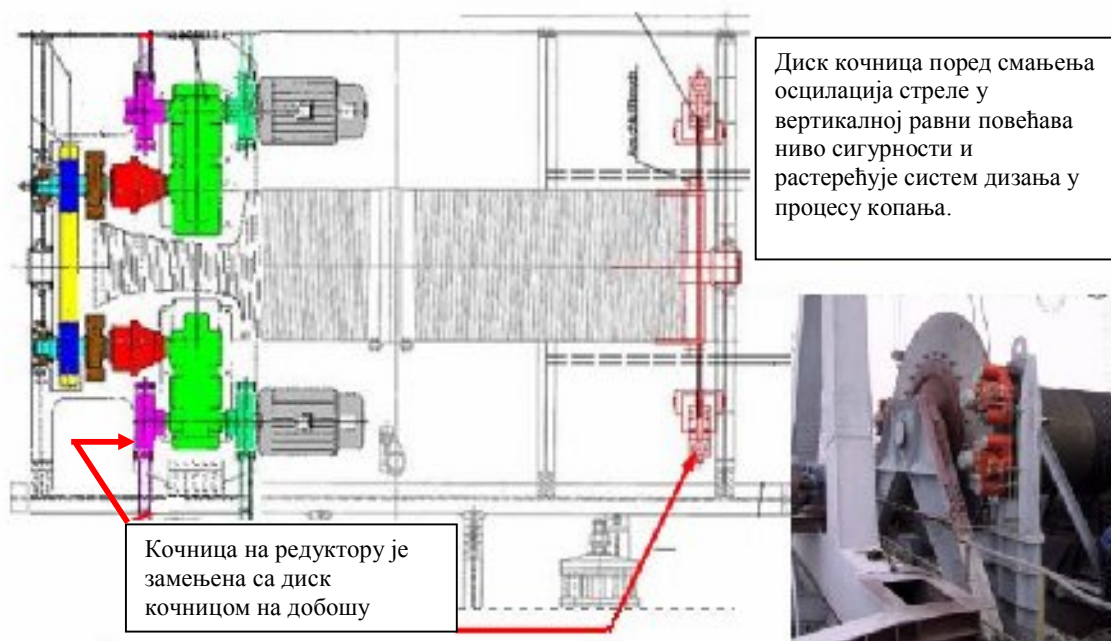
Реконструкција ће подразумевати следећа интелигентна решења [2]:

- уградња диск кочница на добошу подсистема дизања (држања) стреле,
- замена спојнице на подсистему копања,
- замена редуктора на подсистему копања и
- промену конструкције радног точка.

Редослед реконструкције је одређен економским аспектом. Најефтинија је уградња диск кочнице на добошу подсистема дизања и разматраће се у наредном поглављу.

5. УТИЦАЈ УГРАДЊЕ ДИСК КОЧНИЦЕ НА ДОБОШУ ПОДСИСТЕМА ЗА ДИЗАЊЕ НА ДИНАМИЧКО ПОНАШАЊЕ РОТОРНОГ БАГЕРА

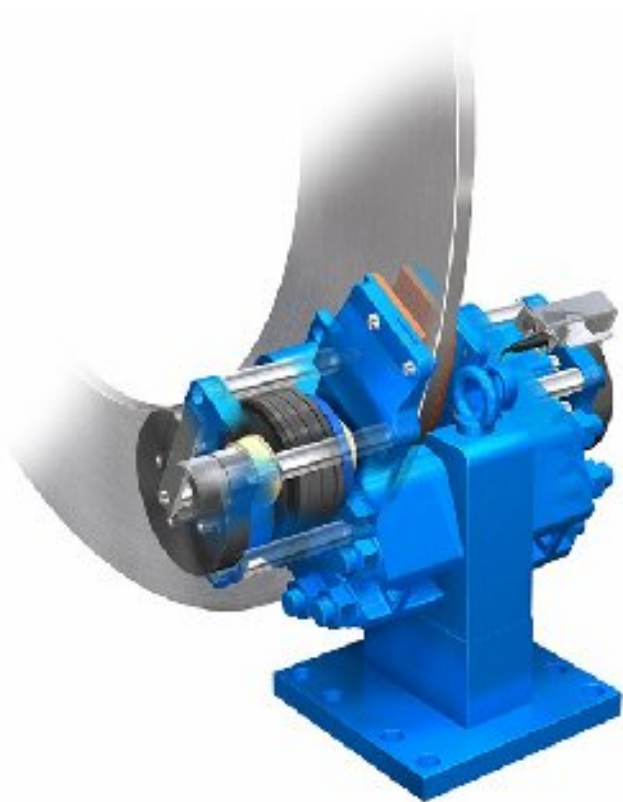
Једно од интелегентних решења [2] за смањење амплитуда осциловања стреле роторног багера у вертикалној равни представља уградња диск кочнице на добошу погонског система дизања (држања) стреле радног точка роторног багера (сл.5.1)



Сл. 5.1. Диск кочница на добошу подсистема дизања роторног багера

Калипер кочнице типа ŠI (сл. 5.2) састоји се од две независне површине са опругама и хидрауличним цилиндрима. Кочнице се могу поставити хоризонтално и вертикално и претежно служе као сигурносне кочнице. Омогућују брзу измену хабајућих површина и елемената. Најчешћу примену налазе код контејнерских дизалица, великих система тракастих транспортера, жичара и роторних багера. Основне предности ових кочница огледају се у следећем [25]:

- брзо време одзива, што омогућује максималну сигурност,
- погодне су за различите дебљине кочионих дискова
- нема тангенцијалне силе на клиповима и заптивачима током процеса кочења
- ниска цена резервних делова и одржавања
- лака и брза замена кочионих облога.



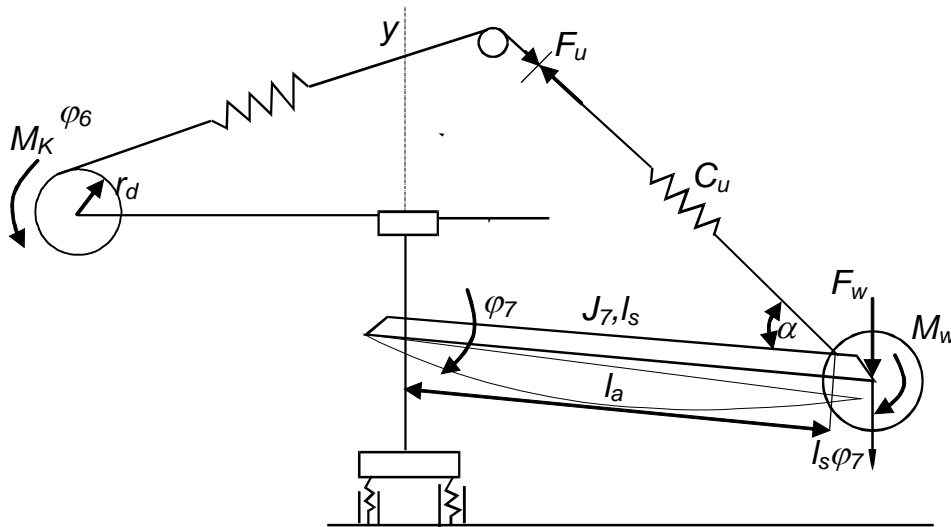
Сл. 5.2. Caliper диск кочница тина SI

Основна улога кочнице у подсистему дизања (држања) стреле роторног багера јесте да, у процесу копања хоризонталним резом, оствари довољан момент кочења који ће онемогућити вертикално померање стреле роторног багера. Код класичног решења она је постављена на улазном вратилу редуктора, што у процесу копања даје одређену слободу кретања зупчаника редуктора система за дизање.

У процесу копања када је систем укочен, оптерећена су свега два или три зупца зупчаника који су у захвату. То доводи до веома брзог хабања бокова зубаца који губе свој еволвентни облик, а самим тим и функцију преношења оптерећења. Нарочито је то изражено код последњег зупчастог пара редуктора погонског система дизања стреле, који се обично налази ван кућишта чиме је и подмазивање отежано, чији су зупчаници великих димензија тешки за израду и врло скупи.

Уградњом диск кочнице на добошу пре свега ће се елиминисати померање зупчаника редуктора и потпуно ће се растеретити последњи пар зупчаника. Поред тога повећава се и сигурност комплетног подсистема за дизање, нарочито у случају обрушавања материјала који се копа.

Како ће замена кочнице утицати на осцилације стреле роторног багера у вертикалној равни показаће решавање механичког модела приказаног на слици 5.2.



Сл.5.3. Механички модел подсистема држања стреле са диск кочницом

За механички модел еквивалентно систему у поглављу 1, формира се динамички и математички модел чијим решавањем се добијају резултати, који су графички интерпретирани на следећим дијаграмима. Ради лакшег прегледа како уградња диск кочнице утиче на осциловање ротора и стреле у вертикалној равни али и на динамичко понашање подсистема копања роторног багера упоредно су дати дијаграми решења система са класичном кочницом (криве плаве боје).

За систем представљен на сл. 5.3 могу се написати диференцијалне једначине кретања система:

$$J_D \cdot \ddot{\varphi}_6 + c_u i_k r_d \left(\frac{l_u \varphi_7}{\sin \alpha} - r_d i_k \varphi_6 \right) = M_K \quad (5.1)$$

$$J_7 \cdot \ddot{\varphi}_7 - c_u l_u \sin \alpha \left(\frac{l_u \varphi_7}{\sin \alpha} - r_d i_k \varphi_6 \right) = -(l_s + r_t) F_w$$

где је:

$\varphi_6, \varphi_7 [rad]$ - апсолутни углови обртања редуковани на вратило добоша,

$M_k [KNm]$ - момент кочења ,

$F_u [KN]$ - сила у ужету,

$l_s [m]$ - дужина стреле

J_7 - момент инерције радног точка и стреле за осу обртања стреле у вертикалној равни на вратило добоша.

J_D - момент инерције добоша

$l_s \varphi_7$ - померање радног точка у вертикалној равни

$r_d [m]$ - полупречник добоша

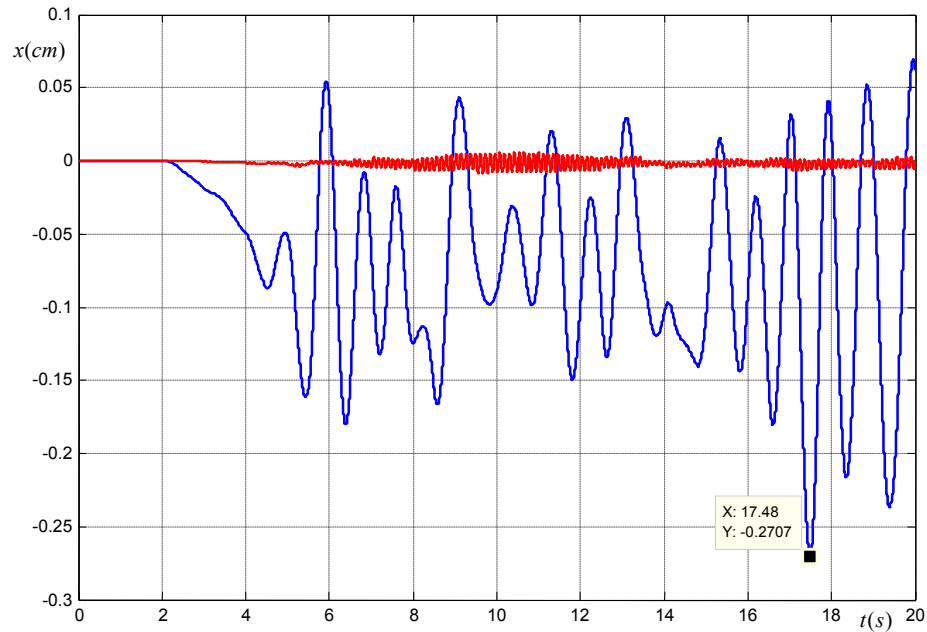
$r_t [m]$ - полупречник радног точка

$l_u [m]$ - растојање од осе обртања стреле до места качење ужади.

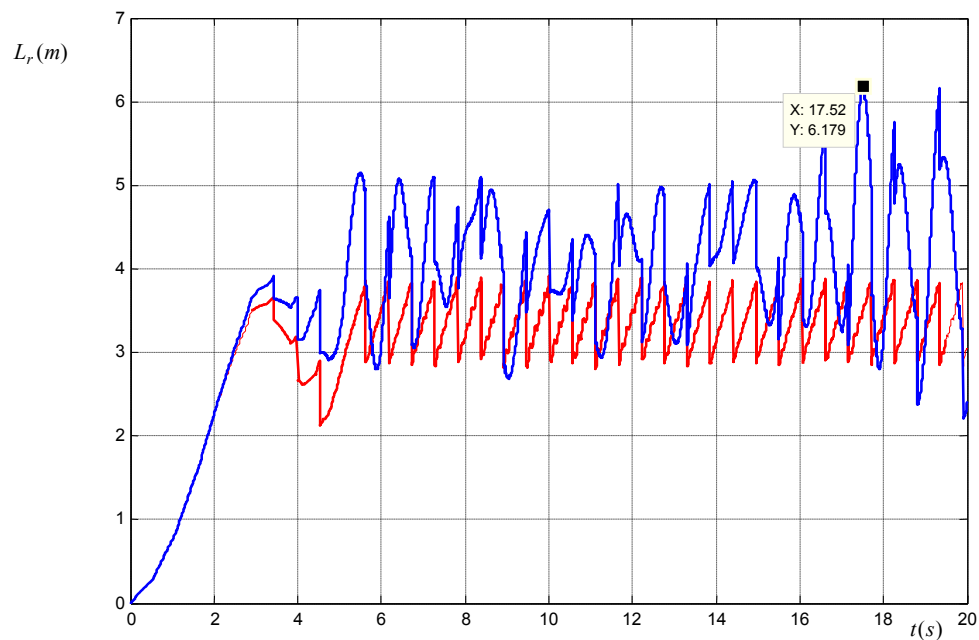
$F_w [KN]$ - сила отпора на радном точку.

$\alpha [^\circ]$ - угао стреле и ужета.

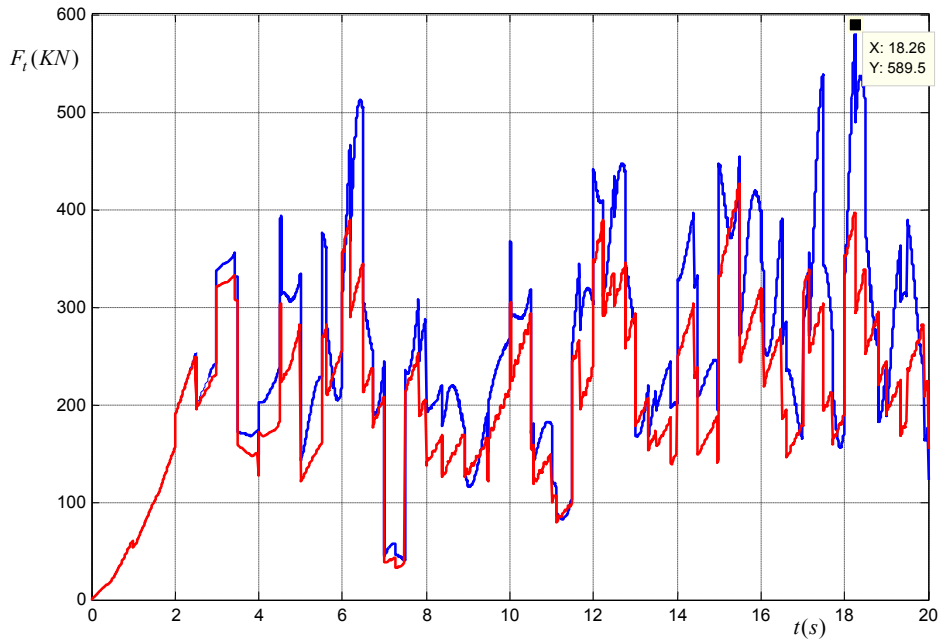
Решавањем система диференцијалних једначина (5.1) добијени су резултати који су графички интерпретирани на дијаграмима (5.4 до 5.10) кривама црвене боје. Ради лакшег поређења на истим дијаграмима дате су криве (плава боја) модела без уграђене диск кочнице.



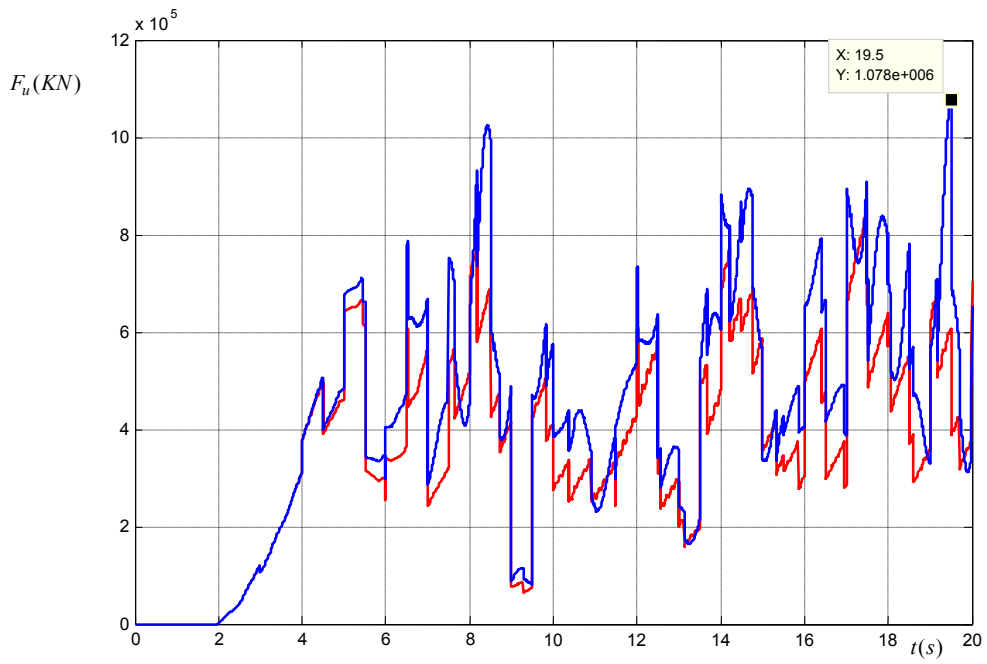
Сл. 5.4. Померање радног точка у вертикалној равни



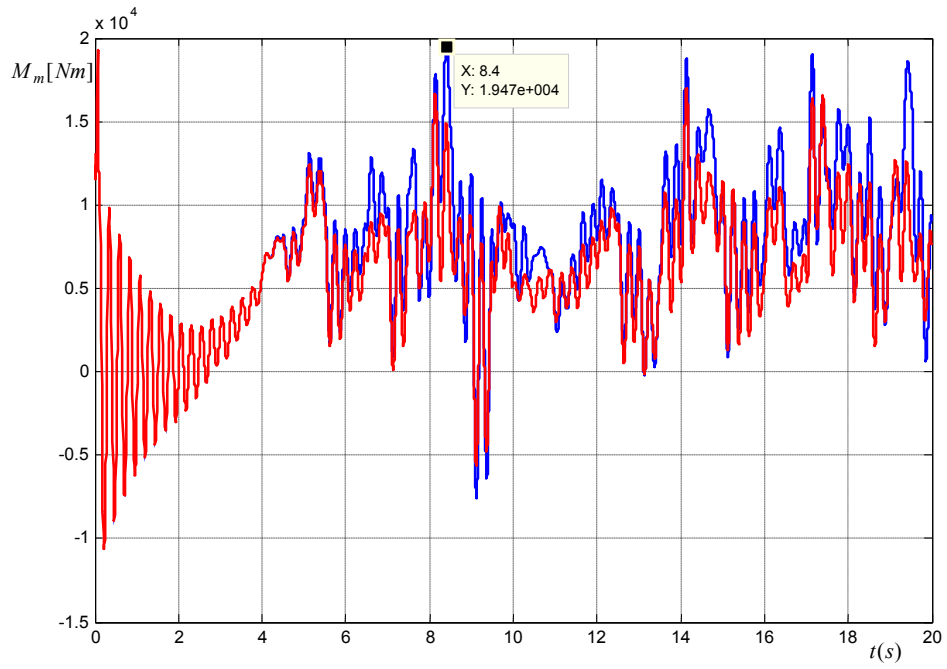
Сл. 5.5. Укупна дужина резне ивице свих кашика у захвату



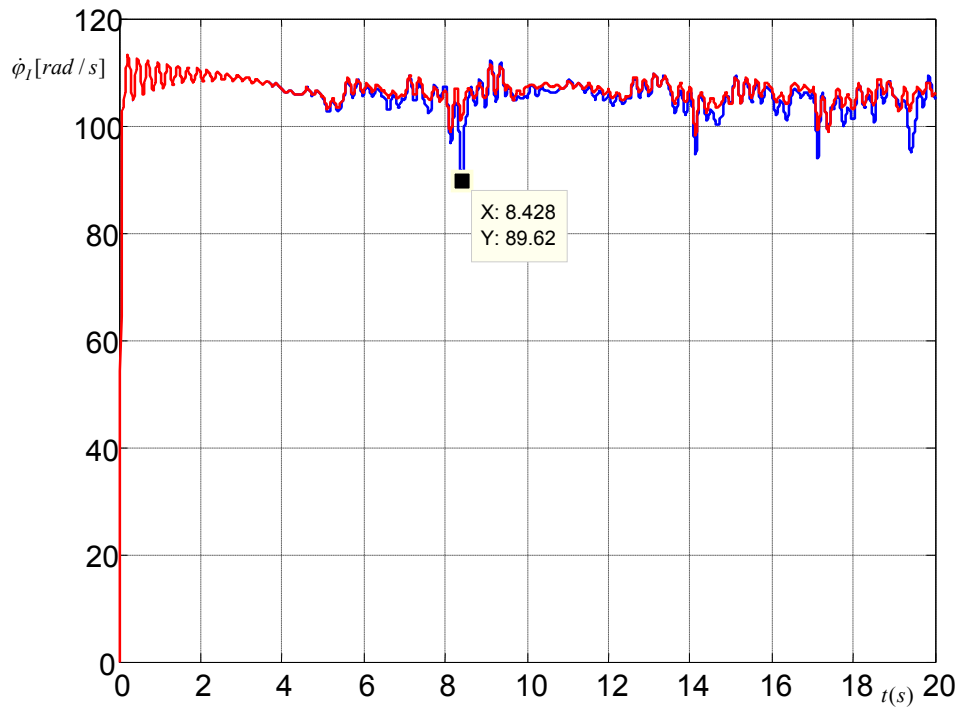
Сл.5.6. Сила отпора на радном точку



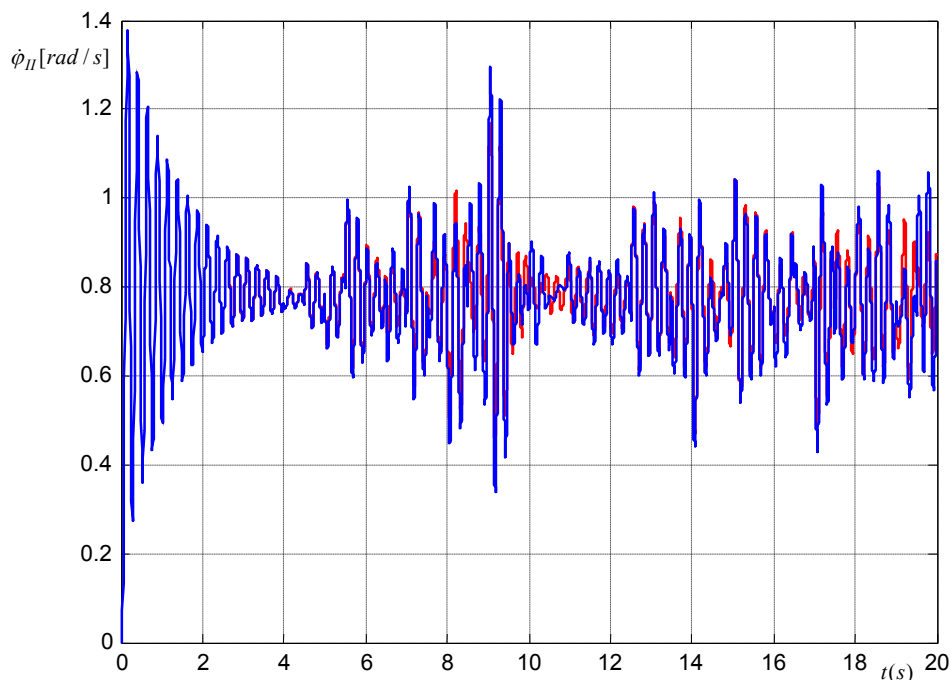
Сл. 5.7. Сила уужету



Сл. 5.8. Момент електромотора подсистема копања



Сл. 5.9. Угаона брзина електромотора



Сл. 5.10. Угаона брзина радног точка

Амплитуде вертикалних осцилација средишта радног точка применом диск кочнице на добошу подсистема дизања стреле умањене су са максималних 27 cm на мање од 1 cm (сл. 5.4). Поред тога зупчаници редуктора подсистема дизања стреле а посебно последњи зупчasti пар потпуно су растеређени у процесу копања хоризонталним резovima. И поред повећања учестаности осцилација због малих ударних оптерећења за очекивати је повећање радног века унета система за вешање стреле радног точка.

