

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Методе прорачуна у развоју производа

Број индекса: 359/2013

Иван Д. Пантић

Динамичке симулације у процесу развоја производа

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Мирко Благојевић, ван. проф. - ментор**
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

Коришћење савремених PLM софтвера је неопходно у процесу развоја производа. У оквиру овог мастер рада кандидат треба да изврши прорачун и направи 3D модел једног конкретног једностепеног циклоредуктора. Затим, треба да направи читав низ динамичких симулација како би извршио детаљну анализу најважнијих кинематичких и динамичких параметара пројектованог циклоредуктора. На крају рада, кандидат треба да изнесе закључна разматрања и дефинише основне правце даљих истраживања у овој области.

Препоручена литература:

- [1] М. Благојевић, КИНЕМАТИЧКА И ДИНАМИЧКА АНАЛИЗА ЈЕДНОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОРЕДУКТОРА, Магистарска теза, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, (2003).
- [2] В. Н. Кудрявцев, ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ, Москва, (1966).
- [3] V. S. Thube, R. B. Bobak, DYNAMIC ANALYSIS OF A CYCLOIDAL GEARBOX USING FINITE ELEMENT METHOD, GearSolutions, (2013), pp. 35–44.
- [4] V. S. Thube, R. B. Bobak, THE DYNAMIC SIMULATION AND ANALYSIS OF A CYCLOIDAL SPEED REDUCER, 11th ASME International Power Transmission and Gearing Conference, Washington, DC, USA, (2011).

Крагујевац, 2015.

ментор:
др Мирко Благојевић, ван. проф.

Најсрдачније и најискреније се захваљујем свом ментору проф. др Мирку Благијевићу на разумевању, несебичној помоћи током израде овог мастер рада као и на веома корисним и искреним саветима који су утицали на квалитет рада.

Захвалан сам и свим професорима и асистентима са којима сам сарађивао током студија јер су својим несебичним залагањем учинили да сазрим као инжењер.

Захвалност дугујем и својој породици, вереници Данијели и пријатељима који су ме подржавали и мотивисали током студија, и који су ми дали снаге да дам све од себе.

ДИНАМИЧКЕ СИМУЛАЦИЈЕ У ПРОЦЕСУ

РАЗВОЈА ПРОИЗВОДА

РЕЗИМЕ

Сталним развојем нових технологија појављују се и различити софтвери, који су процес развоја производа учинили знатно лакшим. Ови софтвери омогућавају знатно једноставнији процес пројектовања машинских елемената и система као и процес израде симулација рада система у условима веома блиским реалним, без потребе за израдом прототипа.

У овом раду извршен је комплетан прорачун, конструкција и моделирање једноступеног циклоредуктора. Улазни подаци и габаритне димензије су усвојени по узору на циклоредуктор из каталога компаније *Sumitomo Drive Technologies* (CHH6130E). Иако постоје мале измене у дизајну кућишта у односу на циклоредуктор из каталога, пројектовани циклоредуктор има идентичне габаритне димензије.

На основу добијеног тродимензионалног модела циклоредуктора, извршена је динамичка симулација рада овог машинског система у софтверима *Autodesk Inventor* и *Solidworks*. Затим су извршене анализе основних кинематских параметара елемената циклоредуктора као и анализа сила које се јављају у контакту циклозупчаника и одговарајућих елемената.

Кључне речи: циклоредуктор, динамичка симулација, анализа.

ABSTRACT

Constant development of new technologies also brings different softwares which make product development process significantly easier. These softwares enable much easier machine elements and systems designing process, as well as simulations of their work in conditions which are very similar to real working conditions, but without necessity for prototype making.

Complete calculations, design and modeling process were performed in this paper. Input parameters and overall dimensions were taken from *Sumitomo Drive Technologies* catalogue (CHH6130E). Though there are small changes in housing design compared to cycloidal speed reducer in catalogue, newly designed cycloidal speed reducer has identical overall dimensions.

Based on 3D model of cycloidal speed reducer, dynamic simulation of this mechanical system was performed in softwares *Autodesk Inventor* and *Solidworks*. Then were performed analysis of kinematic parameters of cycloidal speed reducers elements, as well as analysis of the forces occurring in cycloidal gear contact with corresponding elements.

Key words: Cycloidal speed reducer, dynamic simulation, analysis

САДРЖАЈ

УВОД.....	1
1. ЦИКЛОРЕДУКТОРИ КАО МЕХАНИЧКИ ПРЕНОСНИЦИ СНАГЕ	3
1.1 САСТАВНИ ЕЛЕМЕНТИ И ПРИНЦИП РАДА ЦИКЛОРЕДУКТОРА.....	7
1.2 ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ЦИКЛОРЕДУКТОРА.....	8
1.3. ГЕОМЕТРИЈА ЦИКЛОРЕДУКТОРА И ПОСТУПАК ПРОРАЧУНА ГЕОМЕТРИЈСКИХ ВЕЛИЧИНА ЦИКЛОЗУПЧАНИКА	10
2. КИНЕМАТИЧКЕ И ДИНАМИЧКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ЦИКЛОРЕДУКТОРА.....	13
2.1 КИНЕМАТИКА ЦИКЛОРЕДУКТОРА	13
2.2. ДИНАМИКА ЦИКЛОРЕДУКТОРА	15
3. ПРОРАЧУН И КОНСТРУКЦИЈА ЈЕДНОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОРЕДУКТОРА	18
3.1. ПОЛАЗНИ ПОДАЦИ	18
3.2. ПРОРАЧУН ВРЕДНОСТИ СНАГА, БРОЈЕВА ОБРТАЈА И ОБРТНИХ МОМЕНАТА НА ПОЈЕДИНИМ ЕЛЕМЕНТИМА ЦИКЛОРЕДУКТОРА	18
3.3. ПРОРАЧУН ПРЕЧНИКА УЛАЗНОГ ВРАТИЛА ЦИКЛОРЕДУКТОРА	19
3.4. ПРОРАЧУН ПРЕЧНИКА ИЗЛАЗНОГ ВРАТИЛА ЦИКЛОРЕДУКТОРА	20
3.5. ПРОРАЧУН ПАРАМЕТАРА ПОТРЕБНИХ ЗА ДЕФИНИСАЊЕ ПРОФИЛА ЦИКЛОЗУПЧАНИКА	22
3.6. ПРОРАЧУН ДИМЕНЗИЈА ЕКСЦЕНТАР ЧАУРЕ И ЛЕЖАЈА ЦИКЛОЗУПЧАНИКА.....	26
3.7. ОДРЕЂИВАЊЕ ШИРИНЕ ЦИКЛОЗУПЧАНИКА	27
3.8. ПРОРАЧУН ПРЕЧНИКА ОСОВИНИЦЕ И ВАЉКА ЦЕНТРАЛНОГ ЗУПЧАНИКА	28
3.9. ПРОРАЧУН ПРЕЧНИКА ОСОВИНИЦЕ И ВАЉКА ИЗЛАЗНОГ МЕХАНИЗМА.....	30
3.10. ПРИКАЗ МОДЕЛА ЦИКЛОРЕДУКТОРА.....	32
4. ИЗРАДА ДИНАМИЧКИХ СИМУЛАЦИЈА ПРОЈЕКТОВАНОГ ЈЕДНОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОРЕДУКТОРА.....	36
4.1. ИЗРАДА ДИНАМИЧКЕ СИМУЛАЦИЈЕ У СОФТВЕРУ AUTODESK INVENTOR	36
4.2. ИЗРАДА ДИНАМИЧКЕ СИМУЛАЦИЈЕ У СОФТВЕРУ SOLIDWORKS	38
5. АНАЛИЗА ВРЕДНОСТИ КИНЕМАТСКИХ ПАРАМЕТАРА ЈЕДНОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОРЕДУКТОРА ДОБИЈЕНИХ ДИНАМИЧКОМ СИМУЛАЦИЈОМ	40
5.1. КИНЕМАТСКА АНАЛИЗА ЦИКЛОЗУПЧАНИКА	40
5.2. КИНЕМАТИКА ИЗЛАЗНОГ МЕХАНИЗМА	45
6. АНАЛИТИЧКИ ПРОРАЧУН СИЛА КОЈЕ ОПТЕРЕЂУЈУ ЦИКЛОЗУПЧАНИК.....	53

6.1. АНАЛИТИЧКИ ПРОРАЧУН СИЛА КОЈЕ ОПТЕРЕЋУЈУ ЦИКЛОЗУПЧАНИК СА ИДЕАЛНИМ ПРОФИЛОМ	54
6.2. АНАЛИТИЧКИ ПРОРАЧУН СИЛА КОЈЕ ОПТЕРЕЋУЈУ ЦИКЛОЗУПЧАНИК СА РЕАЛНИМ ПРОФИЛОМ.....	59
7. НУМЕРИЧКИ НАЧИН ДОБИЈАЊА СИЛА КОЈЕ ДЕЛУЈУ НА ЦИКЛОЗУПЧАНИК	64
7.1. АНАЛИЗА СИЛА ДОБИЈЕНИХ У СОФТВЕРУ SOLIDWORKS.....	64
7.2. АНАЛИЗА СИЛА ДОБИЈЕНИХ У СОФТВЕРУ AUTODESK INVENTOR.....	68
7.3. ИСПИТИВАЊЕ ТАЧНОСТИ РЕЗУЛТАТА ДОБИЈЕНИХ НУМЕРИЧКОМ МЕТОДОМ....	72
8. ЗАКЉУЧАК.....	78
ЛИТЕРАТУРА.....	79

УВОД

Савремено тржиште и његова глобализација постављају све веће захтеве за квалитетом производа, ценом али и захтеве везане за скраћење времена развоја производа, зарад општег задовољства корисника. Конкуренција на глобалном светском тржишту нарочито је изражена у машиноградњи, аероиндустрији, аутоиндустрији и другим индустријама, при чему се као један од приоритета поставља захтев за континуалним повећањем квалитета производа.

Квалитет производа се повећава вршењем анализа којима се откривају предности и недостаци производа, а затим се ради на њиховом побољшању. Анализом се омогућава постепено усавршавање конструкције све до постизања жељеног циља, прикупљање података који омогућавају корекцију конструкционих решења односно еволуцију постојећих и усавршавање новоразвијених конструкција као и прикупљање података и знања на којима ће се заснивати развој будућих производа.

Сам процес развоја производа одвија се кроз низ фаза у којима се врше стална побољшања како би се будући производ наметнуо тржишту. Данас је рачунарска технологија на веома високом нивоу. Некада су се анализе спроводиле на одговарајућим прототиповима. У данашње време је помоћу различитих рачунарских софтвера могуће детаљно упознавање производа и пре него што он настане. Ови софтвери омогућавају различите типове анализа. За израду овог рада коришћени су софтвери *Autodesk Inventor* и *Solidworks* јер имају способност израда динамичких симулација система. Као машински систем који је подвргнут низу динамичких симулација одабран је једностепени циклоредуктор.

Циклоредукторе је први у литератури поменуо *В. Н. Кудрявцев* у књизи *Планетарные Передачи* из 1966. године, [1]. Он је описао принцип генерисања профила циклозупчаника, извео одговарајуће математичке једначине, а такође је анализирао силе које делују на циклозупчаник током рада циклоредуктора. С обзиром да је препознат велики потенцијал овог типа преносника, користећи полазне претпоставке из [1], његово истраживање су наставили и други научници (*Manfred Lehman*, и др.) који су дали велики допринос развоју теоријске материје из области циклоредуктора. Наиме *Manfred Lehmann* је развио аналитички поступак одређивања сила које делују на циклозупчаник у оквиру своје докторске тезе *Berechnung und Messung der Kräfte in einem Zykliden-Kurvenscheiben – Getriebe*, [2]. У литератури [3] је врло детаљно извршена кинематичка и динамичка анализа једностепеног циклоредуктора, утврђен је начин одређивања оптерећења која делују на циклозупчаник, као и утицај оптерећења на напонско и деформационо стање циклозупчаника.

Због бројних повољних карактеристика овог преносника, научници се баве разним истраживањима везаним за област циклоредуктора. Претходна истраживања су најчешће укључивала испитивања напонског и деформационог стања, [3,4]. Међутим, велики број испитивања се базира и на жељи да се допринесе побољшању степена искоришћења, [5,6,7]. Велики допринос развоју циклоредуктора дало је истраживање расподеле оптерећења унутар циклоредуктора, [8,9]. Испитивана је и промена напонског и деформационог стања циклозупчаника током времена [10,11]. Све више пажње се посвећује оптимизацији овог преносника. Постоје и истраживања у којима је циклоредуктор посматран са аспекта вибрација, па је извршена модална анализа кућишта

циклоредуктора [12].

У овом раду је урађен низ динамичких симулација и испитан је конкретан једностепени циклоредуктор са аспекта кинематике, а затим и динамике тј. испитана су оптерећења која се јављају на циклозупчанику као виталном елементу циклоредуктора.

У општем случају, симулација се може дефинисати према Шенону (*Shanon*, 1975) као процес дизајнирања модела реалног система и спровођење експеримената са тим моделом ради разумевања понашања система (у оквиру граница задатих критеријума), [13].

За потребе израде овог мастер рада било је неопходно прорачунати и конструисати конкретан једностепени циклоредуктор који ће бити подвргнут испитивањима. Главни параметри циклоредуктора и габаритне димензије су усвојене из каталога највеће светске компаније из области циклоредуктора *Sumitomo Drive Technologies*, [14].

Циљ овог мастер рада јесте добијање нових резултата кинематских и динамичких параметара елемената циклоредуктора коришћењем динамичких симулација (нумеричком методом), на основу већ постојећих теоретских знања и података из области циклоредуктора. Резултати су затим упоређени са резултатима добијеним аналитичком методом тј. резултатима који се сматрају резултатима високе тачности, и на овај начин је доказана велика тачност испитивања динамичким симулацијама.

Материја везана за теорију циклоредуктора, прорачун, израду динамичких симулација и анализу добијених резултата подељена је на осам поглавља.

У **првом** поглављу су изнете основне информације о механичким преносницима снаге, најпре зупчастим а затим и циклоредукторима. Посебно је наглашен принцип рада циклоредуктора, његови саставни елементи, основне карактеристике, а укратко је описан и поступак прорачуна основних геометријских и кинематских величина циклозупчаника.

У **другом** поглављу је описан принцип рада циклоредуктора са кинематског и динамичког аспекта. У оквиру кинематске анализе циклоредуктора дефинисана је угаона брзина циклозупчаника, по узору на планетарне преноснике снаге. Део који говори о динамици циклоредуктора садржи опис оптерећења које делују на циклозупчаник.

У **трећем** поглављу је извршен комплетан прорачун виталних елемената циклоредуктора и конструкција самог циклоредуктора. Такође су приказани модели свих ових елемената и модел склопа циклоредуктора који су израђени у софтверским пакетима *Autodesk Inventor* и *Solidworks*.

У **четвртном** поглављу је описан начин израде динамичке симулације у софтверима *Autodesk Inventor* и *Solidworks*.

У поглављу **пет** је извршена анализа кинематских параметара добијених у оквиру динамичких симулација.

Шесто поглавље обухвата аналитички прорачун сила које делују на циклозупчаник у контакту са ваљцима централног зупчаника и ваљцима излазног механизма, док је у поглављу **седам** извршена анализа нумерички добијених сила и извршено поређење у односу на аналитички прорачун.

У поглављу **осам** су изнети закључци везани за тему обрађену у овом раду.

1. ЦИКЛОРЕДУКТОРИ КАО МЕХАНИЧКИ ПРЕНОСНИЦИ СНАГЕ

Преносник у најширем смислу представља машинску групу или целу машину чији је задатак преношење механичке енергије од погонске машине до радне машине (Слика 1.1). Погонске машине могу бити електромотори, мотори са унутрашњим сагоревањем, парне турбине и др. При преносу механичке енергије са погонске на радну машину мењају се параметри као што су снага, број обртаја, угаона брзина, обртни момент итд. Управо је улога преносника у овом ланцу промена вредности параметара погонског уређаја у вредности које одговарају радној машини.



Слика 1.1. Ток снаге

Увођење преносника као посредника између погонске и радне машине диктирано је условима рада како радне тако и погонске машине. На првом месту, потребна угаона брзина радне машине врло ретко одговара угаonoј брзини погонске машине (обично је много мања). Чест је случај да угаону брзину главних делова радне машине треба мењати независно од угаоне брзине погонске машине. Мењати угаону брзину погонске машине је или веома неекономично, или чак и немогуће. Погонске машине најчешће имају константну или приближно константну угаону брзину, уз константан обртни момент. Веће смањење минутног броја обрта код погонске машине у већини случајева доноси и повећање обртног момента, што је врло повољно за радну машину, јер она захтева велике вредности обртног момента при малим брзинама.

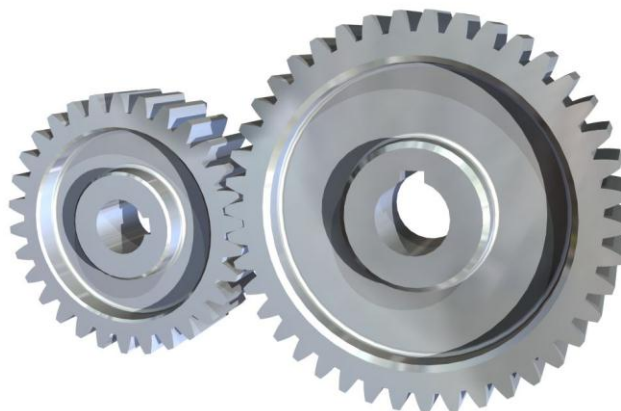
Преносником се у извесним случајевима савлађује и растојање између погонске и радне машине, ако је из неких разлога потребно удаљити радну од погонске машине.