Промена укупне дужине резних ивица кашика (сл.5.5) које су једновремено у захвату са копаним материјалом за систем са уграђеном диск кочницом има правилан тестерести облик и креће се у границама од 3 до 4 метра, што условљава мања ударна оптерећења подсистема копања. Без диск кочнице укупна дужина резних ивица кашика има максималне вредности и до 6.2 m што је скоро дупло више од система са диск кочницом. Повећање укупне дужине резне ивице кашика односно дубље задирање радног точка у терасу ископа производи додатна оптерећења за подсистем копања који је ионако изложен стохастичком оптерећењу због нехомогености материјала који се копа. Иако у периодима већег задирања кашика у терасу ископа имамо бољи коефицијент испуне кашика то резултира, у најбољем случају неравномерним капацитетом који додатно оптерећује транспортну траку стреле радног точка, а најгорем отказима на подсистему копања.

Сила отпора копању (сл.5.6) која је непосредно зависна од укупне дужине резних ивица кашика које истовремено копају, за систем без диск кочнице на добошу достиже вредност од 589 kN и има веће амплитуде осциловања у односу на систем са диск кочницом. Са дијаграма се јасно може уочити да осциловање радног точка у вертикалној равни при ископу нехомогених масива може да повећа оптерећење на подсистему копања и за 50% и тиме изазове отказе и оштећења резних зуба кашика, деформацију конструкције радног точка, ломове и хабање зуба зупчаника и лежајева редуктора као и спојних елемената.

Временска зависност силе у ужету (5.7) система за вешање стреле веома је слична функцији оптерећења на резној ивици кашике али су вредности знатно веће због тежине

стреле и радног точка које то уже држи у процесу копања. Знатно мање вредности силе у ужету за систем са диск кочницом гарантују дужи радни век ужета и мањи ризик од великих хаварија.

На дијаграмима 5.8 до 5.10 може се сагледати утицај уградње диск кочнице на добошу подсистема за дизање стреле радног точка на виталне елементе подсистема копања.

Временска зависност промене момента електромотора подсистема копања приказана је на сл.5.8. Вредности од 20 kNm које достиже момент електромотора када подсистем дизања нема диск кочницу на добошу за намотавање ужета су дупло веће у односу на номиналне. Уграђена диск кочница условљава знатно мање амплитуде осциловања.

Временска зависност угаоне брзине електромоторног вратила подсистема копања за оба решења приказана је на сл. 5.9. Мање вредности амплитуда осциловања радног точка у вертикалној равни условљавају и мање амплитуде осциловања угаоне брзине вратила електромотора. Систем без диск кочнице трпи оптерећење које електромотор подсистема копања веома тешко савлађује, што се огледа по промени његове угаоне брзине која у појединим тренутцима пада на 80% од номиналне и износи 89,62 (rad/sec).

Функција промене угаоне брзине радног точка у зависности од времена (сл. 5.10) је са веома учесталим осцилацијама за решење без диск кочнице. Уградња диск кочнице резултира знатно мањим амплитудама осциловања угаоне брзине радног точка. Сагледавајући све упоредне дијаграме од 5.4 до 5.9, евидентно је да је временска зависност угаоне брзине радног точка и после примене диск кочнице задржала веома осцилујући карактер са великим амплитудама и изразитом учестаношћу. Реконструкцијама на самом подсистему копања треба очекивати побољшања у карактеру промене угаоне брзине што је предмет разматрања следећег поглавља.

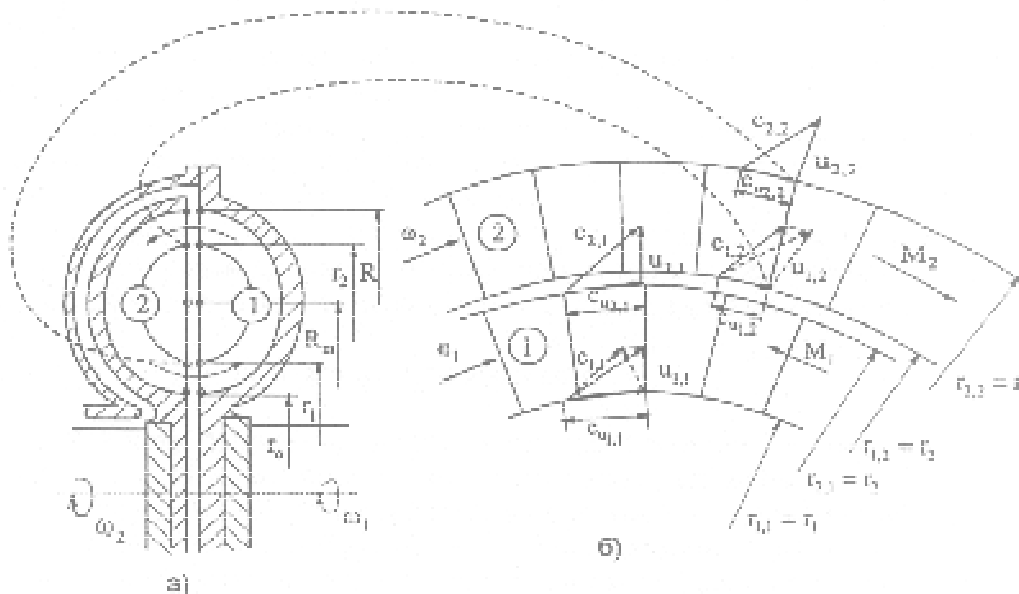
6. УТИЦАЈ УГРАДЊЕ ТУРБОСПОЈНИЦЕ НА ДИНАМИЧКО ПОНАШАЊЕ ПОГОНСКОГ СИСТЕМА РАДНОГ ТОЧКА

6.1. Структура и принцип рада турбоспојнице

Турбоспојница је агрегат преноса снаге и састоји се из два основна елемента: радног кола пумпе и радног кола турбине.

Рад се са вратила радног кола пумпе везаног за погонски агрегат, преноси на вратило радног кола турбине, везано за погоњени агрегат, преко течности која циркулише у радним колима. Облик радног кола је такав да омогућава затворени круг циркулације течности из радног кола пумпе у радно коло турбине и то без икаквих посредних или усмеравајућих елемената. То ствара врло ефикасан начин преноса снаге од погонског на погоњени агрегат, тако да коефицијент преноса снаге на номиналном режиму рада износи $\eta = 0,95 - 0,98$.

Турбоспојницом се остварује ефикасна еластична веза погонске са радном машином преко циркулације течности, при чему се механичка енергија, која се предаје радном колу пумпе, у овоме трансформише у хидрауличну, да би се у турбини поново трансформисала у механичку енергију. Ако се при томе занемаре мали губици у процепима, онда је погонски момент M_1 једнак радном моменту M_2 а степен искоришћења $\eta = \omega_2 / \omega_1$. У теорији турбоспојница уводи се појам клизања $s = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_1$, у ком случају је $\eta = 1 - s$.



Сл. 6.1. Шема лопатичног кола турбоспојнице без торуса а- меридијанска пројекција, б-развијено на равни

Са пумпом (или турбином) је спојен поклопац, који помоћу заптивача херметизује радни простор турбоспојнице. Проточни простор турбоспојнице је између унутрашњег и спољашњег торуса. У том простору распоређене су лопатике пумпног и турбинског кола. Највећа мера радног простора је активни пречник D , а најмања - унутрашњи d_o .

Турбоспојнице могу бити како са торусом, тако и без њега, а такође са различитим облицима лопатичног кола. На сл. 6.1 приказана је шема турбоспојнице без унутрашњег торуса. На истој слици су дати и троуглови брзина у пумпном и турбинском колу турбоспојнице.

Основни параметри турбоспојнице су величине које дефинишу режиме рада, а могу бити:

- спољашњи параметри и
- унутрашњи параметри.

Спољашњи параметри су параметри на вратилима турбоспојница. То су:

$M_1 = M_p$ - обртни момент на пумпном вратилу турбоспојнице,

ω_1 - угаона брзина пумпног вратила,

$P_1 = \omega_1 M_1$ - снага која се доводи на вратило пумпе,

ω_2 - угаона брзина вратила турбине,

$M_2 = M_t$ - обртни момент на турбинском вратилу,

$P_2 = \omega_2 M_2$ - снага која се узима са турбинског вратила,

$i = n_2 / n_1$ - преносни однос,

$\eta = P_2 / P_1 = i$ - укупни степен корисности.

Унутрашњи параметри спојнице су параметри струјања радне течности кроз радна кола: проток Q и напор Y у струјном делу, за свако радно коло.

Проток Q је запреминска количина радне течности која протиче кроз лопатични систем у јединици времена.

Напор Y је прираштај енергије који се саопштава килограму радне течности која протиче кроз радно коло, тј. разлика специфичне енергије течности на излазу из кола и при улазу у њега.

Договорено је да је напор пумпе Y_p позитиван, јер се енергија течности повећава на рачун доведене енергије од мотора а напор турбине Y_t је негативан, јер се енергија течности смањује за рачун предаје на радни орган.

У овом раду се примењују само спољашње карактеристике турбоспојница и зато ће оне бити детаљније проучене.

6.2. Спољашње карактеристике турбоспојнице

У литератури о турбоспојницама најчешће се срећу четири типа дијаграмских интерпретација спољашњих радних карактеристика: димензијске, заједничке, релативне и универзалне.

Димензијском спољашњом радном карактеристиком турбоспојнице назива се зависност обртног момента $M_p = M_t = M$, снаге P_p и P_t и степена корисности турбоспојнице η од преносног односа турбоспојнице i (при чему је угаона брзина пумпног кола константна, тј. $\omega_p = const$, а угаона брзина турбинског радног кола варира у опсегу $\omega_t = 0 - \omega_p$, тј:

$$M = M(i), \quad P_p = P_p(i), \quad P_t = P_t(i), \quad \eta = \eta(i) \text{ при } \omega_p = const. \quad (6.1)$$

Заједничка спољашња радна карактеристика турбоспојнице представља зависност коефицијента момента пумпног и турбинског радног кола и степена корисности фамилије геометријски сличним радним условима од преносног односа i , тј:

$$\lambda_M = \lambda_M(i), \quad \eta = \eta(i). \quad (6.2)$$

Релативна радна карактеристика турбоспојнице представља зависност релативног обртног момента (однос обртног момента турбоспојнице M и номиналног момента турбоспојнице M^* при прорачунском преносном односу i^*) од преносног односа i :

$$\bar{M} = \frac{M}{M^*} = \bar{M}(i). \quad (6.3)$$

Универзалном радном карактеристиком турбоспојнице назива се зависност обртних момената које турбоспојница може да пренесе ($M = M_p = M_t$) од преносног односа i , при конкретним вредностима угаоних брзина пумпног радног кола. Ти моменти су дефинисани изразом [6]:

$$M = M_{ts} = \lambda_M(i) \rho R^5 \omega_1^2 = M(i, \omega_1 = const), \quad (6.4)$$

а заменом $i = \omega_2 / \omega_1$

$$M = M(\omega_2, \omega_1 = const). \quad (6.4a)$$

Ако у предходној релацији преносни однос $i = const$ добија конкретне вредности, добија се релација:

$$M = \lambda_M \rho R^5 \omega_1^2 = M(\omega_1, i = const) = c_1 \omega_1^2, \quad (6.5)$$

где је:

λ_M - вредност коефицијента момента за $i = const$,

$c_1 = \lambda_M \rho R^5$ - константа параболе.

Релација (6.5) представља квадратну параболу у координатном систему $M - \omega_1$, односно зависност момента кога турбоспојница може да пренесе при задатом преносном односу $i = const$. од угаоне брзине пумпног вратила.

Заменом $\omega_1 = \omega_2 / i$ добија се релација:

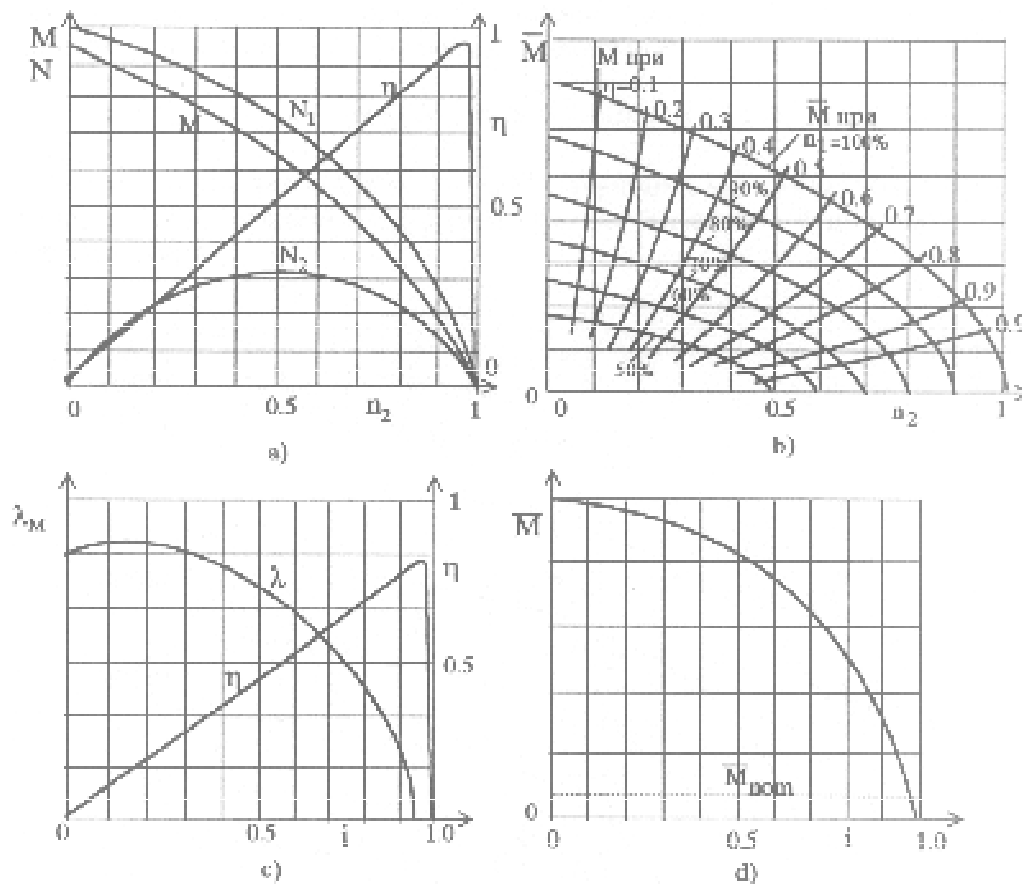
$$M = \frac{\lambda_M \rho R^5}{i^2} \omega_2^2 = M(\omega_2, i = const) = c_2 \omega_2^2, \quad (6.6)$$

где је:

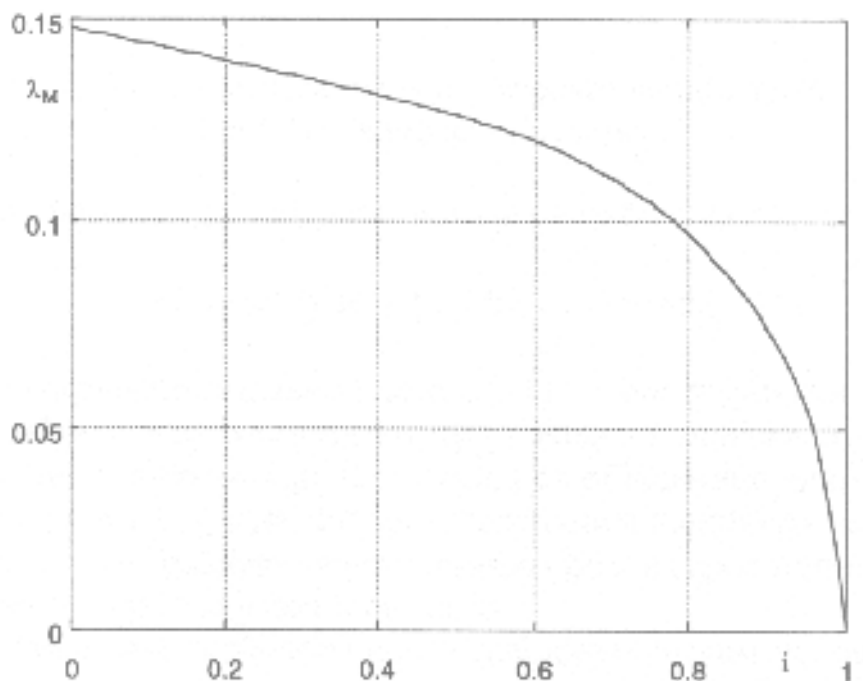
$c_2 = \frac{\lambda_M \rho R^5}{i^2} = const.$ - константа параболе.

Релација (6.6), описује квадратну параболу у координатном систему $M - \omega_2$ и представља зависност момента турбоспојнице од угаоне брзине турбинског кола при константној вредности преносног односа i .

На слици 6.2, приказани су дијаграми димензијске, универзалне, заједничке и релативне радне карактеристике турбоспојнице.



Сл. 6.2. Карактеристике турбоспојнице у вучном режиму; а- димензијска; б- универзална; в- заједничка; г- релативна



Сл. 6.3. Заједничка карактеристика турбоспојнице „14 Октобар”

Заједничка радна карактеристика турбоспојнице „14 Октобар” добијена испитивањем у лабораторијским условима приказана је на слици 6.3. Користећи закон сличности турбоспојница ($\lambda_M = M / (\rho R^5 \omega_1^2) = const$), могу се на основу заједничке карактеристике добити остале радне карактеристике турбоспојнице.

Димензијска радна карактеристика се добија из израза [6]:

$$M = \lambda_M(i) \rho R^5 \omega_1^2 = M(\omega_1, i = const) \quad (6.7)$$

Са дијаграма приказаних на слици 6.2, може се уочити да када $i \rightarrow 1$, степен корисности η нагло опада на нулу, иако теоретски гледано ($\eta = i = n_t / n_p$) требало би да тежи јединици. Ова појава се објашњава чињеницом, да у случајевима када $\eta_t \rightarrow n_p$, радни флуид у проточним каналима тежи стању релативног мировања, што изазива обустављање протока кроз лопатичне радне органе турбоспојнице и прекид у преносу снаге.

Испитивањем турбоспојница у лабораторијским условима добија се обично заједничка карактеристика фамилије сличних турбоспојница.

Релативна радна карактеристика се може добити на основу израза:

$$\bar{M} = \frac{M}{M^*} = \frac{\lambda_M(i) \rho R^5 \omega_1^2}{M^*} = \bar{M}(\omega_1, i = const.) \quad (6.8)$$

Турбоспојница се увек користи у спрези са мотором и покретаним уређајем. Задатак преноса снаге у погонском систему се решава методом декомпозиције.

6.2.1. Математичко моделирање момента турбоспојнице.

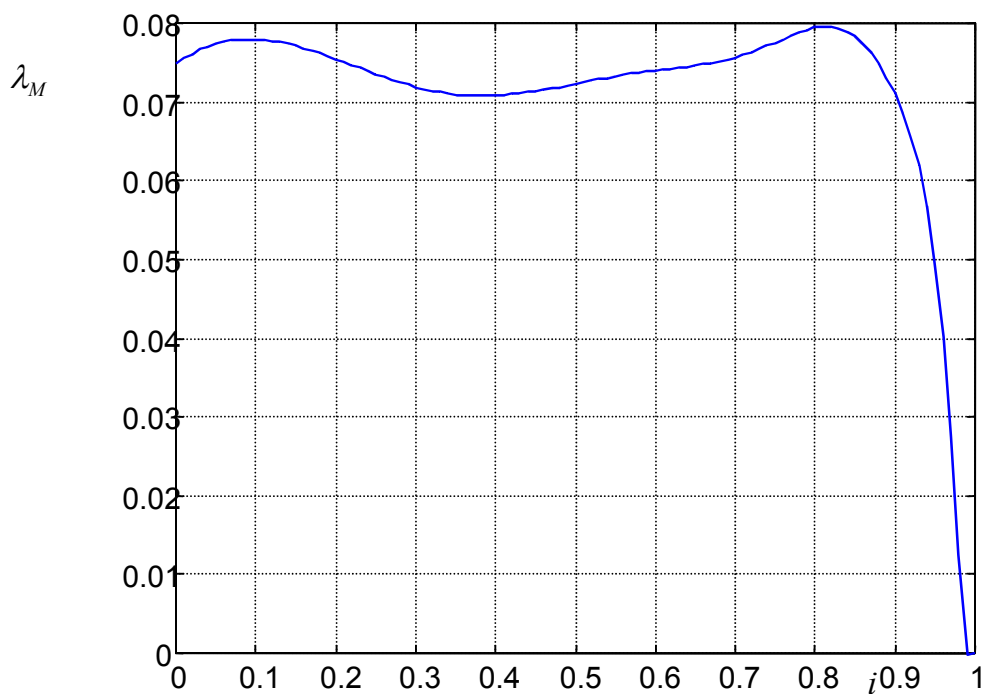
Карактеристике турбоспојнице за коју ће се применити претходно изнети математички модел дате су у табели 6.1.