Пренос механичког кретања се може остварити на више начина па самим тим постоји велики број различитих типова преносника, као што су, [15]:

- пнеуматски,
- електрични,
- хидраулични,
- механички и др.

Данас се у пракси најчешће користе механички преносници. Код механичких преносника се механичка енергија преноси преко машинских делова, њиховим међусобним додиривањем. Један од основних типова механичких преносника јесу зупчасти преносници.

Најједноставнији механички преносник је зупчасти преносник. Ови преносници се састоје од једног или више парова спрегнутих зупчаника. Постоји велики број различитих врста зупчаника, али у пракси се највише користе цилиндрични и конични зупчаници (Слика 1.2). Цилиндрични зупчаници се користе за пренос ротационог кретања са једног на друго вратило када су осе вратила паралелне, док се конични зупчаници користе за пренос ротационог кретања када се осе вратила секу под неким углом.



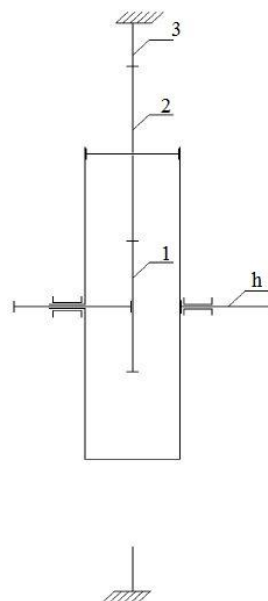
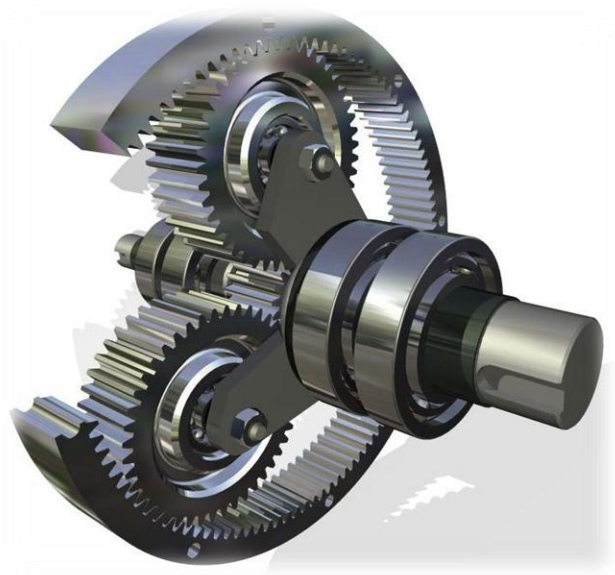
а)



б)

Слика 1.2. Зупчасти парови (а – цилиндрични; б - конични)

Међутим, са самим технолошким развојем настали су и све већи захтеви за повећањем снаге и броја обртаја погонске и радне машине. С обзиром на ограничења (димензија, снага) стандардних зупчастих преносника настале су и тенденције да се обични преносници замене новијим, бољим преносницима са бољим карактеристикама. Из овог разлога се данас све чешће користе планетарни преносници (Слика 1.3). Планетарни преносници су такође зупчасти преносници. Међутим, код планетарних преносника постоји знатно комплексније кретање у односу на обичне зупчасте преноснике.



Слика 1.3. Планетарни преносник A_{hl}^3 (1 – централни зупчаник, 2 – сателит, 3 – централни зупчаник са унутрашњим озубљењем, h – носач сателита), [15]

У наведеном примеру планетарног преносника се, при обртању улазног вратила, обрће и зупчаник (1), а сателити (2) се због спреге са зупчаницима 1 и 3 истовремено обрћу око своје осе и око зупчаника (1). Управо се ротацијом сателита око централног зупчаника преноси кретање на излазно вратило.

Групи планетарних преносника снаге припадају и **циклоредуктори**. Ови преносници су припадници новијих генерација редуктора и разликују се, пре свега, по типу озубљења – циклоредуктори садрже зупчанике са циклоидним озубљењем.

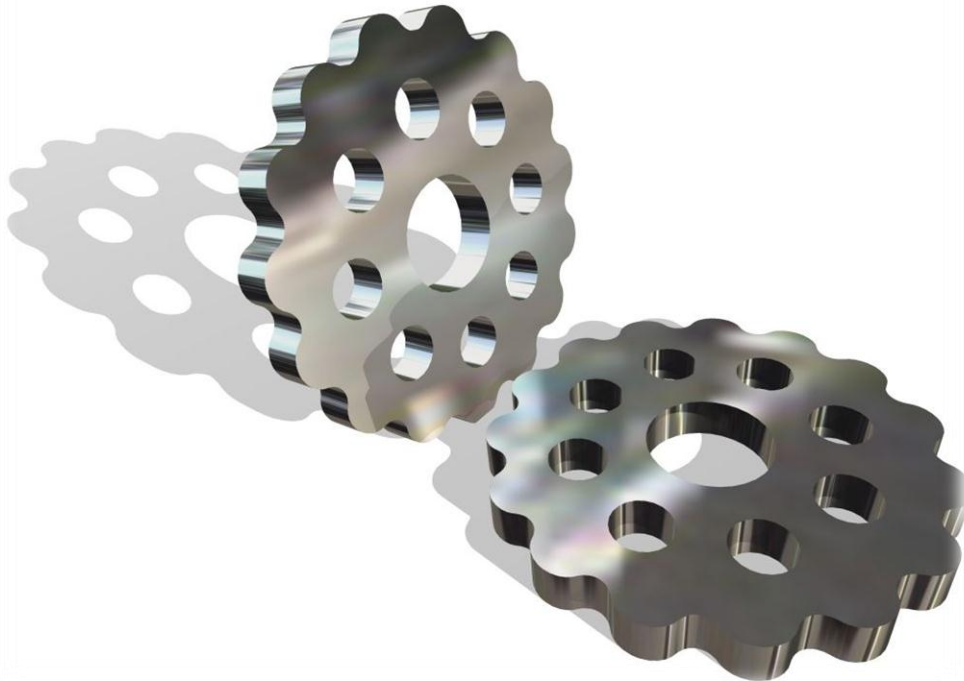
Проналазачем циклоредуктора (Слика 1.4) се сматра немачки инжењер Лоренц Брарен (*Lorenz Konrad Braren*). Он је радио као конструктор у фирми *Deckel* у Минхену. Као инспирација за сасвим нови тип преносника послужио је механизам затварача фотоапарата, [3]



Слика 1.4. Лоренц Брарен, проналазач циклоредуктора, [3]

Лоренц Брарен је 1931. године основао сопствену фирму *Cyclo GmbH* у Минхену и патентирао нови преносник под називом *ЦИКЛОРЕДУКТОР*. Основни елемент овог механизма је био зупчаник са циклоидним озубљењем – циклозупчаник (Слика 1.5).

Зупчаници са циклоидним профилем имају бројне повољне радне карактеристике у кинематском и динамичком погледу. У току спрезања додирују се конкавна и конвексна површина па је контактни притисак и хабање бокова мање. Израда зупчаника са овим типом озубљења је теже, па је дуго времена примена циклозупчаника била ограничена на област прецизне механике (нпр. индустрија сатова). Међутим у новије време је њихова примена све већа, [16].



Слика 1.5. Пар циклозупчаника

Иако припадају новијој генерацији механичких преносника, циклоредуктори су нашли веома широку примену у савременој индустрији. Најчешће области њихове примене су, [3]: у индустрији робота, сателита, код алатних машина, код мосних дизалица, у процесној индустрији, код транспортера, уређаја за испитивање преносника снаге и др.