Табела 6.1. Карактеристике турбоспојнице

Називни момент	Густина радне течности	Полупречник турбоспојнице
Mn(Nm)	ρ	r(m)
4360	850	0.433

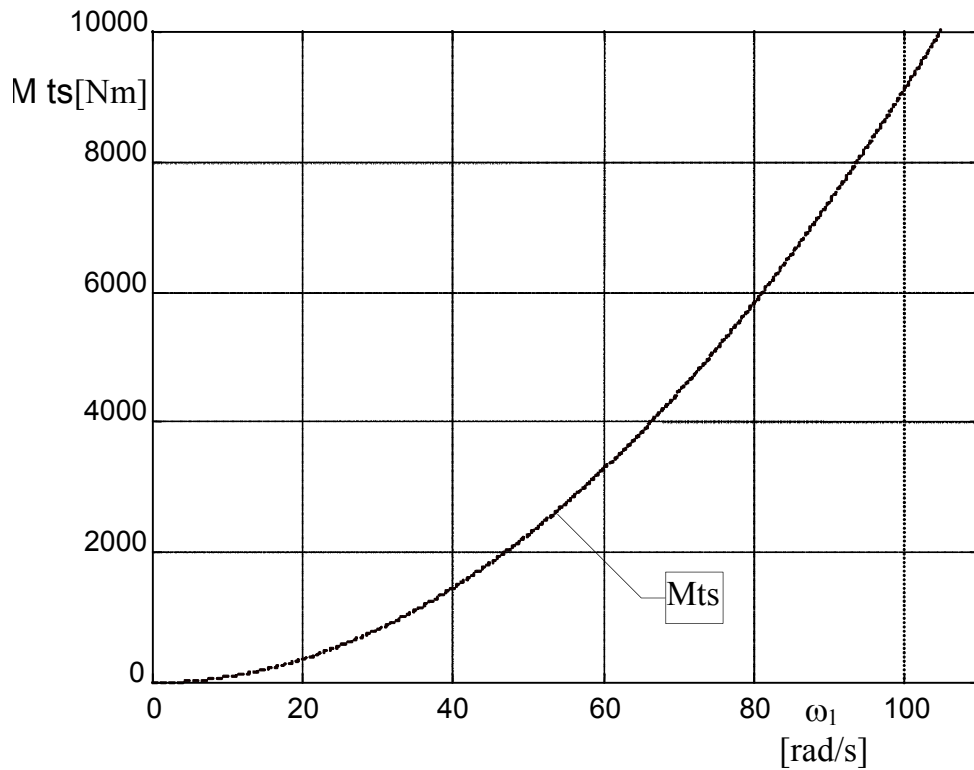
Заједничка радна карактеристика турбоспојнице добијена испитивањем у лабораторијским условима приказана је на слици 6.4. Интерполацијом је крива са слике 6.4 описана полиномом:

$$\lambda_M = 1.6759i^{50} - 3.3336i^{41} + 2.2263i^{30} - 1.8848i^{14} + 2.6117i^9 - 2.1731i^6 + 0.6218i^4 + 0.6128i^3 - 0.5076i^2 + 0.0758i + 0.0748; \quad (6.9)$$



Сл. 6.4. Заједничка радна карактеристика турбоспојнице

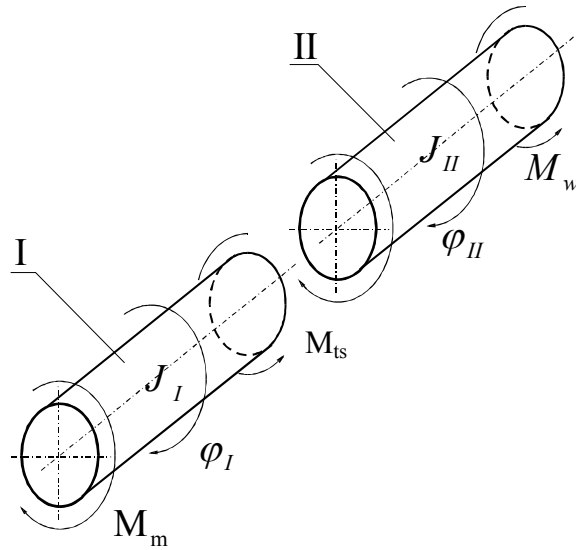
На основу израза (6.7) за димензијску радну карактеристику турбоспојнице добија се момент који турбоспојница може да пренесе и који је графички приказан на слици 6.5.



Сл. 6.5. Крива момента турбоспојнице у зависности од угаоне брзине електромотора

6.3. Динамички модел подсистема копања са хидродинамичком спојницом

Динамички модел погонског система подсистема копања приказан у поглављу 3.1, редуковаће се на систем са две генерализане координате, што је довољно за сагледавање ефеката уградње хидродинамичке спојнице. Модел је приказан на слици 6.6.



Сл. 6.6. Редуковани динамички модел погонског система

Диференцијалне једначине кретања динамичког система биће:

$$J_I \cdot \ddot{\varphi}_M = M_M - M_{ts}$$

$$J_{II} \cdot \ddot{\varphi}_{II} = M_{ts} - M_w$$
(6.10)

где је:

$\varphi_I, \varphi_{II} [rad]$ - апсолутни углови обртања редуковани на вратило електромотора

$M_m [KNm]$ - момент електромотора

$M_w [KNm]$ - момент оптерећења на радном точку редукован на вратило електромотора.

$M_{ts} [KNm]$ - момент турбоспојнице

6.3.1. Решавање система диференцијалних једначина математичког модела

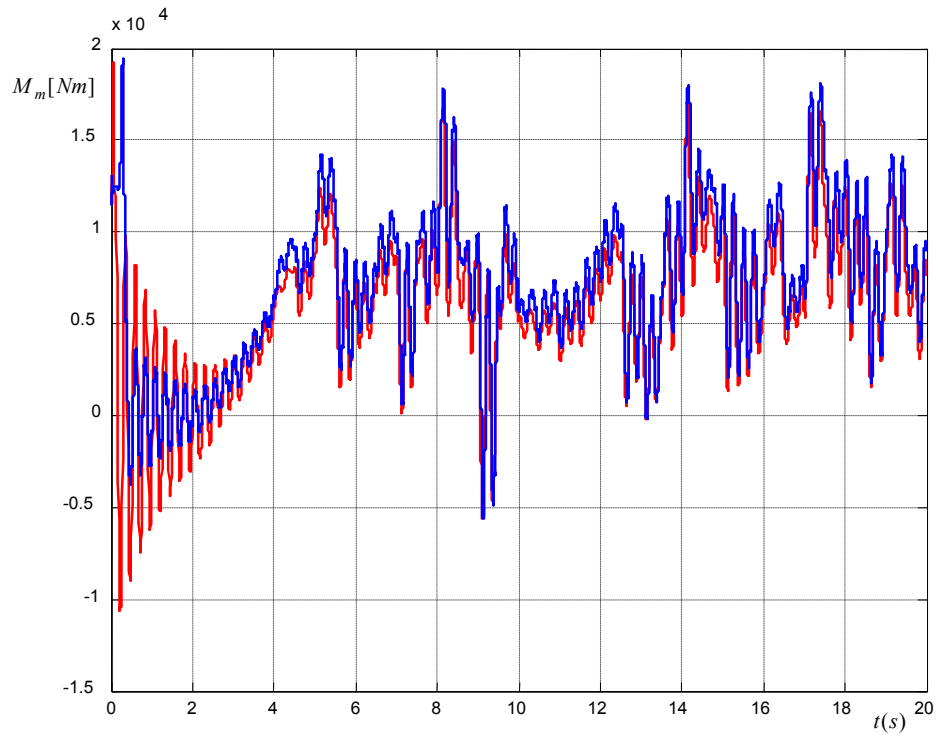
Решавање система диференцијалних једначина (6.10) захтева њихову трансформацију у коначни облик где се други изводи променљивих јављају искључиво на левим странама једначина.

$$\ddot{\varphi}_I = \frac{1}{J_I} \cdot (M_m - M_{ts})$$

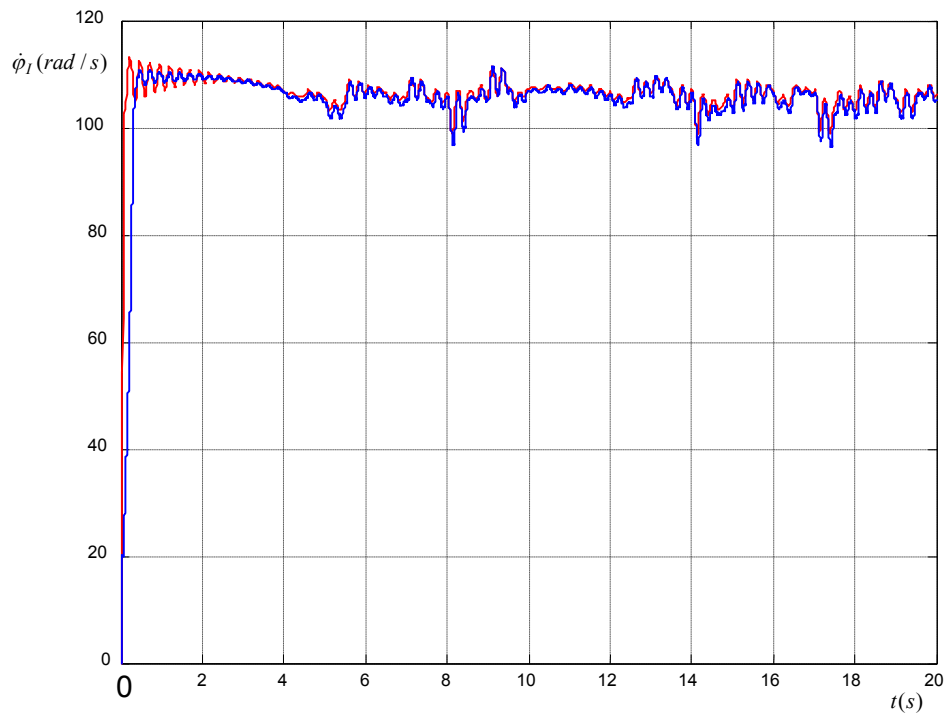
$$\ddot{\varphi}_{II} = \frac{1}{J_{II}} \cdot (M_{ts} - M_w)$$
(6.11)

Систем диференцијалних једначина је решен нумеричом методом Рунге-Куте помоћу рачунара, при чему је момент електромотора описан једначином (прилог 3):

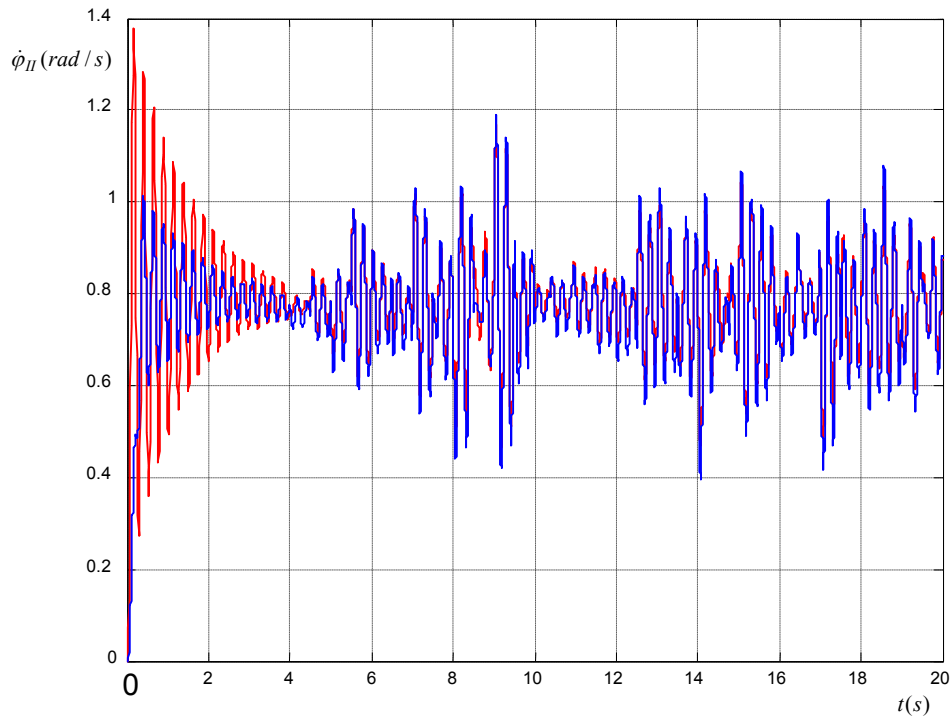
Резултати решавања једначина (6.11) приказани су графички на дијаграмима (сл. 6.7 до 6.10) кривама плаве боје. Ради лакшег поређења на истим дијаграмима дате су и криве (црвене боје) које представљају резултате модела из поглавља 5, дакле без примене хидродинамичке спојнице и у подсистему копања али са уграђеном диск кочницом у подсистему дизања.



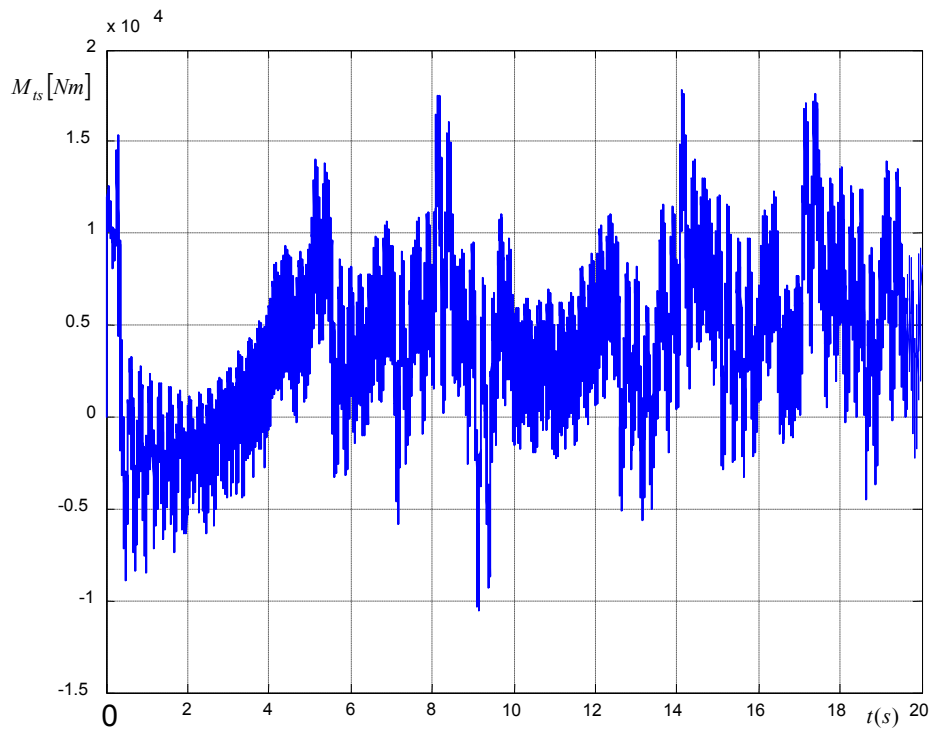
Сл. 6.7. Карактеристика електромотора: плава линија – са хидродинамичком спојницом
Црвена – са механичком спојницом



Сл 6.8. Угаона брзина електромоторног вратила: плава – са хидродинамичком спојницом
Црвена – са механичком спојницом



Сл.6.9 Угаона брзина ротора: плава-са хидродинамичком спојницом
Црвена-са механичком спојницом



Сл. 6.10. Момент турбоспојнице

На дијаграму приказаном на сл. 6.7, представљен је момент електромотора са уграђеном хидродинамичком спојницом у подсистему копања (плава) и механичком

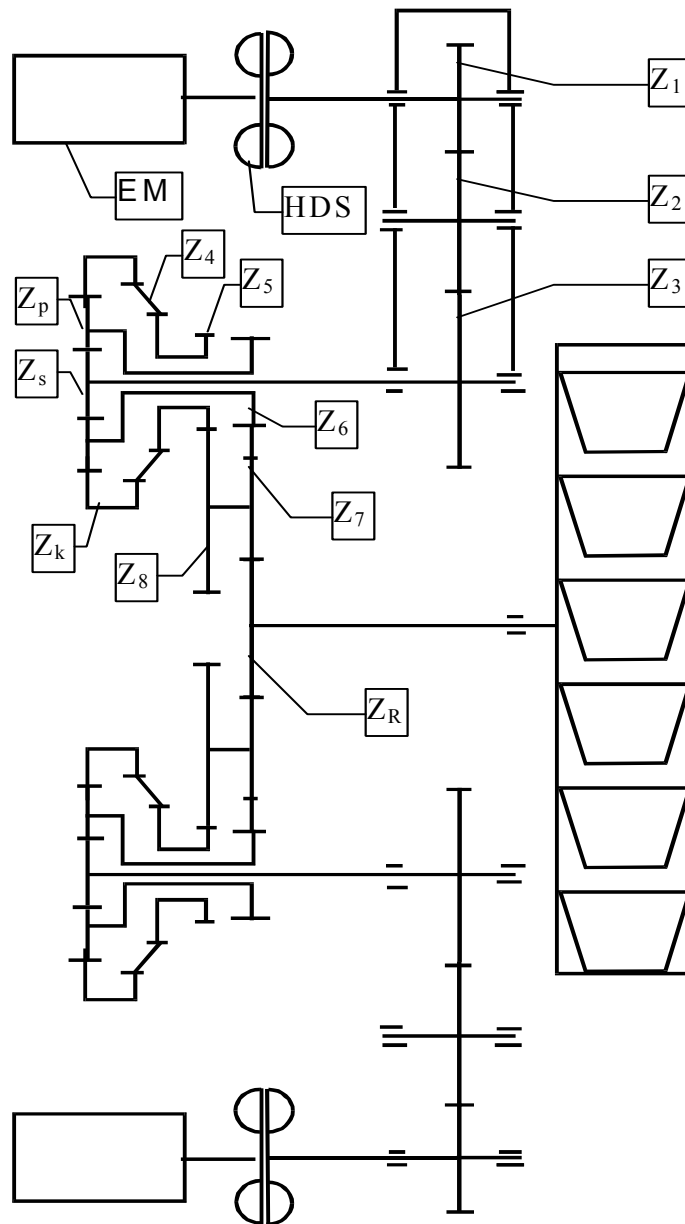
спојницом (црвена). Уочљиво је да хидродинамичка спојница знатно умањује амплитуде осциловања у периоду залета електромотора. У разматраном случају залет подсистема копања је посматран у неоптерећеном режиму односно без присуства оптерећења на резној ивици кашике али и без оптерећења од заосталог материјала у кашикама. У случају застоја и поновног покретања подсистема копања са пуним кашикама за очекивати је да хидродинамичка спојница знатно смањи амплитуде осциловања момента електромотора.

Слично је и са променом угаоне брзине електромотора чија су амплитуде осциловања мање у периоду залета (сл. 6.8 плава крива) у односу на вредности амплитуда са механичком спојницом (сл.6.8 црвена крива). Док се у периоду копања (време од 2s и касније) практично не разликују.

Највећа промена а самим тим и оправданост уградње са аспекта динамичког понашања подсистема копања се манифестује код угаоне брзине радног точка. Амплитуде осциловања у периоду залета система су практично преполовљене (сл. 6.9 плава линија) у односу на вредности амплитуда са механичком спојницом у подсистему копања (сл. 6.9 црвена линија)

7. УТИЦАЈ ЗАМЕНЕ РЕДУКТОРА НА ДИНАМИЧКО ПОНАШАЊЕ ПОДСИТЕМА КОПАЊА

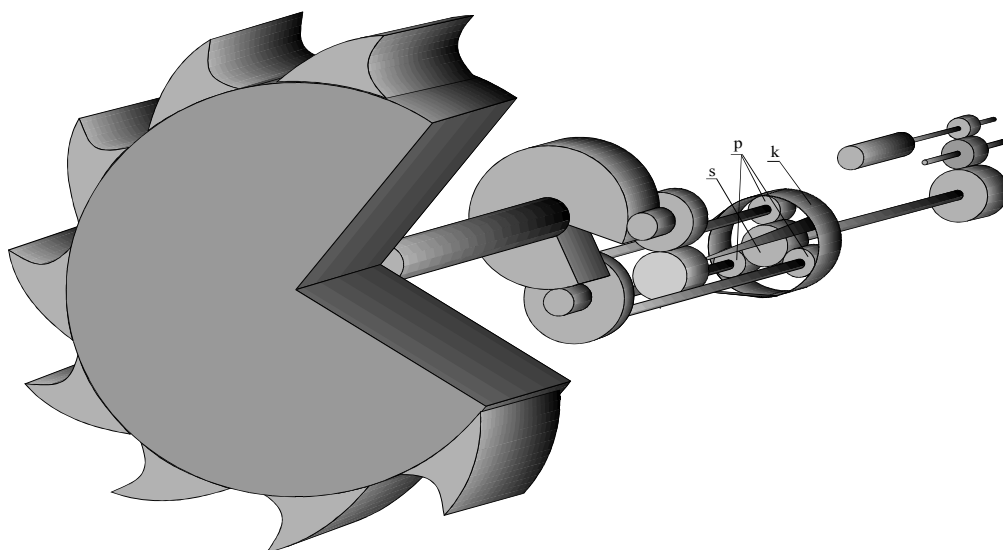
Погонски систем подсистема копања роторног багера реконструисан је заменом линијског редуктора приказаног у поглављу 3 са планетарним редуктором чија је кинематска шема дата на слици 7.1. Снага једног електромотора преко планетарног (диференцијалног) преносника се рачва на два кинематска ланца (први: $Z_s - Z_p - Z_6 - Z_R$, и други: $Z_s - Z_p - Z_k - Z_4 - Z_5 - Z_8 - Z_7 - Z_R$) све до зупчаника Z_R који је преко шупљег вратила круто повезан са радним точком.



Сл.7.1. Кинематска шема подсистема копања са планетарним редуктором

Пренос снаге од другог електромотора је идентичан, тако да велики зупчаник Z_R погоне четири симетрично постављена зупчаника.

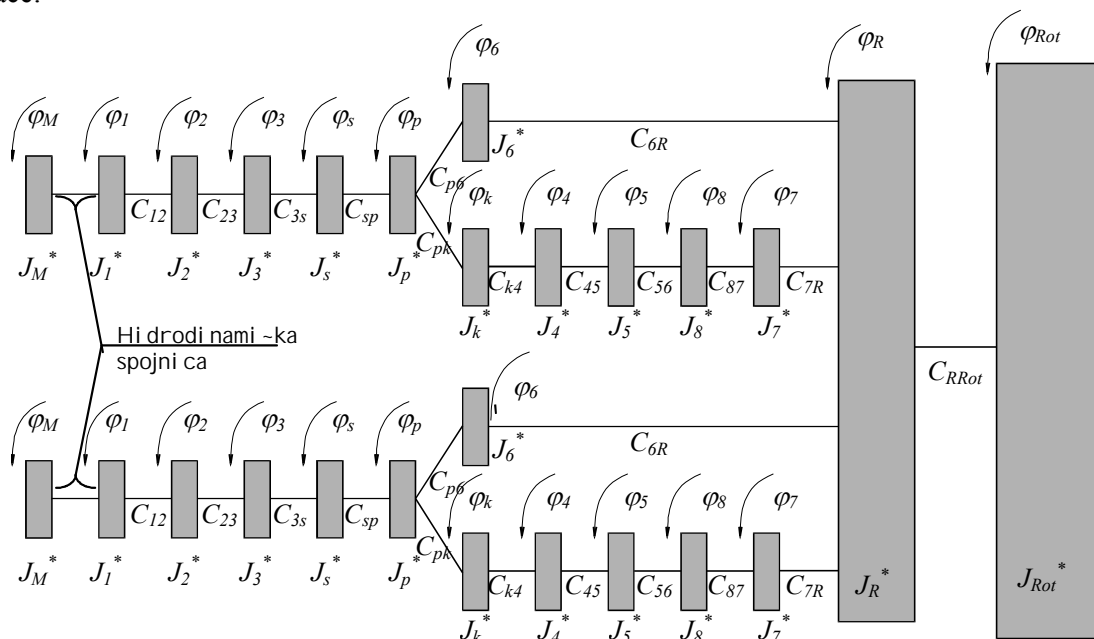
Ради јаснијег приказа преноса снаге на слици 7.2. дат је солид модел подсистема копања где су са p, s, k обележени планетарни, сунчани и велики зупчаник респективно.



Сл. 7.2.. Солид модел погонског система

Овако конструктивно решење проистекло је из потребе да се са што мањим габаритима преносника, због неповољног положаја погонског система (на врху стреле), оствари релативно велики преносни однос.

На слици 7.3 приказан је одговарајући динамички модел, који укључује све обртне масе:



Слика 7.3. Динамички модел погонског система радног точка са планетарним редуктором

На слици 7.3. су:

- $J_M, J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6, J_7, J_8, J_s, J_p, J_k, J_R, J_{Rot} [kgm^2]$ - моменти инерције ротора електромотора, зупчаника 1-8, планетарног дела редуктора, великог зупчаника и радног точка.
- $J_1^*, J_2^*, J_3^*, J_4^*, J_5^*, J_6^*, J_7^*, J_8^*, J_s^*, J_p^*, J_k^*, J_R^*, J_{Rot}^* [kgm^2]$ - одговарајући моменти инерције редуковани на вратило електромотора;
- $C_{M1}, C_{12}, C_{23}, C_{3s}, C_{sp}, C_{pk}, C_{p6}, C_{6R}, C_{k4}, C_{45}, C_{56}, C_{87}, C_{RRot} [Nm/r]$ - торзионе крутости одговарајућих вратила и зупчастих парова;
- $C_{M1}^*, C_{12}^*, C_{23}^*, C_{3s}^*, C_{sp}^*, C_{pk}^*, C_{p6}^*, C_{6R}^*, C_{k4}^*, C_{45}^*, C_{56}^*, C_{87}^*, C_{RRot}^* [Nm/r]$ - одговарајуће торзионе крутости редуковане на вратило електромотора.
- $\varphi_M, \varphi_1, \dots, \varphi_{Rot} [rad]$ - апсолутни углови обртања редуковани на вратило електромотора.

За динамички модел приказан на слици 7.3 формираћемо математички модел, како би били у могућности да посматрамо не само оптерећења и угаоне брзине мотора и радног точка, него и самих зупчаника у току копања, односно написаћемо диференцијалне једначине кретања система Даламберовим принципом [15]. Занемарујући крутост и пригушење вратила електромотора диференцијална једначина кретања мотора била би:

$$J_M \cdot \ddot{\varphi}_M = M_M - M_{ts} \quad (7.1)$$

где је:

- $J_M [kgm^2]$ - момент инерције ротора електромотора,
- $M_M [Nm]$ - статичка карактеристика момента електромотора,
- $M_{ts} [Nm]$ - момент турбоспојнице.

Начин одређивања карактеристика мотора и турбоспојнице дат је у прилогу 2 и поглављу 6 респективно.

Кретање сунчаног зупчаника дафинисано је следећом једначином:

$$J_S \cdot \ddot{\varphi}_S = M_{tsred} - r_S \cdot \sum_{i=1}^3 F_{spi} \quad (7.2)$$

где је:

- $J_S [kgm^2]$ - момент инерције сунчаног зупчаника,
- $M_{tsred} [Nm]$ - момент турбоспојнице редукован на вратило сунчаног зупчаника,
- $r_S [m]$ - полупречник сунчаног зупчаника,
- $F_{sp} [N]$ - обимна сила на сунчаном зупчанику.

Следећа једначина описује кретање планетарних зупчаника:

$$J_p \cdot \ddot{\varphi}_p - r_p \cdot F_{spi} + r_p \cdot F_{pki} = 0, \quad i = 1, \dots, 3 \quad (7.3)$$

где је:

- $J_p [kgm^2]$ - момент инерције планетарног зупчаника,

r_p [m] - полупречник великог зупчаника,
 F_{pki} [N] - обимна сила на великом зупчанику,
 F_{nsi} [N] - обимна сила на носачу сателита.

Једначине (7.4) и (7.5) респективно, дефинишу кретање великог зупчаника и носача сателита:

$$J_K \cdot \ddot{\varphi}_K - r_K \cdot \sum_{i=1}^3 F_{pki} = -M_{w1} \quad (7.4)$$

$$J_{ns} \cdot \ddot{\varphi}_{ns} - (r_S + r_k) \cdot \sum_{i=1}^3 F_{pki} = -M_{w2} \quad (7.5)$$

где је:

J_K [kgm²] - момент инерције великог зупчаника,
 J_{ns} [kgm²] - момент инерције носача сателита,
 M_{w1} [Nm] - део отпорног момента који оптерећује велики зупчаник,
 M_{w2} [Nm] - део отпорног момента који оптерећује носач сателита.

За овако дефинисан математички модел потребно је још одредити и величине обимних сила. Међутим за њихово одређивање потребне су нам вредности крутоси и пригушења зубаца спрегнутих зупчаника.

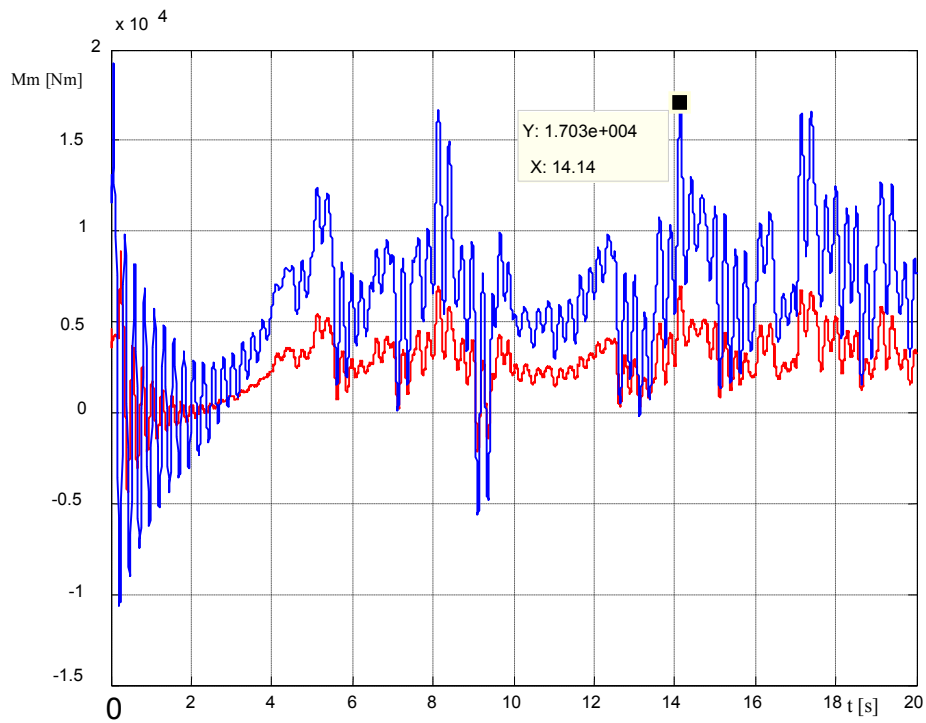
Крутост зубаца спрегнутих зупчаника срачунати су у прилогу 2.

Вредности обимних сила на зупчаницима дати су следећим изразима

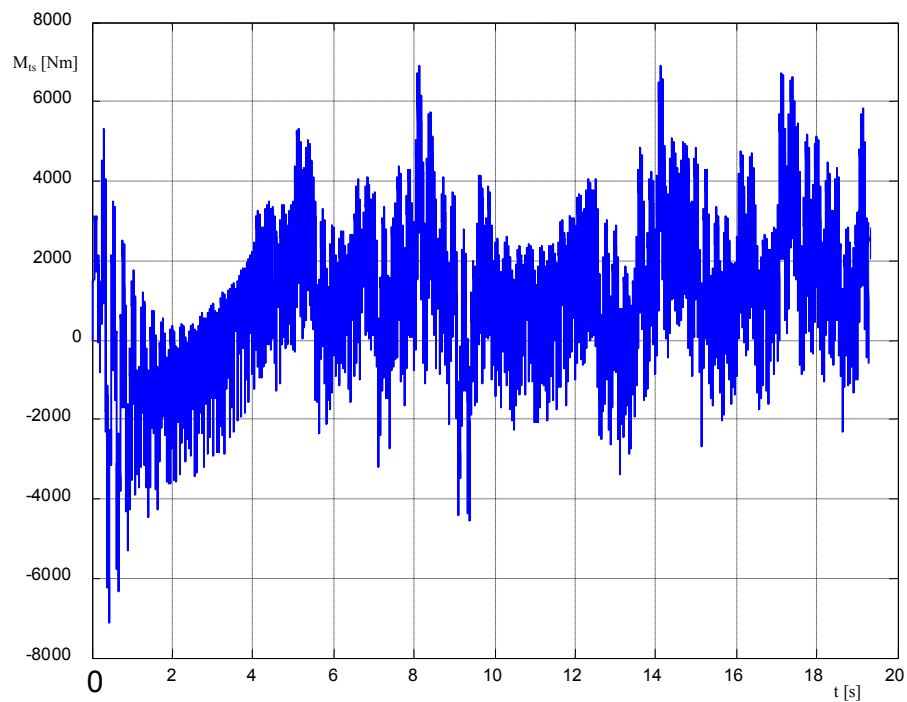
$$F_{spi} = C_{spi} \left(r_S \cdot \dot{\varphi}_S - r_p \cdot \dot{\varphi}_p \right) + K_{spi} \left(r_S \cdot \varphi_S - r_p \cdot \varphi_p \right) \quad (7.6)$$

$$F_{pki} = C_{pki} \left(r_p \cdot \dot{\varphi}_p - r_k \cdot \dot{\varphi}_k \right) + K_{pki} \left(r_p \cdot \varphi_p - r_k \cdot \varphi_k \right) \quad (7.7)$$

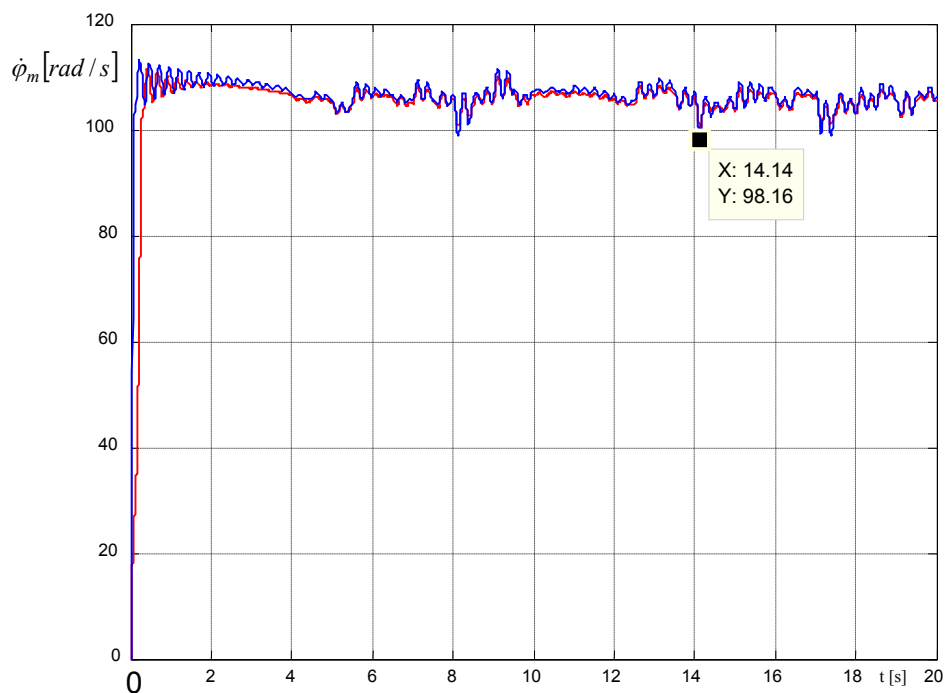
Решавањем претходно изнетог система диференцијалних једначина методом Runge - Kutta, коришћењем модула "симулинк" из програмског пакета Матлаб добијени су одговарајући резултати, који су дати на следећим дијаграмима (сл. 7.4, сл. до сл. 7.7) и приказани су црвеном бојом. Ради упоређења на истим дијаграмима приказане су и криве које представљају решења из поглавља 6 са класичним редуктором у подсистему копања.



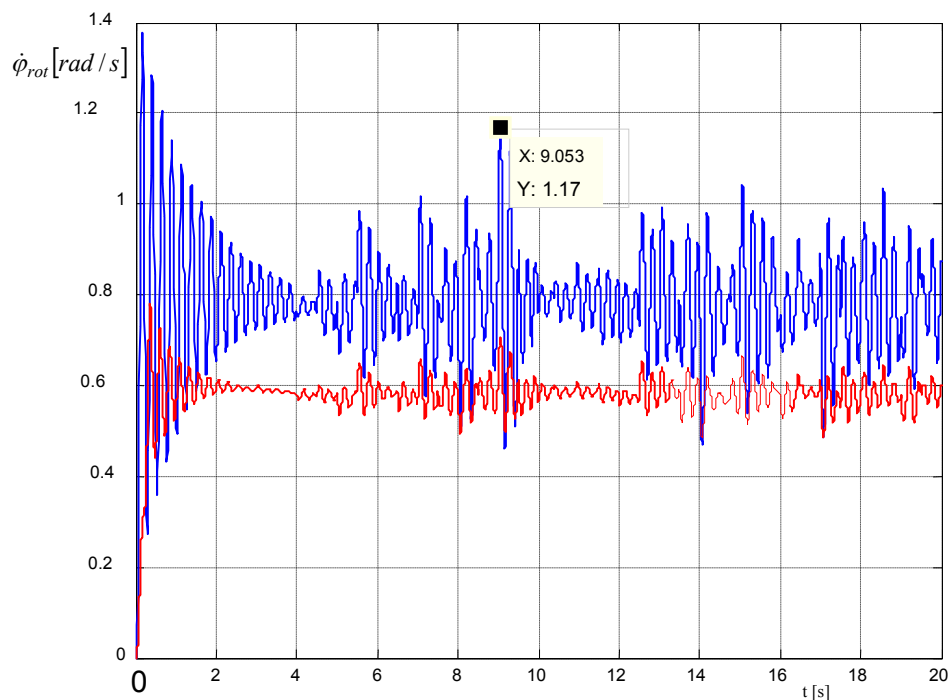
Сл.7.4. Временска зависност промене момента електромотора



Сл.7.5. Временска зависност промене момента турбоспојнице



Сл.7.6. Временска зависност угаоне брзине електромотора



Сл.7.7. Временска зависност угаоне брзине великог зупчаника - радног точка

Из временске зависности угаоних брзина електромотора (сл. 7.6) и великог зупчаника редуктора (сл. 7.7) види се значајна промена у амплитудама осциловања. То је нарочито изражено код угаоне брзине великог зупчаника који је вратилом директно везан

за радни точак где су амплитуде осиловања смањене за 70%. Турбоспојница и елементи планетарног редуктора у великој мери утичу на смањење вибрација узрокованих стохастичким оптерећењем на радном точку. Осцилације момента електромотора (сл. 7.4) и момента турбоспојнице (сл. 7.5) знатно су мање и по учестаности и по амплитуди од осцилација када је подсистем копања са класичним редуктором. Приметно је да осцилације електромотора доста одступају од осцилација момента оптерећења за разлику од подсистема копања пре реконструкције. Елементи редуктора и турбоспојница пригушују осцилације узроковане ударним оптерећењима на радном точку. Амплитуде осцилација момента електромотора само у два случаја и то за врло мале вредности прелазе номиналну вредност момента електромотора од 4360 [Nm]. Електромотор ради у номиналном режиму рада.

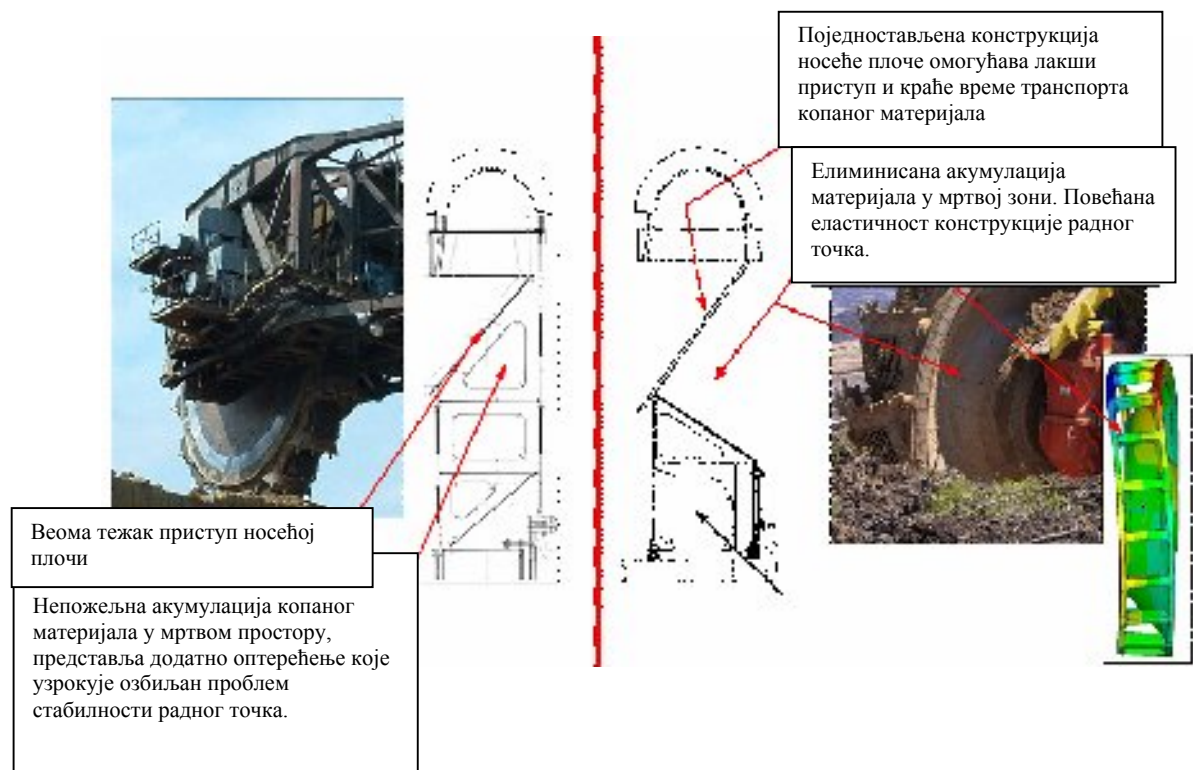
Решење са планетарним редуктором подразумева примену 2 електромотора снаге једнаке половини снаге електромотора код подсистема копања са класичним редуктором. Њихово максимално оптерећење у процесу копања је око 7000 Nm дакле више него дупло мање од решења са једним електромотором где је максимално оптерећење око 17000 Nm. То подразумева и мањи утрошак електричне енергије односно већу енергетску ефикасност подсистема копања са планетарним редуктором и 2 електромотора.

8. УТИЦАЈ КОНСТРУКТИВНИХ ПРОМЕНА НА РАДНОМ ТОЧКУ НА ДИНАМИЧКО ПОНАШАЊЕ ПОДСИСТЕМА КОПАЊА

Радни точак представља последњу компоненту у кинематском ланцу погонског система у процесу копања. Он изводи сложено кретање и директно је изложен оптерећењу које је по свом карактеру комплексно и стохастичко, како по свом интензитету тако и по времену појављивања и правцу деловања. Најчешће се израђује са пречницима од 1,5 – 20 метара и 6 – 21 кашика.

Његова носећа конструкција заједно са кашикама и погонским системом подсећа на велико глодало у машиноградњи са основном разликом што кашика има још и задатак да одсечени део материјала подигне до одређене висине и изручи га на транспортну траку.

Сложеност кретања радног точка у процесу рада роторног багера, као и променљивост оптерећења изискује озбиљан прорачун његове носеће конструкције на чврстоћу и издржљивост. Кратке операције и велики број циклуса условљавају изразито променљиво оптерећење. Потреба да се те промене оптерећења ублаже еластичнијом конструкцијом радног точка а да се при том не поремети његова чврстоћа и издржљивост представља веома озбиљан пројектни задатак. Неконтролисана деформације конструкције радног точка могу условити велико повећање аксијалне силе у редуктору што доводи најчешће до лома носача сателите планетарног редуктора.



Сл.8.1. Конструктивне промене на радном точку

На слици 8.1. приказана је конструктивна промена у телу радног точка која у основи подразумева уклањање елемената за укрупњење радне плоче. Поједностављена конструкција доноси следеће предности:

- Краће време транспорта копаног материјала (стрмија раван)
- Елиминација акумулације материјала у мртвој зони,
- Повећана еластичност конструкције радног точка.