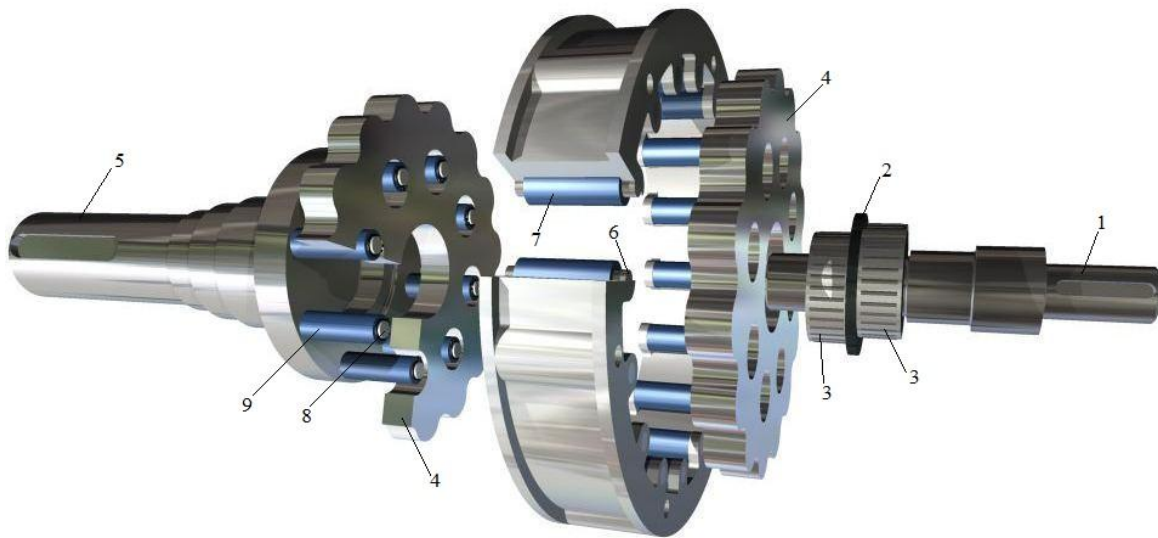
Циклоредуктори су нашли веома широку примену захваљујући низу добрих особина које поседују као што су, [3, 4]: дуг и поуздан радни век, веома широк опсег могућих преносних односа, изузетно поуздан рад у условима динамичких оптерећења, компактна конструкција и велики степен искоришћења. Иако припадају групи ексклузивних преносника снаге, цена циклоредуктора је у рангу са конвенционалним типовима редуктора, што представља још једну, веома важну предност.

Данас постоје фирме којима су циклоредуктори специјалност. Неке од њих су *SUMITOMO DRIVE TECHNOLOGIES*, *SPINEA*, *VARITRON DRIVE TECHNOLOGY*, *DARALI CYCLOIDAL SPEED REDUCERS* и др.

1.1 САСТАВНИ ЕЛЕМЕНТИ И ПРИНЦИП РАДА ЦИКЛОРЕДУКТОРА

Основни елементи циклоредуктора су (Слика 1.6):

1. улазно вратило,
2. ексцентар чаура,
3. игличасти лежаји,
4. циклозупчаници,
5. излазно вратило,
6. осовинице централног зупчаника,
7. ваљци централног зупчаника,
8. осовинице излазног механизма,
9. ваљци излазног механизма.



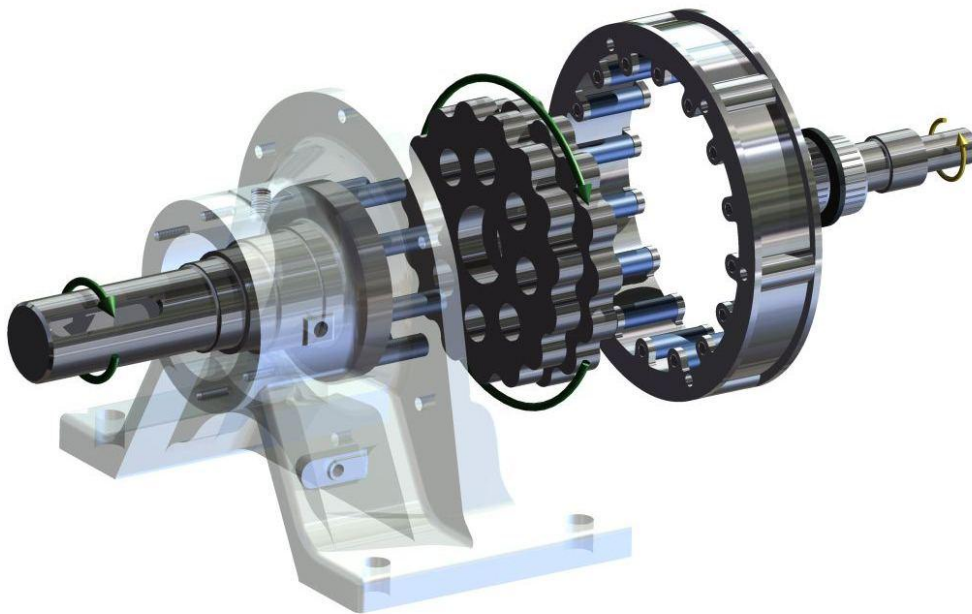
Слика 1.6. Саставни елементи циклоредуктора

Свакако је најкомплекснији и најважнији елемент циклоредуктора циклозупчаник. Овај елемент је веома осетљив на грешке при изради, јер услед тих грешака може доћи до неравномерне расподеле оптерећења на остале елементе циклоредуктора, [3].

У односу на еволвентне зупчанике, однос ширине и пречника код циклозупчаника има много мању вредност, па може доћи до закошења циклозупчаника, што као последицу може имати неравномерну расподелу оптерећења по дужини зупца. Најчешћи узроци ове неравномерности су, [4,12]:

- неостварена саосност отвора циклозупчаника и одговарајућих површина елемената са којима је циклозупчаник у контакту,
- одступања код централног зупчаника и излазног механизма,
- угаона одступања изазвана температурним деформацијама централног зупчаника и излазног механизма,
- утицај центрифугалних сила и др.

Циклоредуктор је веома комплексан механички систем. Принцип рада циклоредуктора је следећи. На улазном вратилу се налази ексцентрична чаура са игличастим лежајима, на коју су монтирани циклозупчаници. Услед обртања улазног вратила долази до сложеног кретања циклозупчаника. Два главна фактора која изазивају сложено кретање циклозупчаника јесу утицај ексцентра и утицај њиховог спрезања са ваљцима централног зупчаника. Циклозупчаници су такође у контакту са ваљцима излазног механизма. Ваљци излазног механизма су обртно улежиштени на осовиницама у излазном вратилу, тако да они преносе ротационо кретање на излазно вратило. Ако је број зубаца циклозупчаника n , број ваљака централног зупчаника је $n+1$. Стога ће излазно вратило извршити једну пуну ротацију за 360° за n обртаја улазног вратила. Резултат спрезања циклозупчаника са ваљцима централног зупчаника јесте ротација циклозупчаника у смеру супротном од смера обртања улазног вратила. Овакво кретање се преноси на излазно вратило (Слика 1.7), [3, 4, 11, 12, 17]



Слика 1.7. Смерови обртања улазног и излазног вратила

1.2 ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ЦИКЛОРЕДУКТОРА

Као што је већ речено, циклоредуктори имају низ повољних радних карактеристика. Захваљујући овом карактеристикама они данас налазе све ширу примену у индустрији. Неке од њих су, [3,4]:

- **ДУГ И ПОУЗАН РАДНИ ВЕК**

Захваљујући избору квалитетних материјала за израду елемената циклоредуктора, адекватној контроли и монтажи, циклоредуктори имају дуг и поуздан радни век. На дуг и поуздан радни век има утицај и то да се код циклоредуктора јавља трење котрљања а не трење клизања.

- **ШИРОК ОПСЕГ ПРЕНОСНИХ ОДНОСА**

Познато је да је преносни однос циклоредуктора једнак броју зубаца циклозупчаника. Управо због тога циклоредуктори имају веома широк опсег могућих преносних односа. За једностепене циклоредукторе преносни однос се креће у опсегу од 1:7 до 1:119, док се код тростепених циклоредуктора горња граница приближава односу 1:1 000 000, [3].

- **КОМПАКТНОСТ КОНСТРУКЦИЈЕ**

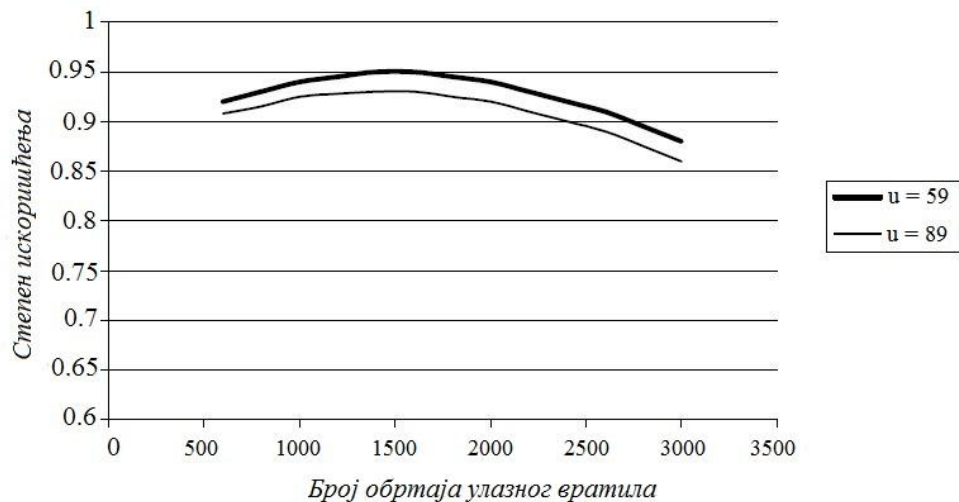
С обзиром да се код свих типова циклоредуктора остварује саосност улазног и излазног вратила и да се у циклоредукторима не јављају аксијалне силе, циклоредуктори имају веома компактну конструкцију. Управо из овог разлога су нашли примену и када постоје велика габаритна ограничења.

- **ВЕЛИКИ СТЕПЕН ИСКОРИШЋЕЊА**

Треће клизања у циклоредуктору је готово потпуно замењено трећем котрљања. Из тог разлога циклоредуктори имају могућност остварења веома високих степена искоришћења, и то, [3, 4]:

- Једностепени циклоредуктори до 95%,
- Двостепени циклоредуктори до 85%.

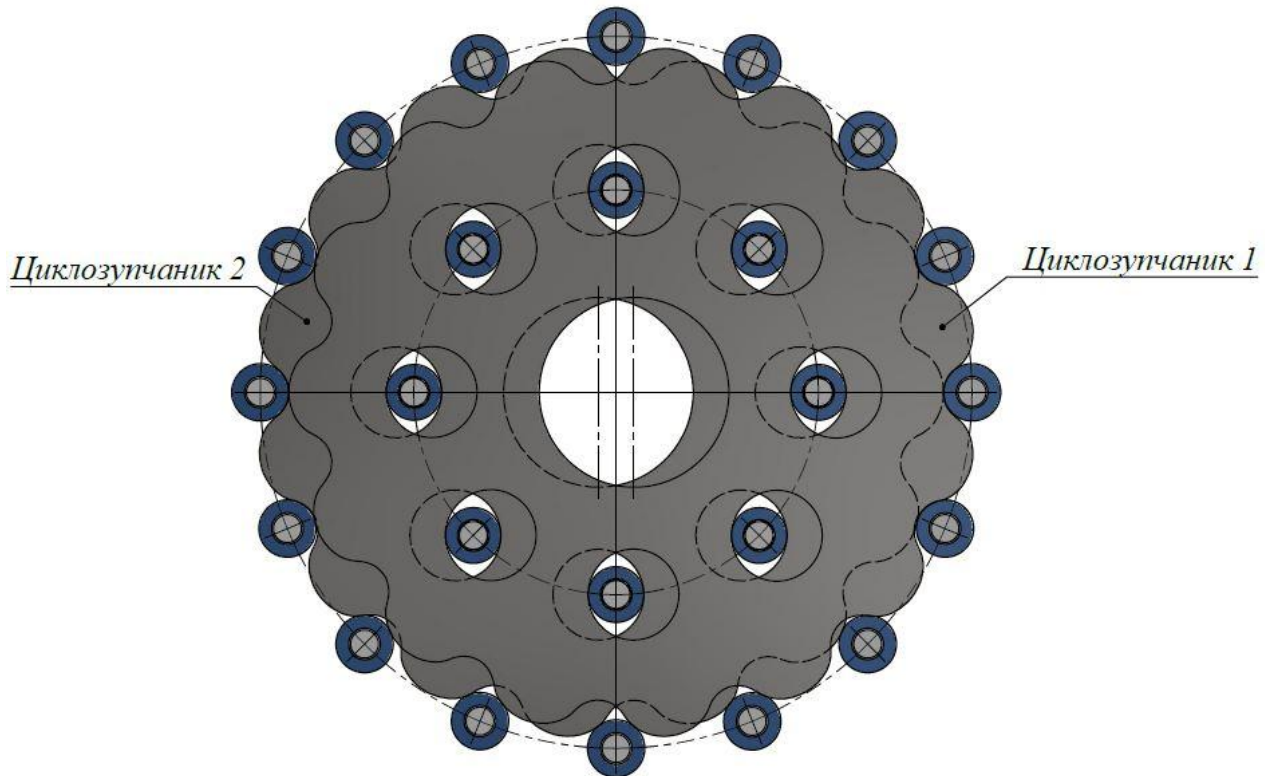
При већим преносним односима, циклоредуктор има мање вредности степена искоришћења. Карактер промене степена искоришћења у зависности од броја обртаја улазног вратила и величине преносног односа циклоредуктора приказан је на слици 1.8.



Слика 1.8. Зависност степена искоришћења циклоредуктора од броја обртаја улазног вратила и преносног односа, [3, 4]

- **МОГУЋНОСТ ПОУЗДАНОГ РАДА У УСЛОВИМА ДИНАМИЧКИХ ОПТЕРЕЋЕЊА**

У циклоредукторима се најчешће користи систем са два циклозупчаника који су међусобно заокренути за 180° (Слика 1.9). Захваљујући оваквом положају неутралишу се центрифугалне силе које потичу од циклозупчаника, па је циклоредуктор веома погодан за рад са честим покретањима и заустављањима као и променом смера обртања. Циклоредуктор је веома отпоран и на краткотрајна преоптерећења из разлога што је већински део ваљака централног зупчаника у сваком тренутку у спрези са зупцима циклозупчаника.



Слика 1.9. Међусобни положај два циклозупчаника у почетном тренутку

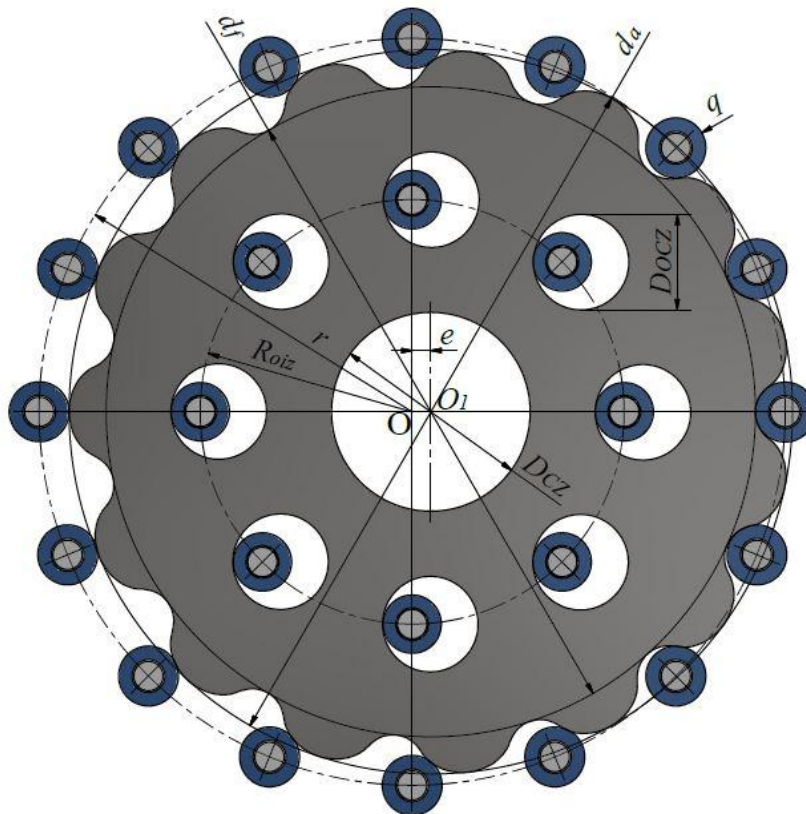
1.3. ГЕОМЕТРИЈА ЦИКЛОРЕДУКТОРА И ПОСТУПАК ПРОРАЧУНА ГЕОМЕТРИЈСКИХ ВЕЛИЧИНА ЦИКЛОЗУПЧАНИКА

Циклоредуктори имају врло специфичну геометрију, пре свега због комплексности облика самог циклозупчаника а затим и због ексцентрицитета. Због тога ће у овом поглављу бити укратко објашњене поједине битне величине и поступак њиховог прорачуна.

Најбитнији и најкомплекснији елемент циклоредуктора је циклозупчаник. Профил циклозупчаника се добија коришћењем једначине еквидистанте скраћене епитрохоиде (погледати табелу 1.1). Трохоида је крива линија из фамилије циклоида коју описује тачка везана за котрљајућу кружницу на удаљености e од центра поменуте кружнице, при

њеном котрљању без клизања по обиму основне кружнице. У зависности од тога да ли се котрљајућа кружница котрља са спољашње или унутрашње стране основне кружнице, разликују се епитрохоида и хипотрохоида. Ако је растојање e веће од полупречника котрљајуће кружнице Ra , трохоида је продужена, а у супротном трохоида је скраћена, [1,3].