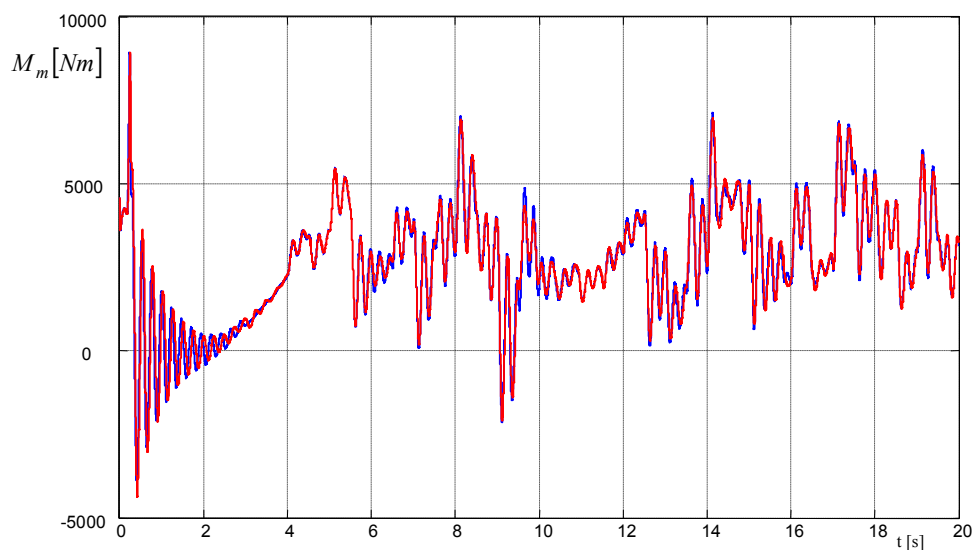
Динамички модел подсистема копања у случају конструктивних промена на радном точку исти је као и у поглављу 7, али су вредности момената инерције и крутости различите. Наиме због уклањања плоча момент инерције и крутост су нешто мањи. Њихове вредности дате су у прилогу 2.

Како се промена крутости и момента инерције радног точка, условљена поменутом конструктивном променом, манифестује на динамичко понашање погонског система радног точка приказано је графички на сл. 8.2 до сл. 8.8.

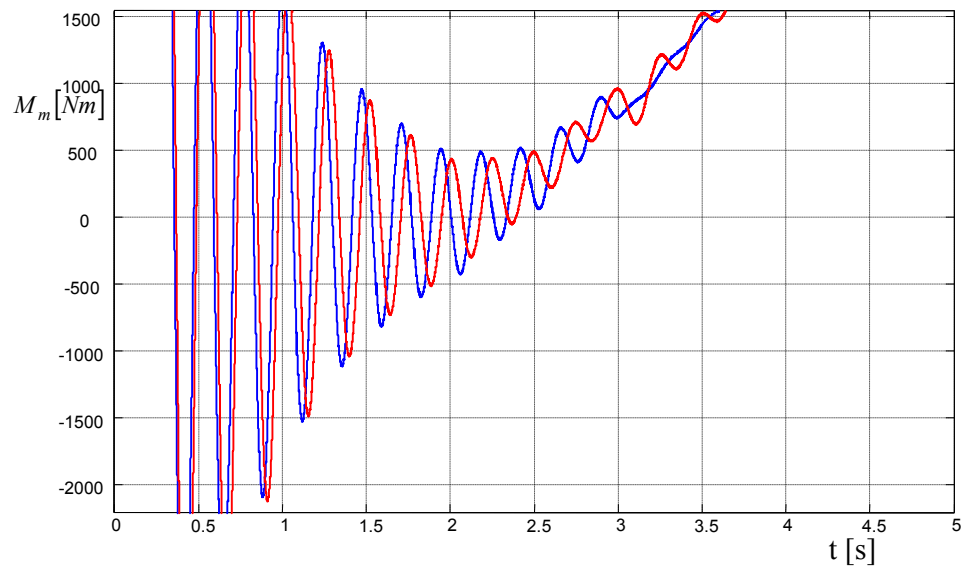
На слици 8.2 види се да реконструкција радног точка не утиче битно на осцилације електромотора. Међутим, након увеличања сл. 8.3 приметан је изостанак осцилација непосредно након периода убрзања (период после 3 сек.) што доводи до закључка да еластичнија конструкција радног точка брже пригушује осцилације.

Угаона брзина електромотора је идентична пре и после реконструкције (сл. 8.4 и сл. 8.5), док се бржа пригушења осцилација могу уочити код угаоне брзине радног точка (сл 8.6 и сл. 8.7). Очекује се да ће ново конструктивно решење највише помоћи пригушењу осцилација односно смањењу амплитуда осциловања елемената подсистема копања приликом наглих (ударних) промена момента оптерећења, али резултати то демантују. Смањење крутости конструкције радног точка и момента инерције узрокује нешто бржем пригушењу осцилација.

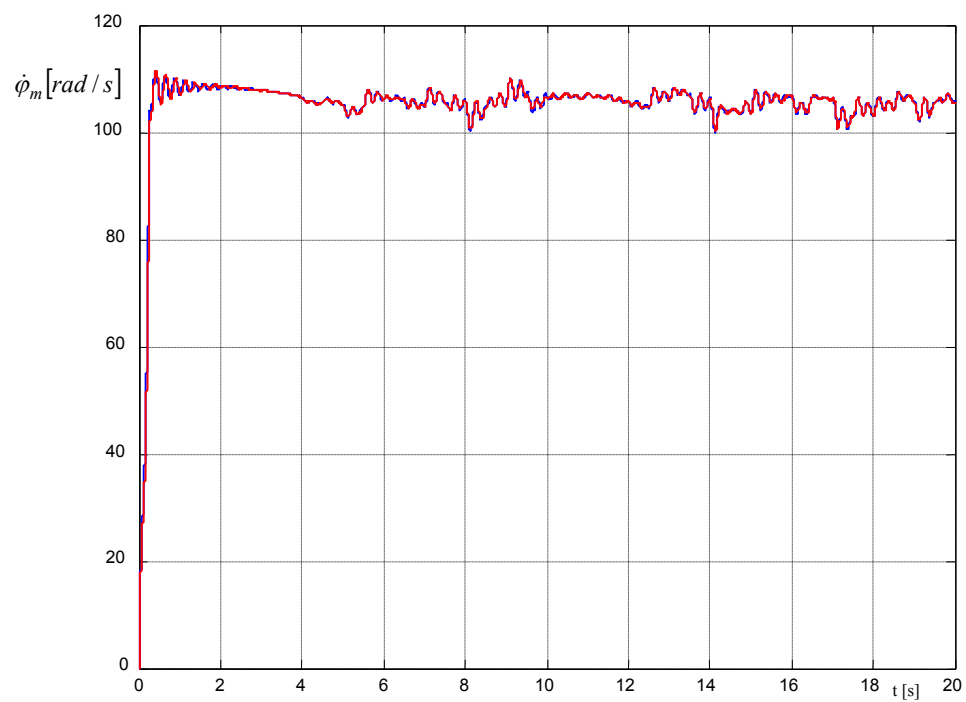
Момент турбоспојнице (сл. 8.8) је и по учестаности и амплитудама осциловања практично исти пре и после реконструкције радног точка.



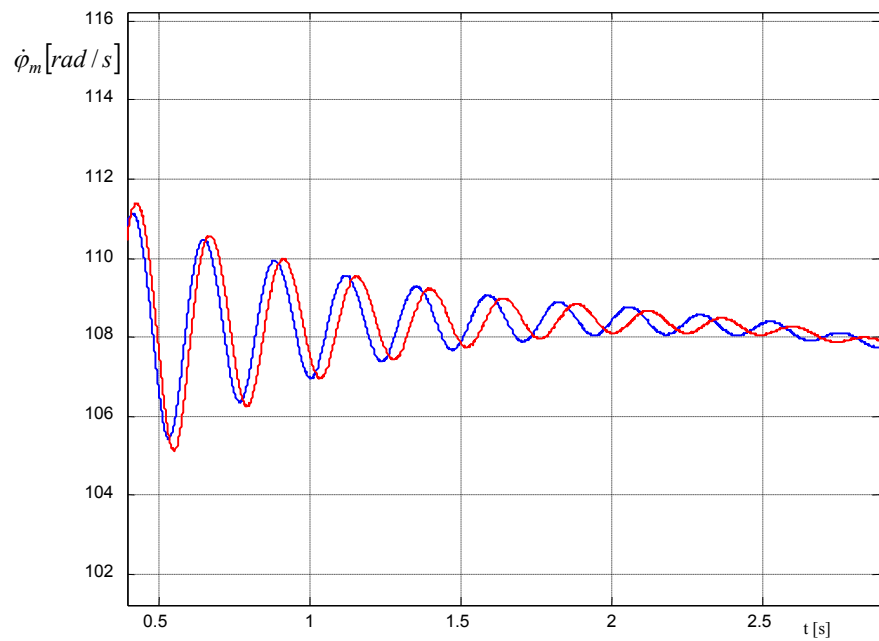
Сл.8.2. Момент електромотора црвена крива- старо решење, плава крива- ново решење



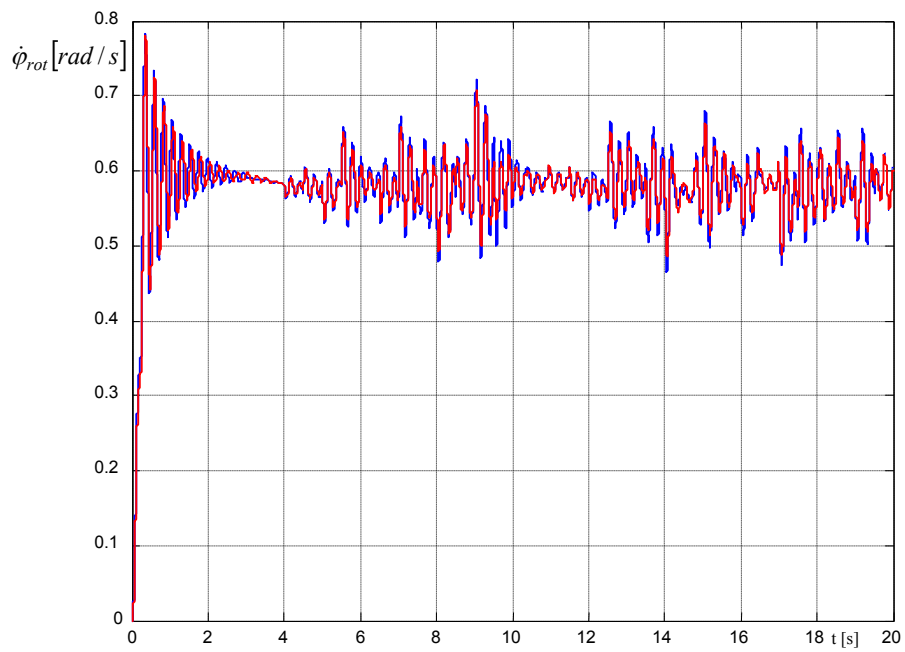
Сл.8.3. Момент електромотора (увеличани сегмент) црвена крива- старо решење, плава крива- са конструктивним променама на радном точку



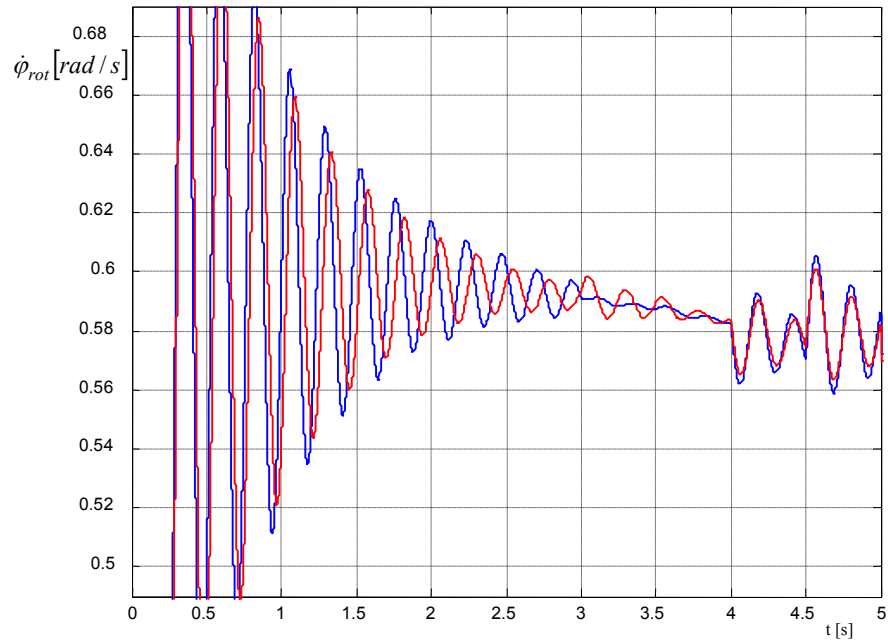
Сл. 8.4. Угаона брзина електромотора црвена крива- старо решење, плава крива- ново решење



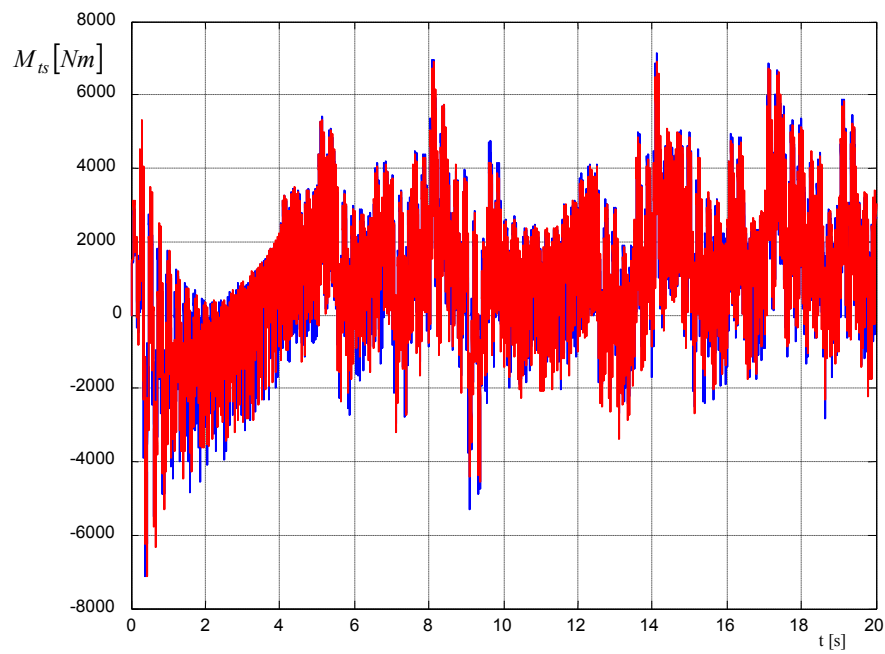
Сл. 8.5. Угаона брзина електромотора (увеличани сегмент) црвена крива- старо решење, плава крива- ново решење



Сл. 8.6. Угаона брзина радног точка црвена крива- старо решење, плава крива- ново решење



Сл. 8.7. Угаона брзина радног точка (увеличани сегмент) црвена крива- старо решење, плава крива- ново решење



Сл. 8.8. Момент турбоспојнице, црвена крива- старо решење, плава крива- ново решење

9. ЗАКЉУЧЦИ

Да би се продужио радни век роторних багера потребно је извршити њихову реконструкцију. Реконструкцију треба извршити и зато што је у великом броју случајева дошло до промене геолошких услова на површинским коповима. У неким случајевима, при куповини багера, није довољно вођено рачуна о условима у којима ће они радити. Набавку нових роторних багера отежава њихово дуго пројектовање према условима у којима ће роторни багер радити као и вишемилионска инвестиција. Све ово говори да су реконструкције роторних багера неопходне за њихов даљњи рад. При реконструкцији ће се извршити и модернизација багера.

Приликом откопа нехомогених средина долази до великих промена отпора копања и по интензитету и по учестаности, што пак условљава и веће вибрација радног точка у вертикалној равни и знатно одступање путање кашике од идеалне. Вертикално померање радног точка узимајући у обзир и нехомогеност масива, односно стохастичку силу отпора копању срачунато је истовременим решавањем система диференцијалних једначина кретања подсистема копања, дизања и носеће конструкције роторног багера. Добијена функција померања радног точка у вертикалној равни у зависности од времена, суперпонира померање од сопствених вибрација носеће конструкције и вибрација од последица дејства стохастичке силе отпора копању. Дефинисана временска функција померања радног точка у вертикалној равни омогућила је одређивање функције промене укупне дужине резне ивице кашике која помножена са коефицијентом отпора материјала који се копа даје силу отпора на радном точку. На тај начин генерисана је сила отпора за даљу анализу динамичког понашања погонских система подсистема дизања и копања и носеће конструкције роторног багера.

Динамички модели носеће конструкције роторног багера у вертикалној равни, погонског система подсистема дизања и погонског система подсистема копања, математички су описани у једном моделу. Формирањем динамичког модела поменутих подсистема роторног багера и његовим математичким моделирањем добијене су основне механичке карактеристике које дефинишу њихово динамичко понашање у току процеса копања багера. Дијаграмски су представљене временске карактеристике момената, угаоних брзина, померања и сила основних елемената главних подсистема на роторном багеру. Анализа резултата динамичког прорачуна подсистема роторног багера указује да се морају извршити одговарајуће реконструкције како би се неповољно динамичко понашање у процесу копања главних подсистема на роторном багеру побољшало.

Како програм урађен у модулу СИМУЛИНК програмског пакета МАТЛАБ омогућава веома једноставно додавање или измену појединих елемената или читавих потпрограма и брзо добијање резултата испитан је утицај реконструкције појединих подсистема. Тиме би се сагледао ефекат реконструкције на подсистем који је предмет реконструкције, али и на остале подсистеме роторног багера.

Реконструкција ће подразумевати следећа интелигентна решења:

- уградња диск кочнице на добошу подсистема дизања (држања) стреле,
- замена спојнице на подсистему копања,
- замена редуктора на подсистему копања и
- промену конструкције радног точка

Редослед реконструкције је одређен економским аспектом и редоследно је дат од најефтиније до најскупље.

Динамичко оптерећење радног точка роторног багера у процесу копања и поред еластичности ужета има пресудан утицај и на осцилације које се јављају у погонском систему за дизање стреле. Оптерећење погонског система представља збир тежина стреле и радног точка са претећом опремом и стохастичког оптерећења на радном точку узрокованог променљивом силом копања. Појава великих осцилација на задњем зупчастом пару преносника, где су у току процеса копања у спреси свега два евентуално три зупца зупчаника, доводи до брзог истрошења тих зубаца. Дуготрајним радом под великим динамичким оптерећењем брзо долази до скидања мазивног средства са бокова зубаца и до њиховог хабања што онемогућује правилно спрезање зупчаника. Са дијаграма се јасно може видети да се спрегнути зупчаници и поред укоченог моторног вратила померају што под оптерећењем доводи до триболошких процеса на њиховим боковима, тако да они губе свој еволвентни облик. Поред тога, последњи зупчасти пар је изван кућишта редуктора па и временски услови утичу на скидање мазивног средства са њихових контактних површина што додатно поспешује њихово хабање. Високофреквентне осцилације су нарочито изражене на зупчанику 5, тако да је за очекивати да на њему дође и до највећих оштећења.

Након одређивања осцилација елемената погонског система преко система вешања стреле одређене су и осцилације стреле односно резне ивице кашика радног точка, а самим тим и стварна путања кретања резних ивица. Наиме, одступање путање кретања резних ивица кашике од идеалне доводи до неравномерне испуњености кашика а самим тим и до немогућности остваривања предвиђених капацитета роторног багера, па самим тим и до повећања динамичког оптерећења радног точка и носеће конструкције.

Једно од интелигентних решења за смањење амплитуда осциловања стреле роторног багера у вертикалној равни представља уградња диск кочнице на добошу погонског система дизања (држања) стреле радног точка роторног багера. Заменом кочнице на редуктору диск кочницом на добошу пре свега ће се елиминисати померање зупчаника редуктора и потпуно ће се растеретити последњи пар зупчаника. Поред тога повећава се и сигурност комплетног подсистема за дизање.

Упоредна анализа резултата програма без диск кочнице и са њом доводи до следећих закључака:

– Амлитуде вертикалних осцилација средишта радног точка применом диск кочнице на добошу подсистема дизања стреле умањене су са максималних 27 cm на мање од 1 cm (сл. 5.4).

– Промена укупне дужине резних ивица кашика (сл.5.5) које су једновремено у захвату са копаним материјалом за систем са уграђеном диск кочницом има правилан тестерести облик и креће се у границама од 3 до 4 метра, што условљава мања ударна оптерећења подсистема копања. Без диск кочнице укупна дужина резних ивица кашика има максималне вредности и до 6.2 m што је скоро дупло више од система са диск кочницом. Повећање укупне дужине резне ивице кашика односно дубље задирање радног точка у терасу ископа производи додатна оптерећења за подсистем копања који је ионако изложен стохастичком оптерећењу због нехомогености материјала који се копа. Иако у периодима већег задирања кашика у терасу ископа имамо бољи коефицијент испуне кашика то резултира, у најбољем случају неравномерним капацитетом који додатно оптерећује транспортну траку стреле радног точка, а најгорем отказима на подсистему копања.

– Сила отпора копању (сл.5.6) која је непосредно зависна од укупне дужине резних ивица кашика које истовремено копају, за систем без диск кочнице на добошу достиже вредност од 589 kN и има веће амплитуде осциловања у односу на систем са диск кочницом. Са дијаграма се јасно може уочити да осциловање радног точка у вертикалној

равни при ископу нехомогених масива може да повећа оптерећење на подсистему копања и за 50% и тиме изазове отказе и оштећења резних зуба кашика, деформацију конструкције радног точка, ломове и хабање зуба зупчаника и лежајева редуктора као и спојних елемената.

– Временска зависност силе у ужету (5.7) система за вешање стреле веома је слична функцији оптерећења на резној ивици кашике, али су вредности знатно веће због тежине стреле и радног точка које то уже држи у процесу копања. Знатно мање вредности силе у ужету за систем са диск кочницом гарантују дужи радни век ужета и мањи ризик од великих хаварија.

– Временска зависност промене момента електромотора подсистема копања приказана је на сл.5.8. Вредности од 20 kNm које достиже момент електромотора када подсистем дизања нема диск кочницу на добошу за намотавање ужета су дупло веће у односу на номиналне. Уграђена диск кочница условљава знатно мање амплитуде осциловања.

– Временска зависност угаоне брзине електромоторног вратила подсистема копања за оба решења приказана је на сл. 5.9. Мање вредности амплитуда осциловања радног точка у вертикалној равни условљавају и мање амплитуде осциловања угаоне брзине вратила електромотора. Систем без диск кочнице трпи оптерећење које електромотор подсистема копања веома тешко савлађује, што се огледа по промени његове угаоне брзине која у појединим тренутцима пада на 80% од номиналне и износи 89,62 (rad/sec).

– Функција промене угаоне брзине радног точка у зависности од времена (сл. 5.10) је са веома учесталим осцилацијама за решење без диск кочнице. Уградња диск кочнице резултира знатно мањим амплитудама осциловања угаоне брзине радног точка.

Сагледавајући све упоредне дијаграме од 5.4 до 5.9. евидентно је да је временска зависност угаоне брзине радног точка и после примене диск кочнице задржала веома осцилујући карактер са великим амплитудама и изразитом учестаношћу.

Резултати решавања динамичког модела са уграђеном турбоспојницом уместо механичке у подсистему копања приказани су упоредним дијаграмима на основу којих се може закључити:

– Уочљиво је да хидродинамичка спојница знатно умањује амплитуде осциловања у периоду залета електромотора. У разматраном случају залет подсистема копања је посматран у неоптерећеном режиму односно без присуства оптерећења на резној ивици кашике али и без оптерећења од заосталог материјала у кашикама. У случају застоја и поновног покретања подсистема копања са пуним кашикама за очекивати је да хидродинамичка спојница знатно смањи амплитуде осциловања момента електромотора.

– Слично је и са променом угаоне брзине електромотора чија су амплитуде осциловања мање у периоду залета (сл. 6.8 плава крива) у односу на вредности амплитуда са механичком спојницом (сл.6.8 црвена крива). Док се у периоду копања (време од 2s и касније) практично не разликују.

– Највећа промена а самим тим и оправданост уградње са аспекта динамичког понашања подсистема копања се манифестује код угаоне брзине радног точка. Амплитуде осциловања у периоду залета система су практично преполовљене (сл. 6.9 плава линија) у односу на вредности амплитуда са механичком спојницом у подсистему копања (сл. 6.9 црвена линија).

Урађене анализе о поузданости роторног багера показују да најчешћи отказ рада роторног багера настаје због отказа у подсистему копања. Редуктор радног точка као елемент подсистема копања учествује у отказу тог подсистема у преко 50% случајева. Закључујемо да он представља слабо место у овом подсистему и зато треба тражити могућности за побољшање таквог стања. Побољшање заменом или реконструкцијом

постојећег редуктора са простим преносом, редуктором са планетарним преносом дало би следеће резултате:

– Смањење габарита и тежине погонског система копања који се иначе налази на врло неповољном месту са аспекта оптерећења конструкције стреле роторног багера. То у бројкама за конкретан пример узет у раду износи: класичан редуктор $6110 \times 3150 \times 2500 [cm]$, планетарни редуктор - $3700 \times 1465 \times 1650 [cm]$

– Економичније одржавање редуктора са аспекта замене уља 700 литара код класичног редуктора наспрам 300 литара код планетарног.

– Конструктивно решење планетарног редуктора омогућује пренос снаге код задњег најоптерећенијег зупчастог пара преко четири додирница зупчаника за разлику од класичног код кога једна додирница задњег зупчастог пара преноси сво оптерећење.

– Из временске зависности угаоних брзина електромотора (сл. 7.6) и великог зупчаника редуктора (сл. 7.7) види се значајна промена у амплитудама осциловања. То је нарочито изражено код угаоне брзине великог зупчаника који је вратилом директно везан за радни точак где су амплитуде осиловања смањене за 70%.

– Осцилације момента електромотора (сл. 7.4) и момента турбоспојнице (сл. 7.5) знатно су мање и по учестаности и по амплитуди од осцилација када је подсистем копања са класичним редуктором. Приметно је да осцилације електромотора доста одступају од осцилација момента оптерећења за разлику од подсистема копања пре реконструкције. Елементи редуктора и турбоспојница пригушују осцилације узроковане ударним оптерећењима на радном точку. Амплитуде осцилација момента електромотора само у два случаја и то за врло мале вредности прелазе номиналну вредност момента електромотора од $4360 [Nm]$. Електромотор ради у номиналном режиму рада.

– Решење са планетарним редуктором подразумева примену 2 електромотора снаге једнаке половини снаге електромотора код подсистема копања са класичним редуктором. Њихово максимално оптерећење у процесу копања је око 7000 Nm, дакле више него дупло мање од решења са једним електромотором где је максимално оптерећење око 17000 Nm. То подразумева и мањи утрошак електричне енергије односно већу енергетску ефикасност подсистема копања са планетарним редуктором и 2 електромотора.

Поједностављена конструкција радног точка поред предности које доноси у краћем времену транспорта копаног материјала (стрмија раван), елиминацији акумулације материјала у мртвој зони, повећава еластичност конструкције радног точка и смањује момент инерције радног точка а тиме и момент инерције гоњене обртне масе динамичког модела подсистема копања.

Очекује се да ће ново конструктивно решење највише помоћи пригушењу осцилација односно смањењу амплитуда осциловања елемената подсистема копања приликом наглих (ударних) промена момента оптерећења, али резултати то демантују. Смањење крутости конструкције радног точка и момента инерције узрокује нешто бржем пригушењу осцилација.

Угаона брзина електромотора је идентична пре и после реконструкције (сл. 8.4 и сл. 8.5), док се бржа пригушења осцилација могу уочити код угаоне брзине радног точка (сл. 8.6 и сл. 8.7).

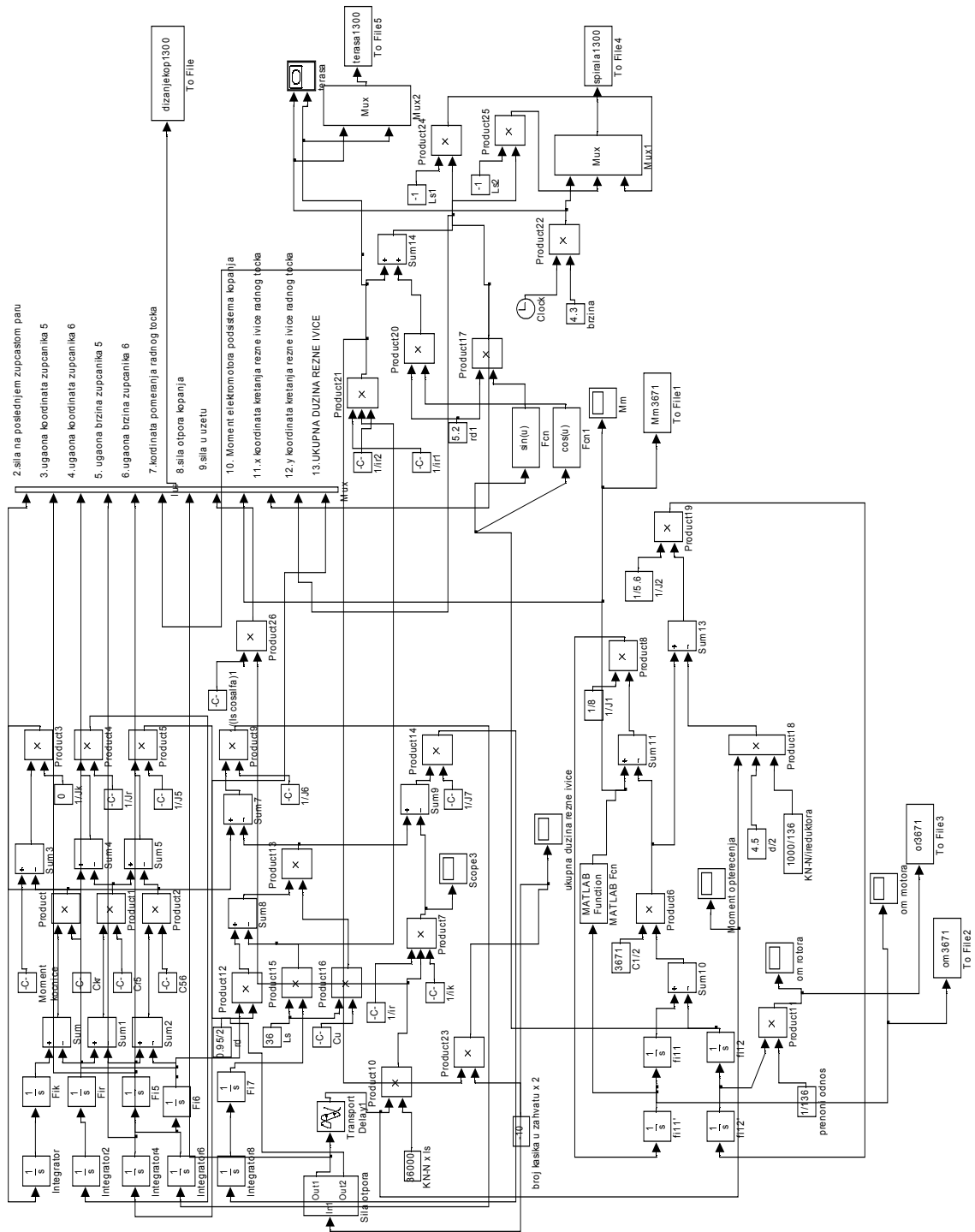
Најјефтинија реконструкција односно уградња диск кочнице у подсистему дизања (држања) стреле роторног багера дала је истовремено и најбоље резултате са аспекта динамичког понашања главних подсистема на роторном багеру. Истовремено то је и реконструкција де се огледа највећи утицај примене интелигентног решења за реконструкцију једног подсистема (дизања стреле) на динамичко понашање других посматраних подсистема (копања и носеће конструкције) роторног багера. Редослед реконструкције и даље треба да прати економски аспект тј. реконструкцију подсистема

копања треба започети уградњом турбоспојнице а затим уколико то није довољно мењати редуктор и електромоторе.

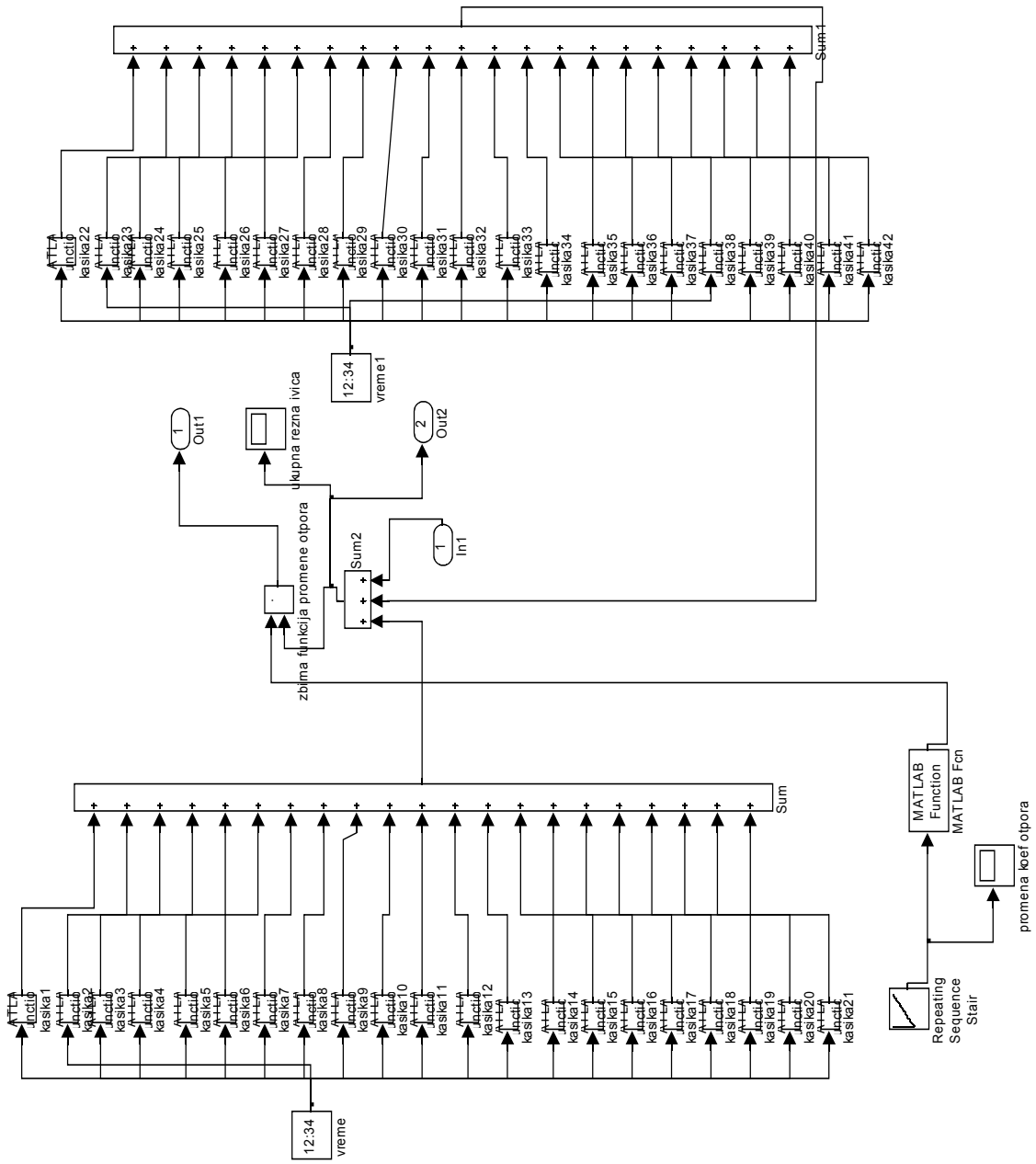
Софтвер развијен у овој дисертацији омогућава веома лаку измену или комплетну замену појединих потпрограма, што даје велику слободу програмеру у раду и у конкретном случају повећава брзину сагледавања ефеката промене динамичких модела, односно ефеката реконструкције појединих подсистема на роторном багеру. Паралелно посматрање тока решавања математичких модела направљених на основу динамичких модела пре и после реконструкције преко графичког окружења (прилог 3) представља веома ефектан начин презентовања резултата.

ПРИЛОГ 1

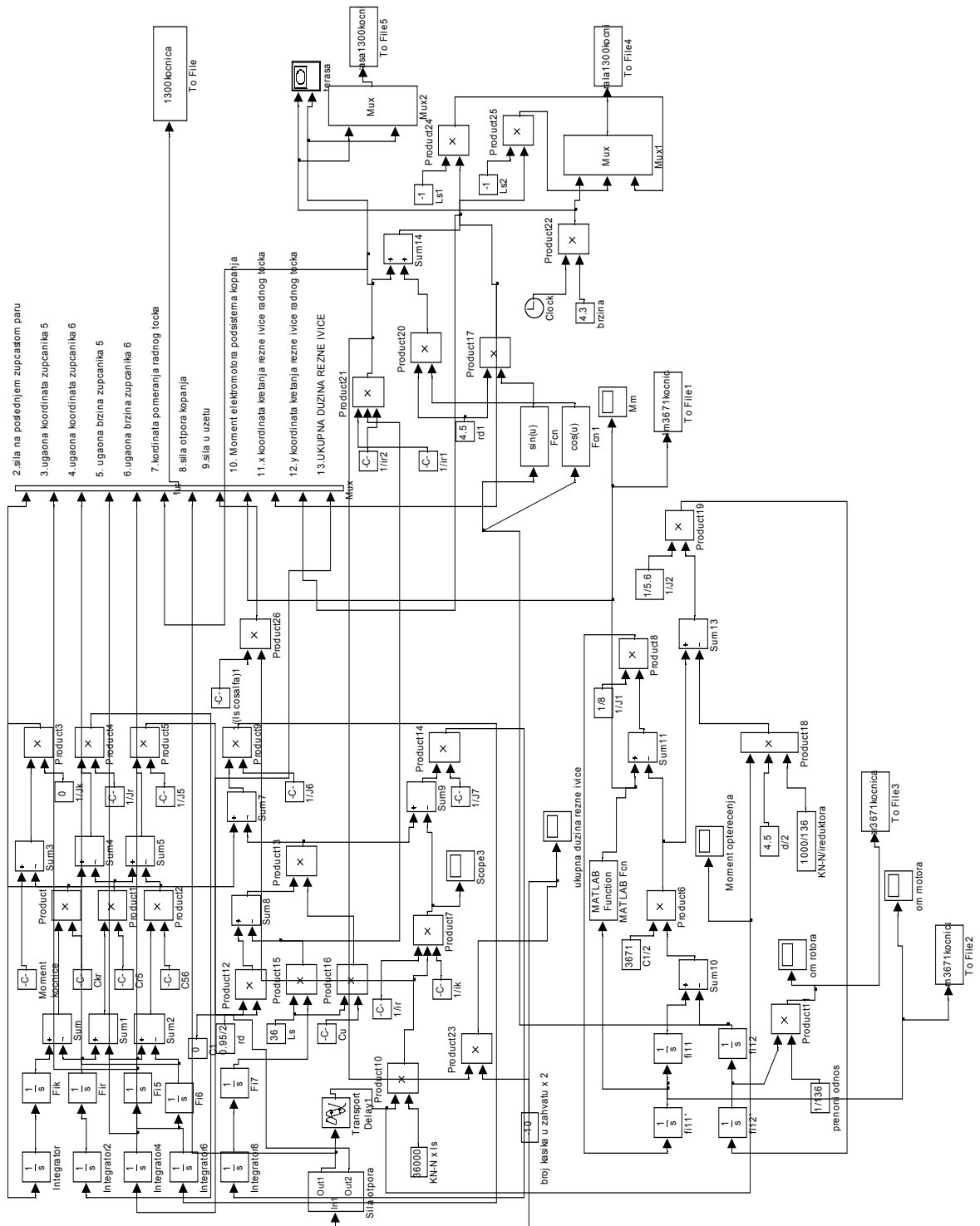
ПРОГРАМ ЗА ДИНАМИЧКИ ПРОРАЧУН РОТОРНОГ БАГЕРА



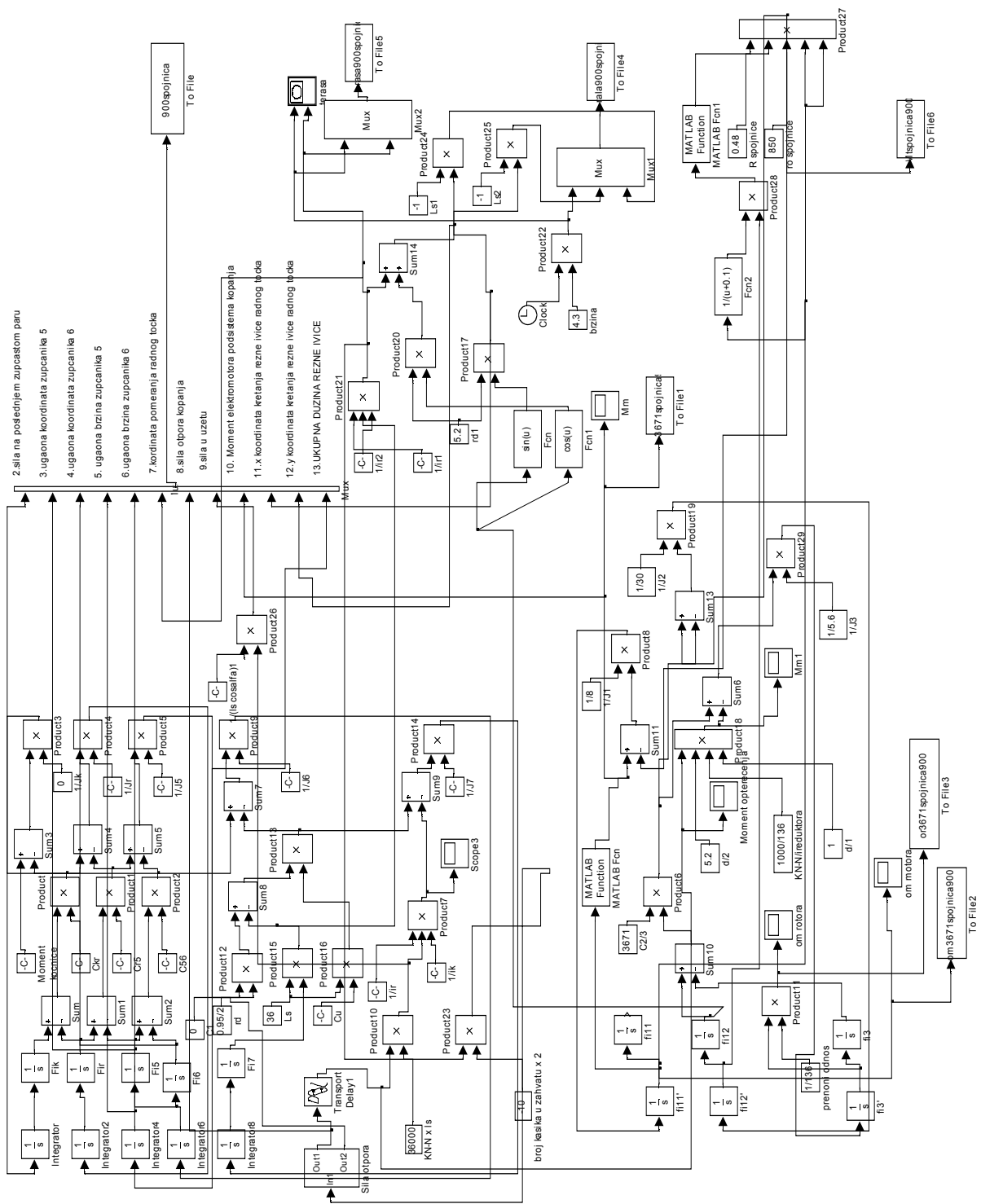
Sl. p1.1. Симулинк Модел роторног багера који обухвата подсистем дизања и копања



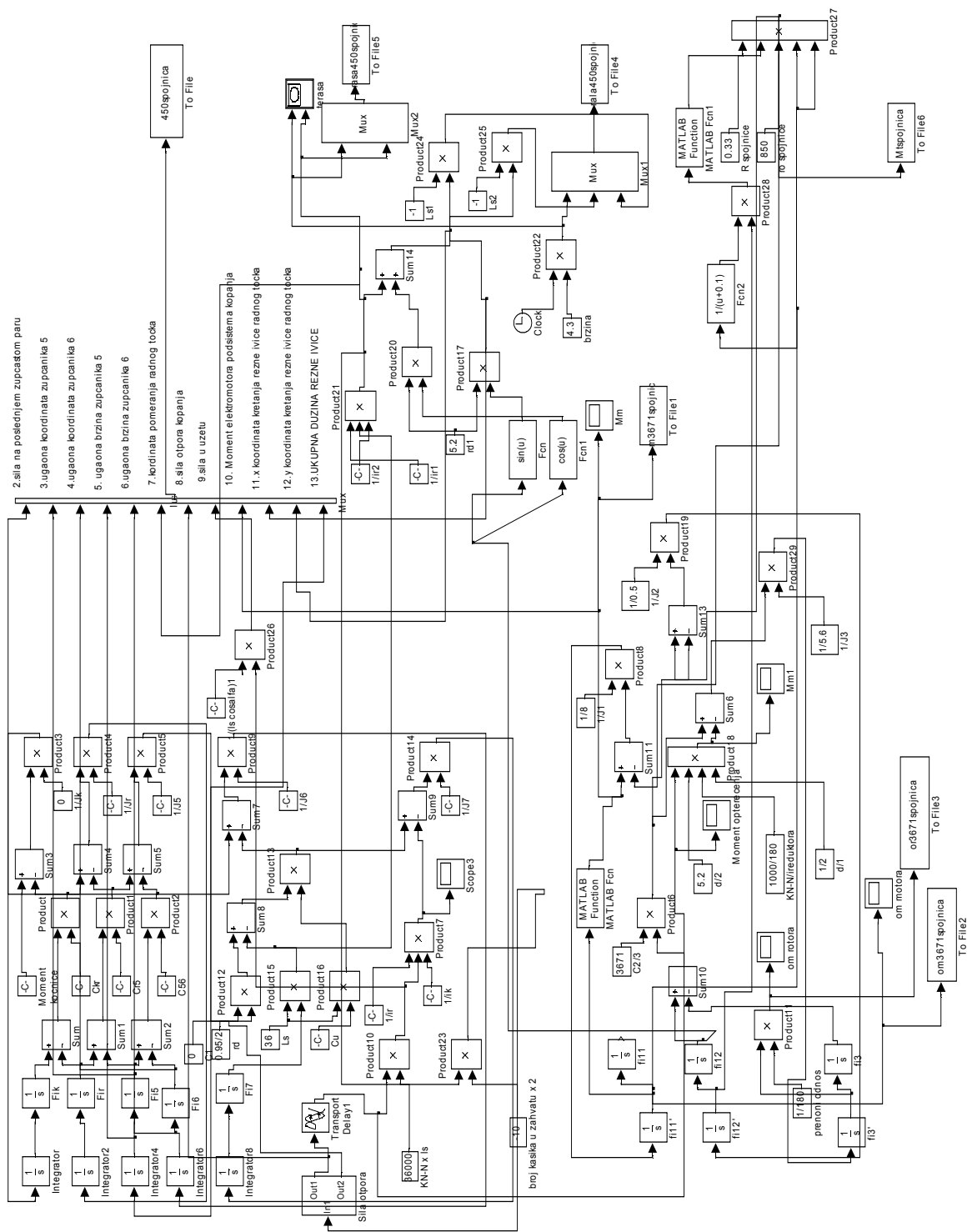
Сл.рп1.2 Подсистем СИЛА ОТПОРА система са слике р1.1



Sl. p1.3. Simulink model pod sistema kopanja i dizanja sa ugrađenom kочицом na disku



Сл.р1.4. Симулинк Модел подсистема копања и дизања са уграђеном хидродинамичком спојницом



Сл. р1.5. Симулинк Модел подсистема копања и дизања са планетарним редуктором у подсистему дизања

ПРИЛОГ 2

СРАЧУНАВАЊЕ МОМЕНАТА ИНЕРЦИЈЕ И КРУТОСТИ ЕЛЕМЕНАТА РЕДУКТОРА И РАДНОГ ТОЧКА

П 2.1. Срачунавање момената инерције, крутости спрегнутих зупчаника и крутости вратила елемената класичног редуктора и радног точка

Општи начин за срачунавање момената инерције зупчаника дат је изразом:

$$J = \sum_{i=1}^3 \frac{(d_{i+1}^2 - d_i^2)}{4} b_i \cdot \gamma \cdot \pi \cdot \frac{d_{i+1} - d_i}{2} [kgm^2] \quad (\text{п2.1})$$

где је : d_1 - пречник главчине зупчаника;
 d_2 - пречник почетка паока зупчаника;
 d_3 - пречник краја паока зупчаника;
 d_4 - кинематски пречник зупчаника;
 b_1, b_2, b_3 - одговарајуће ширине зупчаника;
 $\gamma [kg / m^3]$ - специфична тежина материјала;

Уколико је зупчаник без паока важи предходни израз за $i = 1$.