На слици 1.10 приказана је шема са свим битним геометријским величинама, које се користе при конструкцији циклоредуктора. Иако је често просторно ограничење, треба напоменути да се у овом случају не посматрају габаритне димензије, које су свакако веома битне при избору сваког редуктора, већ само димензије које су потребне за генерисање еквидистанте скраћене епитрохоиде – профила циклозупчаника и одређивање међусобних положаја циклозупчаника и одговарајућих елемената.



Слика 1.10. Геометријске величине

На претходној слици се уочавају тачке O (Тачка која се налази на централној оси циклоредуктора) и O_1 (Центар циклозупчаника). Ове две тачке су међусобно удаљене за величину ексцентрицитета e .

Као и у случају еволвентних зупчаника, и код циклозупчаника се врши кориговање профила. Кориговање профила се врши јер се на тај начин добија равномернија расподела оптерећења на зупцима циклозупчаника, и врши се увођењем коефицијента кориговања ξ , [3]. Прорачун величина са слике 1.10 приказан је у табели 1.1.

Табела 1.1. Прорачун геометријских и кинематских параметара циклозупчаника, [3]

Назив величине	Израз
Преносни однос једноступеног циклоредуктора u_{CR}	Усвојити према конкретном задатку
Полупречник подеоног круга централног зупчаника r	Усвојити према габаритним ограничењима
Коефицијент кориговања ξ	$\xi = 0.15 \div 0.50$
Полупречник покретне кружнице r_2	$r_2 = r \cdot (1 - \xi)$
Број зубаца циклозупчаника z_1	$z_1 = u_{CR} $
Број ваљака централног зупчаника z_2	$z_2 = z_1 + 1$
Величина ексцентрицитета e	$e = \frac{r_2}{z_2}$
Полупречник непокретне кружнице r_1	$r_1 = r_2 \cdot \frac{z_1}{z_2}$
Полупречник ваљка централног зупчаника q	$q = 0.08 \cdot r$
Полупречник теменог круга циклозупчаника d_a	$d_a = 2 \cdot r + 2 \cdot e - 2 \cdot q$
Полупречник подножног круга циклозупчаника d_f	$d_f = 2 \cdot r - 2 \cdot e - 2 \cdot q$
Полупречник котрљајуће кружнице R_a	$R_a = \frac{r}{u_{CR} + 1}$
Полупречник основне кружнице R_b	$R_b = r - R_a$
Помоћни угао Φ	$\Phi = \arctg \left(\frac{\sin \beta}{\frac{R_a}{e} + \cos \beta} \right)$
Угао међусобног положаја почетне и тренутне тачке додира основне и котрљајуће кружнице у односу на центар основне кружнице α	$\alpha = \frac{R_a}{R_b} \cdot \beta$
Једначина скраћене епитрохоиде	$\begin{aligned} x &= (R_b + R_a) \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos(\alpha + \beta) \\ y &= (R_b + R_a) \cdot \sin \alpha + e \cdot \sin(\alpha + \beta) \end{aligned}$
Једначина еквилистанте скраћене епитрохоиде	$\begin{aligned} x &= (R_b + R_a) \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos(\alpha + \beta) - q \cdot \cos(\alpha + \Phi) \\ y &= (R_b + R_a) \cdot \sin \alpha + e \cdot \sin(\alpha + \beta) - q \cdot \sin(\alpha + \Phi) \end{aligned}$
Полупречник подеоног круга излазног механизма R_{Oiz}	$R_{Oiz} = \frac{D_{cz}}{2} + \frac{d_f - D_{cz}}{4}$
Пречник отвора у циклозупчанику D_{ocz}	$D_{ocz} = D_{vk} + 2 \cdot e;$ D_{vk} – Пречник ваљка излазног механизма

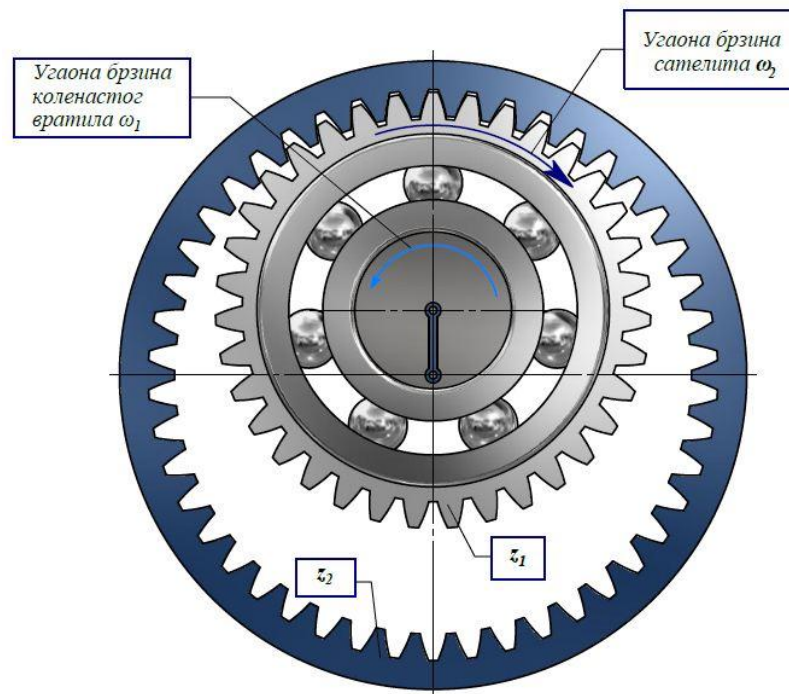
2. КИНЕМАТИЧКЕ И ДИНАМИЧКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ЦИКЛОРЕДУКТОРА

У овом поглављу ће принцип рада једноступеног циклоредуктора бити представљен са кинематског и динамичког аспекта. Биће речи о угаоним брзинама елемената циклоредуктора изведених на основу планетарног преносника сличне концепције. Такође, у овом поглављу ће бити описана оптерећења која делују на циклозупчаник током рада циклоредуктора.

2.1 КИНЕМАТИКА ЦИКЛОРЕДУКТОРА

У претходним поглављима поменуто је да циклоредуктор спада у групу планетарних преносника. Посматрано са кинематског аспекта може се рећи да овај тип преносника комбинује два механизма у један (Слика 2.1), [11]:

- Механизам у којем сателит ротира унутар непомичног зупчаника, при чему се он налази на коленастом вратилу. Код циклоредуктора сателит је циклозупчаник, док се непомичним зупчаником сматра склоп централног зупчаника, који садржи ваљке и осовинице.
- Механизам у коме је присутна константна унутрашња спрега.



Слика 2.1. Унутрашња спрега два зупчаника

Однос између угаоне брзине циклозупчаника и угаоне брзине улазног вратила се може математички приказати као, [15]:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{z_2}{z_1} = - \frac{z_2 - z_1}{z_1} \quad (2.1)$$

где су:

ω_1 – угаона брзина улазног вратила,

ω_2 – угаона брзина обртања циклозупчаника око своје осе,

z_1 – број зубаца циклозупчаника,

z_2 – број ваљака централног зупчаника.

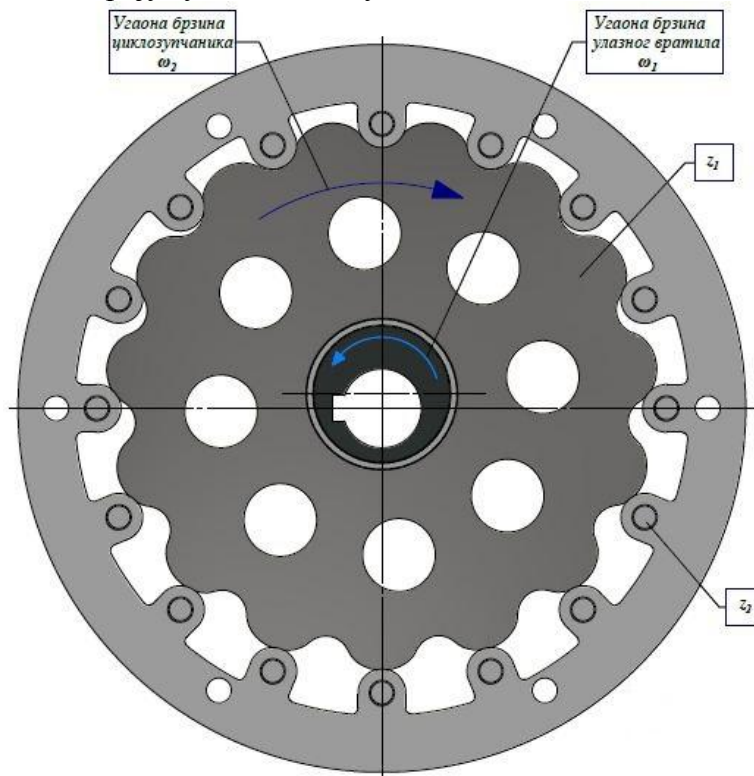
Како је број ваљака централног зупчаника већи од броја зубаца циклозупчаника за 1, биће:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = - \frac{1}{z_1} \quad (2.2)$$

На основу једначина (2.1) и (2.2), закључује се да ако улазно вратило са ексцентар чауром ротира угаоном брзином ω_1 око своје осе, која је истовремено централна оса тј. поклапа се са осом централног зупчаника, угаона брзина циклозупчаника се математички може представити као:

$$\omega_2 = - \frac{\omega_1}{z_1}, \quad (2.3)$$

У изразу (2.3) се уочава знак (-), који говори о томе да се циклозупчаник услед свог комплексног кретања обрће око своје осе у супротном смеру у односу на улазно вратило (Слика 2.2). Угаона брзина којом циклозупчаници ротирају око своје осе, једнака је угаоној брзини излазног вратила, и закључује се да је укупни преносни однос циклоредуктора једнак броју зубаца циклозупчаника.



Слика 2.2. Смер обртања ексцентар чауре и циклозупчаника

На слици 2.2 уочава се да се циклозупчаник може сматрати планетом а ваљци централног зупчаника непокретним централним зупчаником. Циклозупчаник се обрће и око централне осе и око своје осе.

2.2. ДИНАМИКА ЦИКЛОРЕДУКТОРА

Са кинематског и динамичког аспекта, циклоредуктор је веома комплексан преносник. С обзиром на чињеницу да је најкомплекснији и најбитнији елемент циклоредуктора циклозупчаник, посебна пажња ће бити посвећена управо оптерећењима која делују на овај елемент. Током рада циклоредуктора, циклозупчаник се налази у контакту са ваљцима централног зупчаника и ваљцима излазног механизма, али се налази и на игличастом лежају, који је монтиран на ексцентар чауру, захваљујући чему на њега има утицај и сам ексцентар.

Ако се зна да се између погонске машине (електромотора) и циклоредуктора налази спојница са одређеним степеном искоришћења, обртни момент на улазном вратилу биће:

$$T_{ul} = T_{EM} \cdot \eta_s \quad (2.4)$$

где су:

T_{EM} – обртни момент електромотора,

η_s – степен искоришћења спојнице.

Улазно вратило преко ексцентар чауре и игличастих лежаја погони циклозупчанике, при чему у лежајима могу настати одређени губици снаге. Међутим, ако се ови губици занемаре, добија се израз за погонски обртни момент једног зупчаника T_1 , [3]:

$$T_1 = \frac{T_{ul}}{2} \quad (2.5)$$

Обртни момент на излазном вратилу T_{iz} се израчунава према изразу:

$$T_{iz} = T_{ul} \cdot \eta_{CR} \cdot u_{CR} \quad (2.6)$$

где су:

η_{CR} – степен искоришћења циклоредуктора

u_{CR} – преносни однос циклоредуктора.

Излазни обртни момент на једном циклозупчанику T_3 биће, [3]:

$$T_3 = 0.55 \cdot T_{iz} \quad (2.7)$$

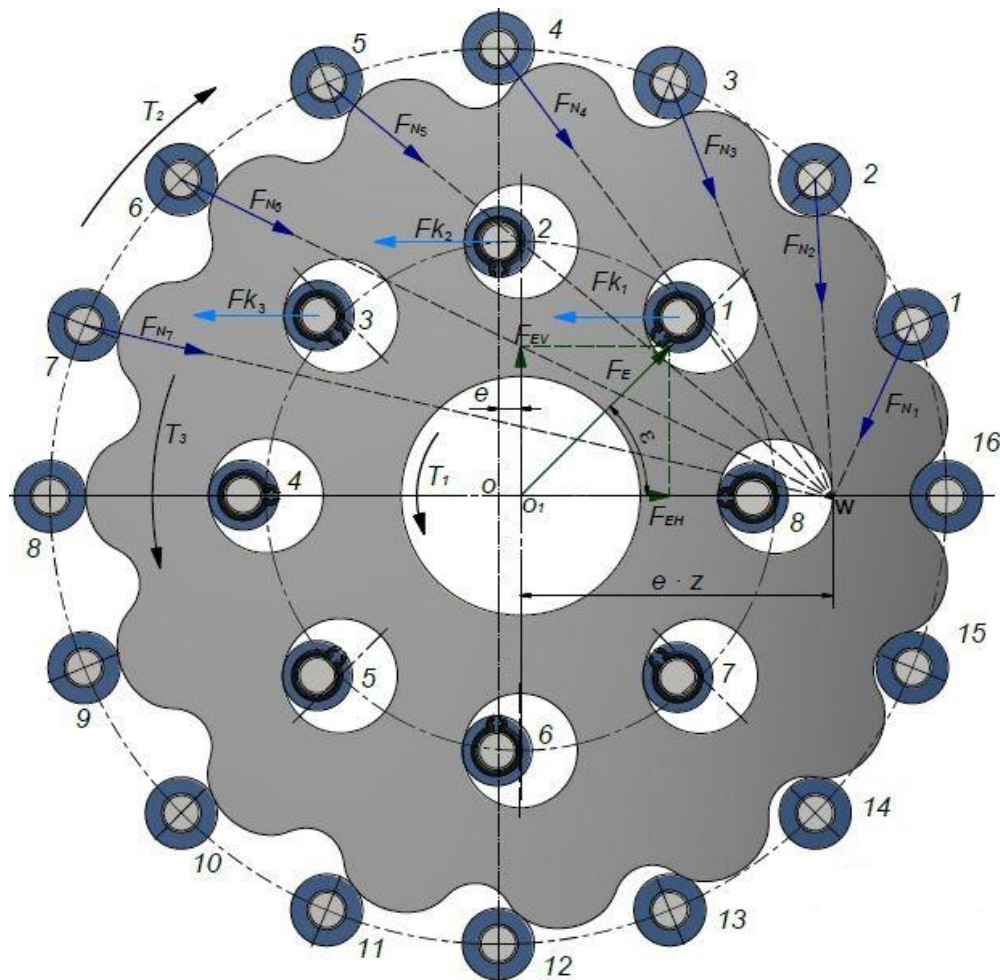
На основу слике 2.3 може се закључити да једначина равнотеже обртних момената гласи:

$$T_1 - T_2 + T_3 = 0 \quad (2.8)$$

где су:

- T_1 – погонски обртни момент једног од циклозупчаника,
- T_2 – обртни момент на централном зупчанику при дејству једног циклозупчаника,
- T_3 – излазни обртни момент на једном циклозупчанику.

На слици 2.3 приказан је један од циклозупчаника у току спреге са ваљцима централног зупчаника и ваљцима излазног механизма.

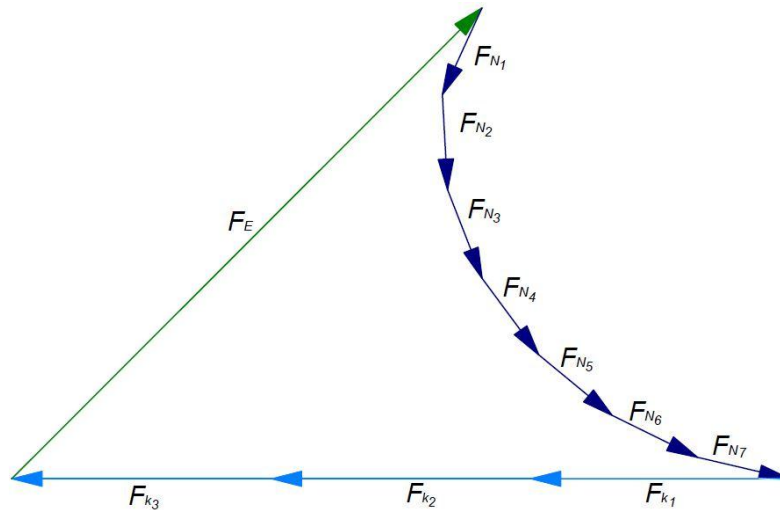


Слика 2.3. Оптерећење које делује на циклозупчаник

Са слике 2.3 се може закључити да је циклозупчаник подвргнут дејству три врсте сила, [1, 2, 3]:

- F_E – сила ексцентри која на циклозупчанику ствара обртни момент услед ексцентричног обртања,
- F_N – нормална сила која се јавља у тренутној тачки додира циклозупчаника и ваљка централног зупчаника,
- F_k – излазна сила која се јавља у тренутној тачки додира ваљка излазног механизма и одговарајућег отвора у циклозупчанику.

На слици 2.4 приказан је полигон сила које дејствују на циклозупчаник у тренутку приказаном на слици 2.3.