Крутоост спрегнутих зупчаника дата је изразом [6]:

$$c = \frac{b \cdot r_2 \cdot \cos^2 \alpha}{K} \left[\frac{Nm}{rad} \right] \quad (\text{п2.2})$$

где је: α - угао захвата;
 b - ширина зупчаника;
 r - полупречник погонског зупчаника;
 $K = 6 \cdot 10^{-2}$ - прави зуби;
 $K = 3,6 \cdot 10^{-2}$ - коси зуби;
 $K = 4,4 \cdot 10^{-2}$ - унутрашње озубљење;

Крутоост сегмента вратила одређена је изразом :

$$c = \frac{G \cdot \pi \cdot d^4}{32 \cdot l} \left[\frac{Nm}{rad} \right] \quad (\text{п2.3})$$

где је: $G = 8 \cdot 10^6$ - константа крутости;
 d - пречника вратила;
 l - дужина сегмента;

Уколико је сегмент вратила са жљебом за клин израз је следећи:

$$c = \frac{G \cdot \pi \cdot d^4}{32 \cdot l \cdot a} \left[\frac{Nm}{rad} \right] \quad (\text{п2.4})$$

$$a = \frac{32 \cdot \pi^3}{(\pi - 4pq)^4} \left[\frac{\pi}{32} - \frac{p^4 q (1+q)^2}{12} - \frac{\pi p^2 q (1-pq)^2}{4(\pi - 4p^2 q)} \right] \quad (\text{п2.5})$$

где је: $p = f / b$; $q = b / d$;
 b - ширина жљеба за клин;
 f - висина жљеба за клин;
 d - пречник вратила;

Збирна крутост добија се изразом:

$$\frac{1}{c} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} \quad (\text{п2.6})$$

где је: i - број сегмената вратила између два елемента

Предходним изразом се одређује и збирна крутост редуктора где су c_1, c_2, \dots, c_n крутости зупчаника и вратила.

Израчунате вредности су дате у табели п1.1.

Пригушење се одређује према изразу[6] :

$$K_{ij} = \sqrt{\frac{C_{ij}}{\frac{1}{m_i} + \frac{1}{m_j}}} \quad (\text{п2.7})$$

где је: C_{ij} - крутост спрегнутих зупчаника,

m_i, m_j - масе погонског и гоњеног зупчаника, респективно.

Како су сви елементи потребни за формирање математичког модела динамичког понашања подсистема копања роторног багера дефинисани, у наредном поглављу спровешће се динамички прорачун истог.

П 2.2. Одређивање крутости планетарног преносника

Контактна крутост зубаца један је од главних генератора унутрашњих динамичких сила у спрегама зупчаника планетарних преносника. Неопходан је при описивању динамичког понашања планетарних преносника, тј. при постављању једначина динамичке равнотеже. У раду је приказан методолошки приступ аналитичком одређивању крутости посматраног планетарног преносника.

Унутрашње динамичке силе и моменти у планетарним преносницима могу довести до прогресивног и убрзаног разарања зупчаника, лежаја, носача сателита и кућишта. Сложеност услова рада и процеса настајања унутрашњих динамичких сила захтева анализу више узрока који доводе до појаве тих сила. Један од главних генератора унутрашњих динамичких сила је промена контактне крутости зубаца, као последица еластичних деформација, разлике корака, хабања зубаца и сл. За сложене динамичке конструкције које садрже велики број елемената, као што су зупчаници, вратила, лежаји, спојнице и сл. дефинисање система једначина кретања је изузетно тешко и често немогуће са аспекта практичне примене. Проблем математичког моделирања таквих система може се, донекле, превазићи применом динамички еквивалентних система уместо стварних. За постављање једначина динамичке равнотеже еквивалентног система неопходно је познавање крутости читавог преносног механизма. Одређивање крутости планетарног преносника предмет је истраживања овог рада.

Планетарни преносник састоји се од два реда по три сателита у спреси са централним зупчаником, веначног зупчаника епицикла, носача сателита и излазне прирубнице. Крутост челика који се користе за израду зупчаника преносника је у границама од 15 до 20 N/mm². За анализу ће се усвојити просечна крутост зубаца зупчаника $c' = 15 \text{ N/mm}^2$.

Крутост зубаца у везама првог степена преноса [8]:

$$c'_{z1z2} = c' b_1 \cdot 10^6 \text{ [N/m]} \quad (\text{п2.8})$$

$$c'_{z2z3} = c'_{z1z2} \text{ [N/m]}$$

при чему је:

b мм ширина зупчаника $z1$, $z2$ и $z3$.

Како се види, ова крутост је линијска, тј. односи се на 1 мм ширине зупчаника и 1 м дужине деформације. Међутим, за решавање проблема потребна је радијална крутост која ће се добити погодном трансформацијом основног израза за крутост, тако да је:

$$c' = \frac{F}{w} = \frac{\frac{T}{3r_1}}{\frac{r_1 \psi_1}{\cos \alpha}} = \frac{T}{3\psi_1} \frac{\cos \alpha_w}{r_1^2} \quad (\text{п2.9})$$

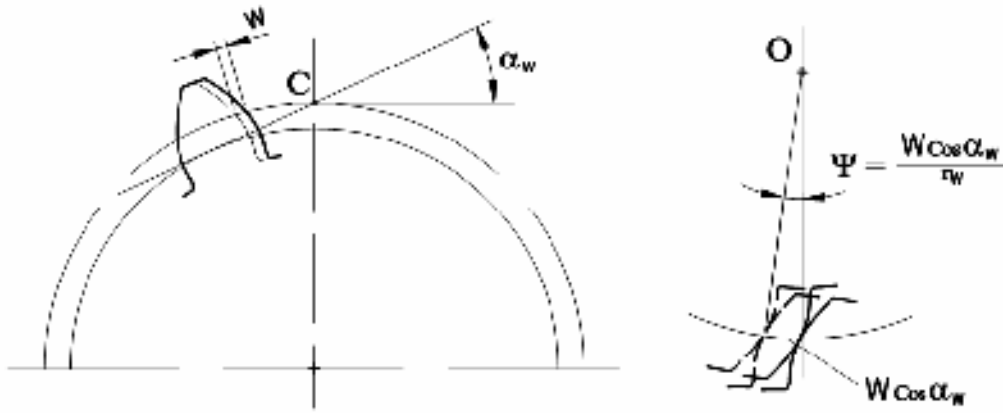
при чему су:

$T/3$ - обртни момент на једном од три сателита,

r_1 – подеони полупречник централног зупчаника,

w - угао додирнице, који за $x1+x2 = 0$ износи $w = 20^\circ$, угао увијања зупчаника $z1$.

Деформације зубаца зупчаника и угао увијања приказани су на слици п2.1.



Сл. p2.1. Деформација и угао увијања зубаца зупчаника

Према (п2.9) торзиона крутост је:

$$c = \frac{T}{3\psi_1} = \frac{c' r_1^2}{\cos \alpha} \quad (\text{п2.10})$$

Крутост зубаца зупчаника носача сателита, првог степена преноса, и зупчаника z_5 може се добити из следећег односа:

$$c' = \frac{\frac{2T}{3r_1} r_{H1}}{\frac{r_4 \psi_4}{\cos \alpha}} = \frac{2Tr_{H1} \cos \alpha}{\psi_4 r_1 r_4^2} \quad (\text{п2.11})$$

при чему је:

$$M_{H1} = \frac{2Tr_{H1}}{r_1} \text{ момент увијања зупчаника } z_4.$$

Крутост зубаца зупчаника носача сателита у другом степену преноса може се добити из односа:

$$c' = \frac{\frac{F_{H27}}{w} \frac{2Tr_{H1} r_{H2}}{r_1 r_4}}{\frac{r_7 \psi_7}{\cos \alpha}} = \frac{4Tr_{H1} r_{H2} \cos \alpha}{r_1 r_4 \psi_7 r_4^2} \quad (\text{п2.12})$$

Носач сателита, као један од најодговорнијих елемената планетарног преносника, по својој конструкцији условљен је типом преносника, величином снаге, начином израде, врстом материјала и др. Према начину израде носачи сателита могу бити ливени, ковани и резани. Осим тога, могу бити прекидне структуре, односно израђени заваривањем, са завртњима, пресовањем и др. По начину остваривања веза са централним вратилима,

носачи сателита могу бити из једног дела са вратилом или везани неким од начина спајања, чврстом раздвојивом везом за излазно или улазно вратило. Чести су случајеви да се носач сателита спаја ради уравнотежења сила и добијања тзв. пливајућих централних вратила, специјалним ожлебљеним спојевима. Према начину постављања сателита на осовине могу бити конзолни (носачи сателита са једном чеоном плочом, без преграда), или да се сателити смештају између чеоних кружних плоча (код носача сателита са две кружне плоче спојене преградама, различитог попречног пресека). Разматрани планетарни преносник у првом степену преноса има носач сателита непрекидне структуре са три сателита који су постављени конзолно. У другом степену преноса, носач сателита је непрекидне структуре са две кружне плоче спојене преградама и три сателита који су постављени на осовинице између преграда. Носач сателита у другом степену преноса је из једног дела са излазним вратилом које је зупчастим паром повезано са излазном прирубницом.

Како су сателити првог степена преноса постављени конзолно (сл. п2.2) на осовинице кружног попречног пресека, може се узети да је угиб на половини дужине конзоле одређен изразом:

$$f = \frac{Fl^3}{3EI} \quad (\text{п2.13})$$

Крутост се може изразити као однос силе и деформације:

$$\frac{F}{f} = \frac{3EI}{l^3} [N/m]$$

Међутим, како је за прорачун потребна торзиона крутост, тј. крутост изражена у Nm/rad, претходна једнакост ће се погодније трансформисати заменом силе и угиба одговарајућим изразима, па ће бити:

$$\frac{2}{r_{H1}} \frac{T}{3r_1} = \frac{3EI}{l^3} \quad \text{односно} \quad \frac{2T}{r_{H1} r_{H1}} = \frac{3EI}{l^3}$$

одакле се може изразити торзиона крутост као:

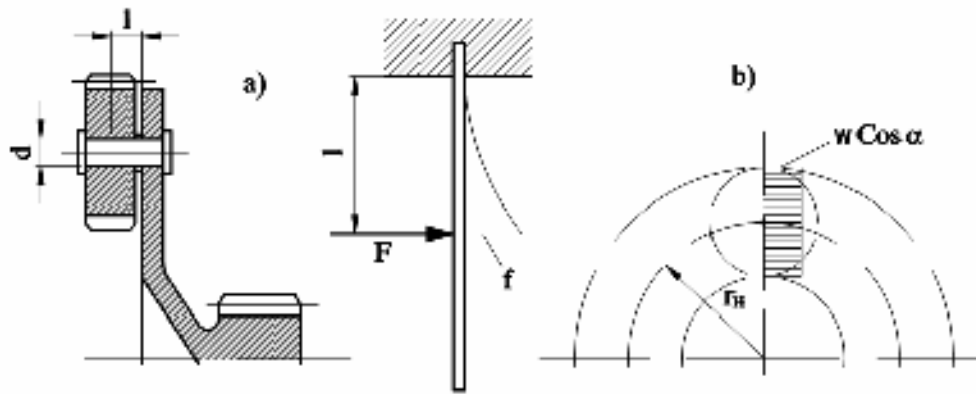
$$c_{ns} = \frac{M_{H1}}{\psi} = \frac{3EI r_{H1}^2}{l^3} \quad (\text{п2.14})$$

при чему су:

$$M_{H1} = \frac{2T}{3r_1} r_{H1} \text{ - момент увијања носача сателита конзоле,}$$

l - растојање на којем делује резултанта ободних сила,

$$I = \frac{d^4 \pi}{64} \text{ - момент инерције пресека осовинице сателита првог степена преноса.}$$



Сл. p2.2. a) Носач са једним од сателита, b) деформација осовинице сателита

Крутост веза зупчаника z_1 и z_3 са носачем сателита којим се остварује ова веза може се изразити као збир реципрочних вредности c_{z_1-2} и крутости носача сателита c_{ns} и износи:

$$\frac{1}{c_{z_1-3}} = \frac{1}{c_{z_1-2}} + \frac{1}{c_{z_2-3}} + \frac{1}{c_{ns}} \quad (п2.15)$$

Табела р2.1. Израчунате вредности момената инерције и крутости елемената погона дате су у следећој табели:

-Планетарни редуктор

Елемент	зупчаник 1	зупчаник 2	зупчаник 3	зупчаник с	зупчаник п	зупчаник к	зупчаник 4	зупчаник 5	Зупчник 6	Зупчник 7-8	Зупчник Р	Радни точак
Момент инерције	0.06268	11.02475	19.93264	0.1401973	0.8242618	37.2134	7.6	33.185	34.223	17.061	1110.145	135200
Крутост	$C_{12}=1872.719$ $C_{23}=15168.5989$			$C_{sp}=2518.2598$ $C_{pk}=5568.75044$			$C_{56}=34680,00$			$C_{78P}=32853,599$ $C_{9P}=21600$		
Преносни односи	$u_{12}=3.1176$ $u_{23}=1,18868$			$u_{sk}=4.4375$ $u_{sp}=5,4375$			$u_{45}=1$ $u_{56}=1.225$			$I_{7p}=i_{9p}=4,5$		

-Класични редуктор

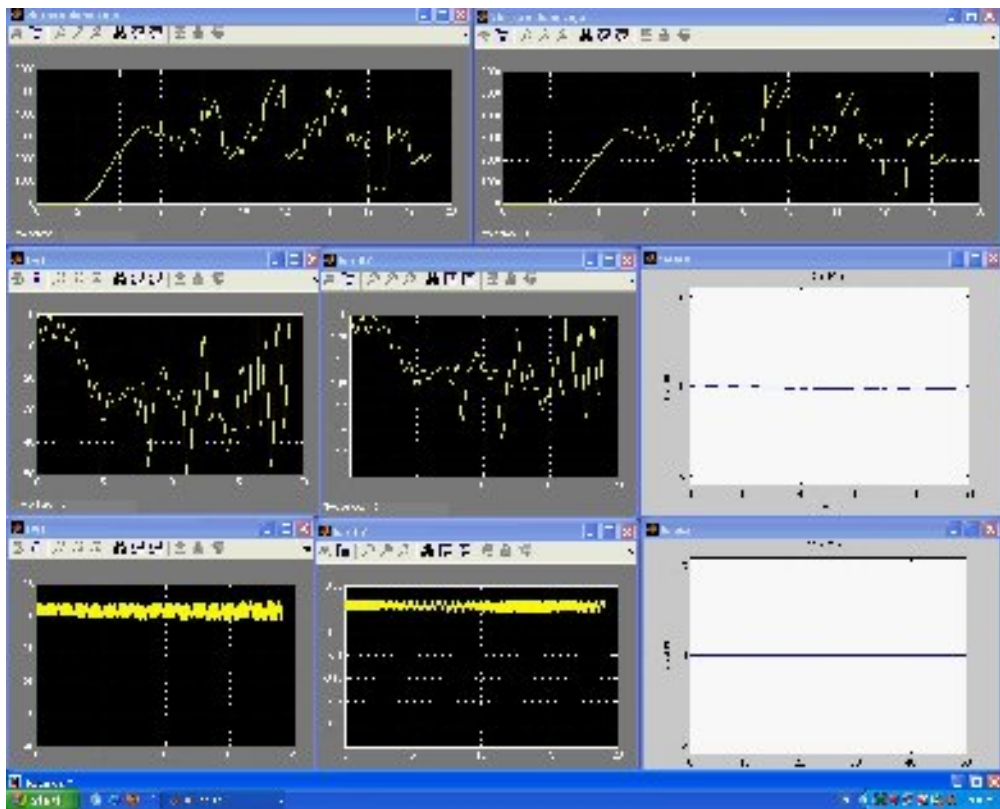
Елемент	зупчаник 1	зупчани 2	зупчаник 3	зупчаник 4	Зупчник 5с	Зупчник 6	Зупчник 7	Зупчник 8	Радни точак
Момент инерције	0.0185	0.60307	0.9938	60.90073	5.0770 +	53.6988	8.0261	2146.182	135200
Крутост	$C_{12}=422$		$C_{34}=7686$		$C_{56}=18065$		$C_{78}=32661$		
Преносни односи	$u_{12}=1.77$		$u_{34}=3.1$		$I_{56}=3.18$		$I_{78}=7.8$		

ПРИЛОГ 3

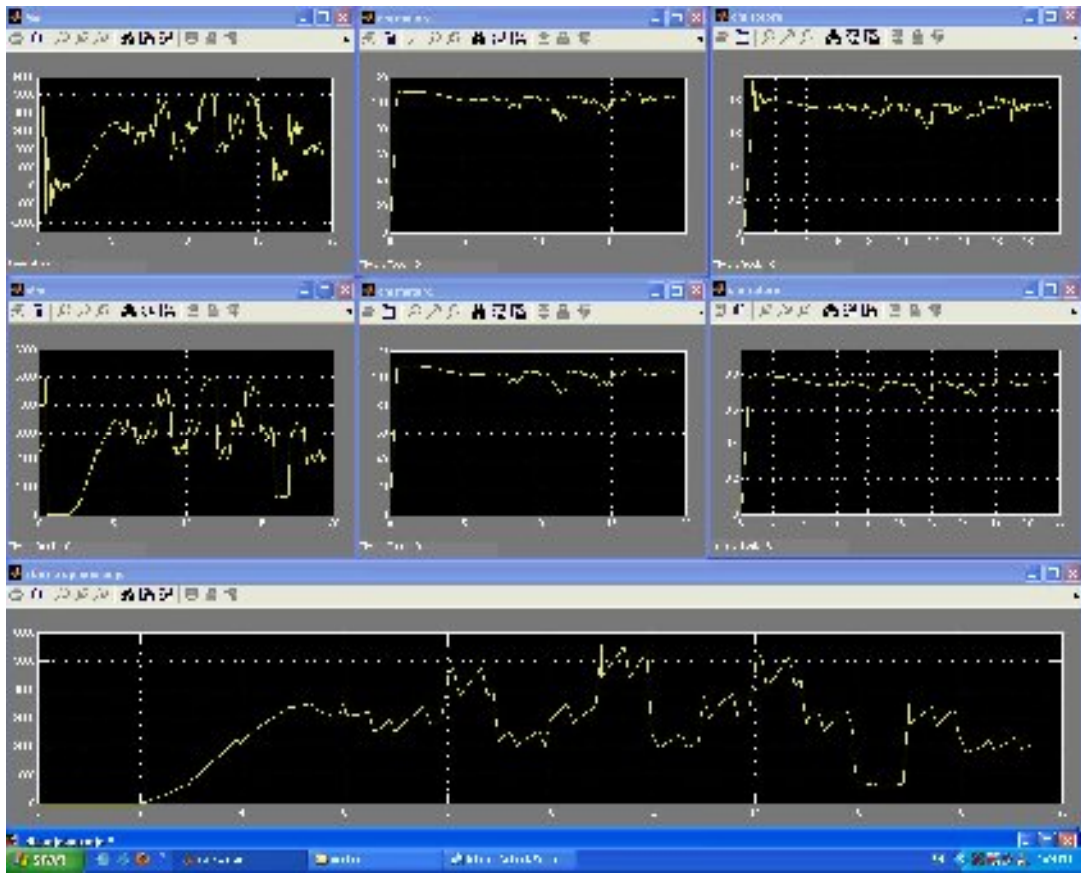
ВИЗУЕЛИЗАЦИЈА У VIRTUALWORLD МОДУЛУ ПРОГРАМСКОГ ПАКЕТА МАТЛАБ



Сл. ПЗ.1. Снимак графичког окружења софтвера за анализу динамичког понашања програмског пакета MATLAB



Сл. ПЗ.2. Снимак презентације – Упоредна анализа модела са уграђеном диск кочницом у подсистему дизања и без ње



Сл. ПЗ.3. Снимак презентације – Упоредна анализа динамичких модела са механичком и турбоспојницом у подсистему копања.

ПРИЛОГ4

АСИНХРОНИ ЕЛЕКТРОМОТОРИ СА КРАТКОСПОЈЕНИМ РОТОРОМ - КАВЕЗНИ ЕЛЕКТРОМОТОР

П 4.1. Механичка (статичка) карактеристика кавезних електромотора

За погон радног точка роторног багера користи се трофазни асинхрони мотор са краткоспојеним ротором.

Скуп његових техничких и економских својстава ставља га у читавом низу примена на право место. Извесна неприкладност за погоне са променљивом брзином обртања највише ограничава његову примену, док га његова економичност и сигурност у погону, проста конструкција и ниска цена доводе на право место. Њихово преимућство је у томе што у већини случајева за њихово напајање нису потребни претварачки уређаји, јер користе енергију непосредно из мреже наизменичне струје. Тежња је да се у савременим машинама примењују асинхрони мотори са краткоспојеним ротором - кавезни електромотори, уместо знатно скуплих клизноколутних електромотора.

Из теорије асинхронних машина познато је приказивање мотора еквивалентном шемом. Његова механичка карактеристика може се приказати Клосовом једначином [14]:

$$\frac{M_m}{M_p} = \frac{2 + \beta}{\frac{s}{s_p} + \frac{s_p}{s} + \beta}, \quad (\text{п4.1})$$

где је:

M_m - момент мотора,

M_p - покретни момент,

s, s_p - клизање и прекретно клизање,

$\beta = \frac{2R_1}{\sqrt{R_1^2 + (x_1 + \sigma_1 x_2')^2}}$ - однос међу отпорима,

R_1, R_2, x_1, x_2' - омски отпори и расипни индуктивни статорски и редуковани роторски отпори,

$\sigma_1 \approx 1 + \frac{x_1}{x_\mu}$ - фактор расипања.

Мотор развија свој прекретни момент код прекретног клизања:

$$s_p = \pm \frac{\sigma_1 R_2'}{\sqrt{R_1^2 + (x_1 + \sigma_1 x_2')^2}},$$

где предзнак (-) важи за генераторски (M_{pg}), а предзнак (+) за моторни (M_{pm}) прекретни момент.

Статорски радни отпор је много мањи од индуктивног расипног отпора, што поготово вреди за његове квадрате,

$$R_1^2 \ll (x_1 + \sigma_1 x_2')^2,$$

по се за практични рачун могу применити изрази:

$$s_p = \pm \frac{\sigma_1 R_2'}{x_1 + \sigma_1 x_2'} \approx \frac{\sigma_1 R_2'}{x_k}$$

$$\beta \approx \frac{2R_1}{x_k}.$$

Услед непознатих разлика између β и $2s_p$ модификује се често и Клосова једначина (п4.1) за практични рачун у једначину:

$$\frac{M_m}{M_p} = \frac{2 + 2s_p}{\frac{s}{s_p} + \frac{s_p}{s} + 2s_p}. \quad (\text{п4.2})$$

Надаље се често (осим код мотора мале снаге), занемарују и задњи чланови бројиоца и имениоца, будући да су знатно мањи од осталих чланова разломка. Тако се долази до поједностављене Клосове релације:

$$\frac{M_m}{M_p} = \frac{2}{\frac{s}{s_p} + \frac{s_p}{s}} \quad (\text{п4.3})$$

Величина превалног клизања може такође бити одређена из (п4.2) и (п4.3) по формулама:

- за машине малих снага

$$s_p = s_n \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1 + 2s_n(\lambda - 1)}}{1 - 2s_n(\lambda - 1)},$$

- за машине великих снага

$$s_p = s_n (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}),$$

где је;

$$s_n = (\omega_s - \omega_n) / \omega_s - \text{номинално клизање,}$$

$$\omega_n = \pi n_n / 30 - \text{номинална угаона брзина мотора,}$$

$\lambda = M_p / M_n$ - однос максималног момента у моторном режиму и номиналног момента,

$$\omega_s [s^{-1}] - \text{синхрона угаона брзина мотора.}$$

За мала клизања $s/s_p < 0.35$ момент мотора се може приказати као линеарна функција угаоне брзине ротора. Ако се у изразу (п4.3) занемари мала величина s/s_p добија се израз:

$$M_m \approx \frac{2M_{ps}}{s_p} = \frac{2M_p}{s_p} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_s}\right) \quad (\text{п4.4})$$

За велика клизања, $s \gg s_p$, механичка карактеристика може бити одређена из израза (п4.3) занемаривањем мале величине s_p / s , тако да се добија

$$M_m = 2M_p s_k / s = 2M_p s_p \frac{\omega_s}{\omega_s - \omega} \approx 2M_p s_p \left(1 + \frac{\omega}{\omega_s}\right). \quad (\text{п4.5})$$

Код асинхроних мотора крутост механичке карактеристике је променљива величина, а добија се диференцирањем израза (п4.2):

$$\beta_1 = \frac{dM_m}{d\omega} = -\frac{2M_p s_p (1 + s_p)(s_p^2 - s^2)}{\omega_s (s^2 + 2s_p^2 s + s_p^2)^2} \quad (\text{п4.6})$$

Добијени израз показује, да у тачки $s = s_p$ долази до промене знака крутости механичке карактеристике ($|s| < |s_p|, \beta_1 < 0; |s| > |s_p|, \beta_1 > 0$).

У великом броју случајева позитивна крутост механичке карактеристике мотора може бити узрок нестабилности рада електропогона. Као специфично својство механичке карактеристике асинхроног мотора може се сматрати чињеница, да у периоду залета са повећањем брзине расте и његов момент. Овај део карактеристике је нестабилан и он у електромеханичком систему представља тзв. негативно пригушење. При раду мотора у нестабилној области статичке карактеристике, у еластичном систему погонске линије, могу се побудити осцилације система знатне амплитуде или аутоосцилације система. При прелазу мотора на стабилну област карактеристике, услед позитивног пригушења, осцилације се веома брзо амортизују.

У устаљеном режиму асинхроних мотори раде при клизању мањем од критичног. Тада се крутост механичке карактеристике добија диференцирањем израза (п4.4), тако да је:

$$\beta_1 = -\frac{2M_p}{s_p \omega_s} = \text{const.} \quad (\text{п4.7})$$

На основу израза (п4.4) статичка карактеристика може се приказати у следећем облику:

$$M_m = M_o + \beta_1 \omega. \quad (\text{п4.8})$$

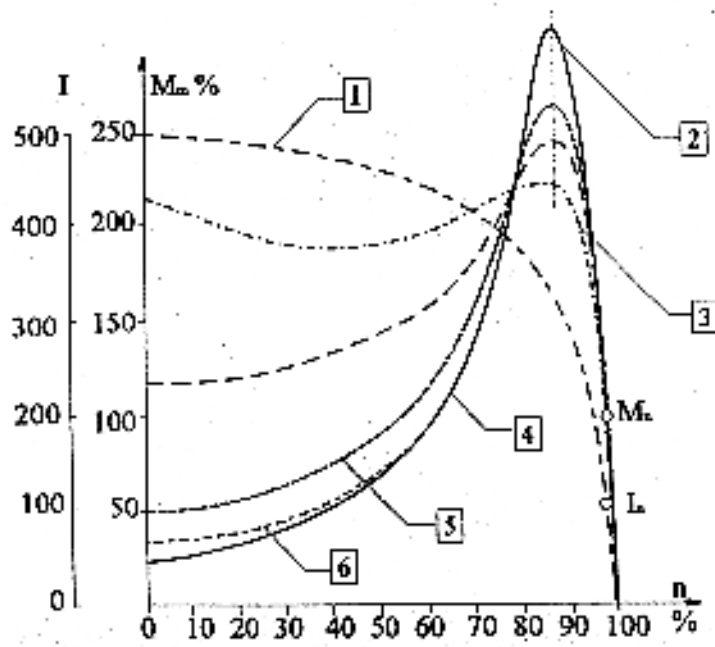
Параметар M_o се одређује из израза:

$$M_o = \frac{2M_p}{s_p}$$

Нажалост, Клосова једначина није увек применљива за све врсте асинхроних мотора, као ни за сва погонска подручја. Она вреди за колутне моторе и за кавезне моторе који немају изражен ефекат потискивања струје у ротору. Код кавезних мотора са

израженим ефектом потискивања струје у ротору вреди Клосова једначина само у подручју малих клизања.

Код кавезних мотора се конструкцијом ротора (намотаја) могу постићи ефекти потискивања струје са различитим обликом карактеристика (мотори са високим штаповима, двокавезни, итд.) сл. 4.1. Разлике карактеристика са слике, за разна извођења роторног намотаја очигледно немају утицај на стационарна стања електромоторног погона, која се редовно одвијају на линеарном делу карактеристике, а тај је за сва извођења практично исти. Из ове слике је видљиво да ће основне разлике бити битне за динамичка стања погона, али се може приметити, за веће моторе, да ће код неких ротора наступити очигледне потешће код довођења у стационарно стање, због ниског момента мотора при покретању.



Сл. п4.1. Разни облици спољашњих карактеристика кавезних асинхроних мотора веће снаге за разне облике ротора

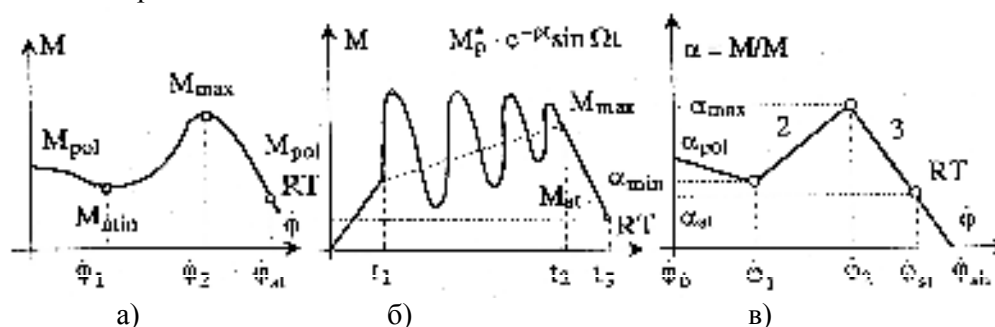
1-струја за све облике, 2-колутни мотор, 3-двокавезни мотор, 4-мотор са високим штаповима, 5-мотор са трапезним штаповима, 6 - мотор са округлим штаповима.

У празном ходу ($s = 0, M_m$) мотор не развија момент и одржава синхрону брзину обртања. При покретању мотор развија потезни момент (M_{mp}) при клизању $s = 1$.

Карактеристика има са гледишта тврдоће два подручја, нелинеарно клизање $|s| > |s_p|$ и приближно линеарно за $|s| < |s_p|$ на којем обично ради стационарни електромоторни погон. Заменом две прикључне стезалке обрне се смер ротационог поља. Упуштање ових мотора се остварује посредним путем помоћу прекидача звезда-троугао у један или више степена, статорским отпорницима, посебним намотајем и тд. Међутим са развојем управљања посредством тиристора и фреквентним регулаторима примена ових мотора се нагло увећава и добија на значају, нарочито код мотора већих снага.

Природна карактеристика мотора $M = f(\omega_1)$ може да се линеаризује односно замени непрекидном изломљеном линијом. Највеће упрошћење је ако се она замени са три одсечка (сл. п4.2), за тачније прорачуне број ових одсечака може се знатно увећати. У општем случају линеаризована природна карактеристика мотора се састоји од одсечака са

опадајућом и растућом променом момента упуштања. У динамичком смислу погоднија је увек опадајућа промена момента или да интервал са растућом променом буде краћи са мањим нагибом. Кретање дискретних маса еквивалентних модела се разматра посебно за сваки одсечак, а вредности закона кретања у крајњој тачки предходног одсечка су почетне вредности за наредни одсечак.



Сл. п4.2. Механичке карактеристике кавезног мотора а - природна, б- динамичка, в-линеаризована

Код кавезних мотора, полазећи од познате карактеристике $M = f(\omega_1)$, могуће је прећи у временски домен $M = f(t)$ и дати потпуни математички опис временског развоја момента мотора од тренутка укључивања до постизања радне тачке(7). Сл. п4.2 јасно показује три временске фазе. У првој и трећој фази промена је линеарна, а у другој осцилаторног карактера са периодима осциловања који одговарају фреквенцији мреже ($f = 50s^{-1}$).

Промена момента по фазама може се изразити следећим релацијама:

$$M(t) = M_{pol} \cdot t / t_1 \quad \text{за} \quad 0 < t < t_1,$$

$$M(t) = M_{pol} + (M_{max} - M_{pol}) \cdot t / t_2 + M_p^* e^{-\rho_m t} \sin \Omega t \quad \text{за} \quad t_1 < t < (t_1 + t_2)$$

$$M(t) = M_{max} \left(1 - \frac{t}{t_3} \right) \quad \text{за} \quad (t_1 + t_2) < t < (t_1 + t_2 + t_3).$$

У другој једначини први члан M_{pol} је константа и дефинише полазни момент мотора, други члан има линеарну промену до постизања максималног момента M_{max} за време t_2 , а за трећи члан представља осцилаторну промену са максималном амплитудом M_p^* , коефицијентом пригушења ρ_m и сопственом фреквенцијом осциловања $\Omega = 2\pi f$. Вредност параметара M_p^* и ρ_m могу се одредити експерименталним путем на основу записа промене момента неоптерећеног мотора у времену до постизања стационарног стања регистровано на посебном уређају. Случајеви $M_{pol} = M_{max}$ (отпада други члан у другој једначини) и $M_{pol} > M_{max}$ одговарају моторима са специјалним карактеристикама (сл. п4.1).

Карактеристике конкретног електромотора на којем ће се тестирати предходно изнети математички модел дате су у табели п4.1.:

Табела п4.1. Карактеристике електромотора

Наз. снага	Тип мот.	Број обрт.	Степен корис.	Фактор снаге	Струја	Кратки спој	Макс. Мом.	Наз. момент	Мом. Инерц.	Маса мотора
kW	6AJW6	n(min ⁻¹)	%	Cos φ	I _n (A)	I _p /I _n M _p /M _n	M _{max} /M _n	Nm	Kgm ²	kg
450	400-M2-6	985	94,50	0,86	53	5 / 0,9	2,1	4360	21	2580
900	500 M2-6	990	95,1	0,85	64	5,5/0,9	2,1	8680	79	4800

Синхрони број обртаја $n=1000(\text{мин}^{-1})$; Број полова $2p=6$; Напон 6000(V), 60Xз

Клосова једначина (п4.3) за овај мотор важи само за стабилну област, $0 \leq s \leq s_p$, па за ту област она представља једначину криве.

За нестабилну област $s_p \leq s \leq 1$ карактеристика мотора није дефинисана и мора се апроксимирати тако да одговара природној карактеристици мотора. Апроксимација треба да задовољи почетне критеријуме. То су за нестабилну област 3 тачке: полазни, минимални и максимални момент (сл. п4.2 а) на одговарајућим бројевима обртаја.

У овом раду је покушана апроксимација једном кривом која као почетне услове обједињује: 3 тачке из нестабилне области познате из карактеристика које даје произвођач електромотора и Клосове једначине за стабилну област. У ту сврху извршена је апроксимација карактеристике мотора експоненцијалном функцијом методом Нелдер - Меад.

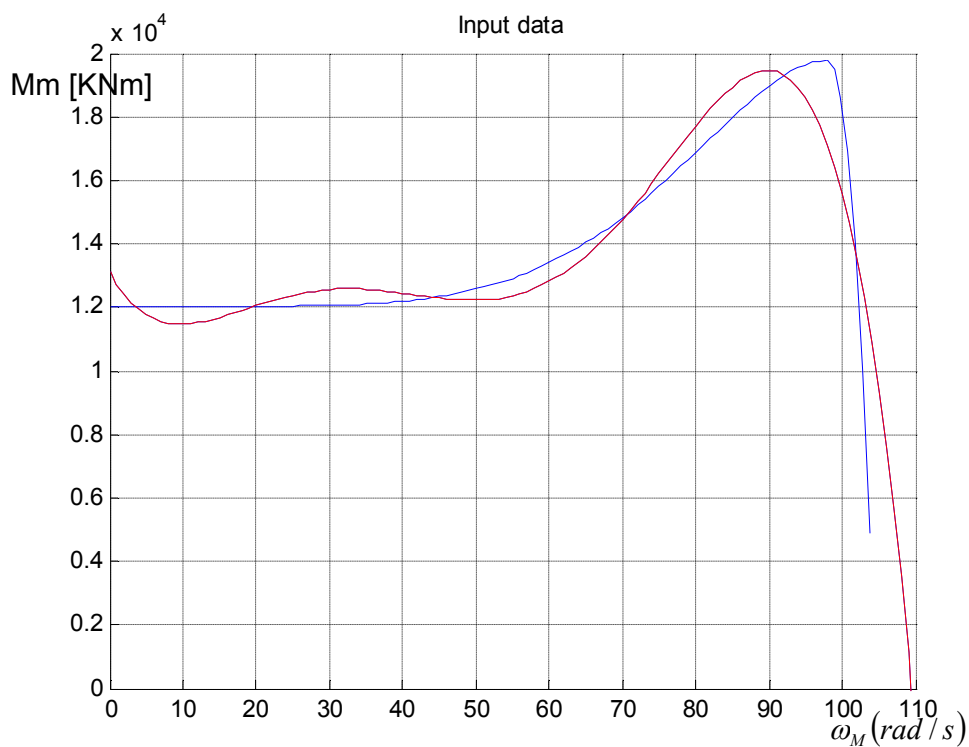
Резултат математичког моделирања је полином облика:

$$M_m = \sum_{j=1}^6 C(j) \cdot e^{-\lambda(j) \cdot \omega_m} \quad (\text{п4.9})$$

где су: $C(j)$ и $\lambda(j)$ - коефицијенти интерполације

а његова графичка интерпретација дата је на слици п4.3 и п4.4

Крива црвене боје (1) је резултат Нелдер-Меад методе [22], док је крива плаве боје (2) хибрид апроксимације полиномом за нестабилну област и Клосове једначине за стабилну област.



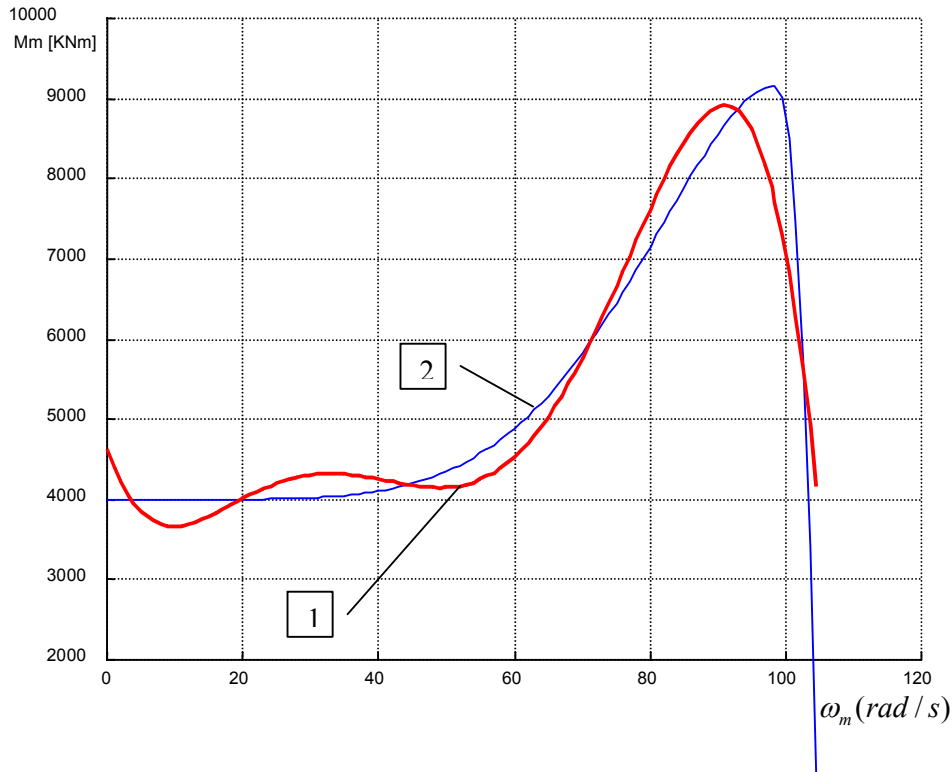
Сл. П4.3. Момент електромотора у зависности од угаоне брзине

Табела 4.2. Коефицијенти интерполације $C(j)$ и $\lambda(j)$

lambda =	c =
1.0e-003 *	1.0e+016 *
0.4782	0.0450
0.2566	-0.8632
0.0061	-0.5289
0.1998	1.1355
-0.3973	-0.0187
-0.1349	0.2303

$M_{450eksp} = c(1) \cdot \exp(-\lambda(1) \cdot u) + c(2) \cdot \exp(-\lambda(2) \cdot u) + \dots$
 $+ c(3) \cdot \exp(-\lambda(3) \cdot u) + c(4) \cdot \exp(-\lambda(4) \cdot u) + \dots$
 $+ c(5) \cdot \exp(-\lambda(5) \cdot u) + c(6) \cdot \exp(-\lambda(6) \cdot u);$

$$M_m = 10^{16} \cdot [0.0450 \cdot e^{-0.4782 \cdot 10^{-3}} - 0.8632 \cdot e^{-0.2566 \cdot 10^{-3}} - 0.5289 \cdot e^{-0.0601 \cdot 10^{-3}} + 1.1355 \cdot e^{-0.1998 \cdot 10^{-3}} - 0.0187 \cdot e^{0.3973 \cdot 10^{-3}} + 0.2303 \cdot e^{0.1349 \cdot 10^{-3}}] \quad (p4.10)$$



Сл. П4.4. Функција промене момента електромотора снаге 450 kW

Табела п4.4. Коефицијенти интерполације $C(j)$ и $\lambda(j)$

lambda =	c =
1.0e-003 *	1.0e+016 *
0.4613	0.0522
0.3385	-0.1741
0.0668	-2.0791
0.0980	1.9141
-0.4000	-0.0078
-0.0575	0.2947

$$M_{450eksp} = c(1) \cdot \exp(-\lambda(1) \cdot u) + c(2) \cdot \exp(-\lambda(2) \cdot u) \dots \\ + c(3) \cdot \exp(-\lambda(3) \cdot u) + c(4) \cdot \exp(-\lambda(4) \cdot u) \dots \\ + c(5) \cdot \exp(-\lambda(5) \cdot u) + c(6) \cdot \exp(-\lambda(6) \cdot u);$$

Па је коначни израз за момент конкретног електромотора:

$$M_m = 10^{16} \cdot [0.0522 \cdot e^{-0.4613 \cdot 10^{-3}} - 0.1741 \cdot e^{-0.3385 \cdot 10^{-3}} - 2.0791 \cdot e^{-0.0668 \cdot 10^{-3}} + 1.9141 \cdot e^{-0.098 \cdot 10^{-3}} \\ - 0.0078 \cdot e^{0.4 \cdot 10^{-3}} + 0.2947 \cdot e^{0.0575 \cdot 10^{-3}}] \quad (p4.11)$$

Прилог 3.

Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Приштини, са привременим седиштем у Косовској Митровици унесе моју докторску дисертацију под насловом:

Прилог истраживању оптималних решења за реконструкцију погонских система роторног багера

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Приштини са привременим седиштем у Косовској Митровици могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство
2. Ауторство - некомерцијално
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима
5. Ауторство – без прераде
6. Ауторство – делити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

Потпис докторанда

Зоран Голубовић с.р.

У Косовској Митровици, 29.11.2023