Слика 2.4. Полигон сила

У сваком тренутку, у теоријском случају, максимални број зубаца циклозупчаника који учествује у спрези са ваљцима централног зупчаника тј. процесу преноса оптерећења, јесте половина укупног броја зубаца, па оптерећење које се преноси никада није равномерно распоређено на једном циклозупчанику. Међутим, коришћењем два циклозупчаника, међусобно заокренута за угао од 180° , оптерећење се равномерно распоређује на оба циклозупчаника. На овај начин се такође врши уравнотежавање центрифугалних сила. Може се уочити да правци свих нормалних сила пролазе кроз тренутни пол обртања W . Овај пол се налази на растојању $e \cdot z$ од тачке O_1 која представља центар циклозупчаника.

3. ПРОРАЧУН И КОНСТРУКЦИЈА ЈЕДНОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОРЕДУКТОРА

У овом поглављу је приказан комплетан поступак прорачуна геометријских и кинематских параметара једног конкретног једноступеног циклоредуктора. Прорачун је урађен на основу препорука из литературе, [1,2,3]. Потом је у софтверима *Autodesk Inventor* и *Solidworks* извршено моделирање овог циклоредуктора који ће у даљим проучавањима користити као физички модел. Такође је у овом поглављу приказан и 3D модел овог једноступеног циклоредуктора.

3.1. ПОЛАЗНИ ПОДАЦИ

- Улазна снага – снага електромотора P_{EM}
 $P_{EM} = 7.78, \text{ kW}$
- Улазни број обртаја – број обртаја електромотора n_{EM}
 $n_{EM} = n_{UL} = 1450, \text{ min}^{-1}$
- Преносни однос циклоредуктора u_{CR}
 $u_{CR} = 15$
- Степен искоришћења циклоредуктора η_{CR}
 $\eta_{CR} = 0.95$
- Степен искоришћења улазне и излазне спојнице η_S
 $\eta_S = 1$
- Полупречник подеоног круга централног зупчаника r
 $r = 90, \text{ mm}$

3.2. ПРОРАЧУН ВРЕДНОСТИ СНАГА, БРОЈЕВА ОБРТАЈА И ОБРТНИХ МОМЕНАТА НА ПОЈЕДИНИМ ЕЛЕМЕНТИМА ЦИКЛОРЕДУКТОРА

- Снага на улазном вратилу циклоредуктора P_{UL}
 $P_{UL} = P_{EM} \cdot \eta_S = 7.78 \cdot 1 = 7.78, \text{ kW}$
- Угаона брзина улазног вратила циклоредуктора - угаона брзина електромотора ω_{EM}
$$\omega_{EM} = \frac{\pi \cdot n_{EM}}{30} = \frac{\pi \cdot 1450}{30} = 151.843, \text{ s}^{-1}$$
- Обртни момент електромотора T_{EM}
$$T_{EM} = \frac{P_{EM}}{\omega_{EM}} = \frac{7.78 \cdot 10^3}{151.843} = 51.237, \text{ Nm} \quad T_{EM} = T_{UL} = 51.237, \text{ Nm}$$

- Број обртаја излазног вратила циклоредуктора n_{IZ}

$$n_{IZ} = \frac{n_{UL}}{u_{CR}} = \frac{1450}{15} = 96.7, \text{ min}^{-1}$$

- Угаона брзина излазног вратила циклоредуктора ω_{IZ}

$$\omega_{IZ} = \frac{\pi \cdot n_{IZ}}{30} = \frac{\pi \cdot 96.7}{30} = 10.126, \text{ s}^{-1}$$

- Снага на излажном вратилу циклоредуктора P_{IZ}

$$P_{IZ} = P_{EM} \cdot \eta_{CR} = 7.78 \cdot 0.95 = 7.391, \text{ Kw}$$

- Обртни момент на излажном вратилу циклоредуктора T_{IZ}

$$T_{IZ} = T_{UL} \cdot \eta_{CR} \cdot u_{CR} = 51.237 \cdot 0.95 \cdot 15 = 730.127, \text{ Nm}$$

$$T_{IZ} = 731, \text{ Nm} - \text{Вредност из каталога, [14]}$$

- Излазни обртни момент на једном од циклозупчаника T_3

$$T_3 = 0.55 \cdot T_{IZ} = 0.55 \cdot 731 = 402.05, \text{ Nm}$$

3.3. ПРОРАЧУН ПРЕЧНИКА УЛАЗНОГ ВРАТИЛА ЦИКЛОРЕДУКТОРА

- Материјал за израду улазног вратила циклоредуктора

Усвојен је челик $\check{C}1530$ са следећим механичким карактеристикама, [18]:

- Затезна чврстоћа $R_m = 720, \text{ MPa}$
- Граница течења $R_e = 430, \text{ MPa}$
- Трајна динамичка чврстоћа при наизменично променљивом оптерећењу на увијање $\tau_{DU(0)} = 270, \text{ MPa}$

- Фактор K , [16]

$$K = 2.2 \div 2.6, \text{ усваја се фактор } K = 2.4$$

- Степен сигурности S , [16]

$$S = 1.5 \div 2.5, \text{ усваја се степен сигурности } S = 2$$

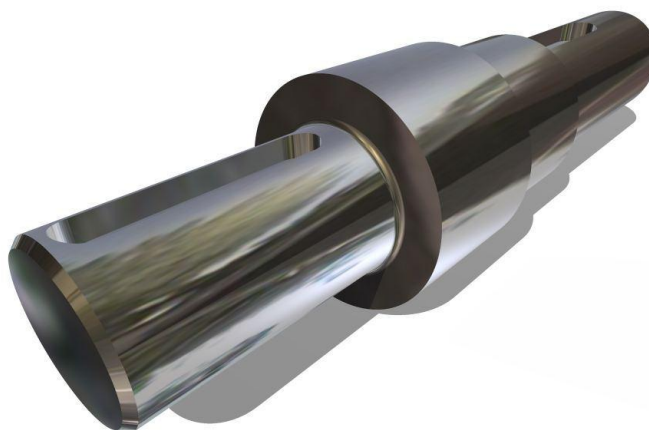
- Дозвољени напон на увијање τ_{doz}

$$\tau_{doz} = \frac{\tau_{DU(0)}}{K \cdot S} = \frac{270}{2.4 \cdot 2} = 56.25, \text{ MPa}$$

- Прорачунски пречник улазног вратила циклоредуктора d_{U11}

$$d_{U11} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot T_{EM}}{\tau_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 51.237 \cdot 1000}{56.25}} = 16.57, \text{ mm}$$

- Димензије жљеба за клин (JUS M.C2.060), [16]
 $b = 5, \text{ mm}; h = 5, \text{ mm}; t = 2.9, \text{ mm}$
- Пречник улазног вратила циклоредуктора d_{ul}
 $d_{ul} = d_{ul1} + t = 16.57 + 2.9 = 19.47, \text{ mm}$
- Минимални стандардни пречник улазног вратила циклоредуктора $d_{ulstmin}$, [16]
 $d_{ulstmin} = 22, \text{ mm}$
- Димензије жљеба за клин за усвојени стандардни пречник вратила, [16]
 $b = 6, \text{ mm}; h = 6, \text{ mm}; t = 3.5, \text{ mm}$
- Пречник вратила на месту споја са ексцентар чауром d_{ulst}
Усвојен је стандардни пречник, [16]: $d_{ulst} = 25 \text{ mm}$.



Слика 3.1. Улазно вратило циклоредуктора

3.4. ПРОРАЧУН ПРЕЧНИКА ИЗЛАЗНОГ ВРАТИЛА ЦИКЛОРЕДУКТОРА

- Материјал за израду излазног вратила циклоредуктора
Усвојен је челик $\check{C}1530$ са следећим механичким карактеристикама, [18]:
 - Затезна чврстоћа $R_m = 720, \text{ MPa}$
 - Граница течења $R_e = 370, \text{ MPa}$
 - Трајна динамичка чврстоћа при наизменично променљивом оптерећењу на увијање $\tau_{DU(0)} = 270, \text{ MPa}$
- Фактор K , [16]
 $K = 2.2 \div 2.6$, усваја се фактор $K = 2.4$
- Степен сигурности S , [16]
 $S = 1.5 \div 2.5$, усваја се степен сигурности $S = 2$

- Дозвољени напон на увијање τ_{doz}

$$\tau_{doz} = \frac{\tau_{DU(0)}}{K \cdot S} = \frac{270}{2.4 \cdot 2} = 56.25, \text{ MPa}$$

- Прорачунски пречник излазног вратила циклоредуктора d_{iz1}

$$d_{iz1} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot T_{IZ}}{\tau_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 731 \cdot 1000}{56.25}} = 40.2, \text{ mm}$$

- Димензије жљеба за клин (JUS M.C2.060), [16]

$$b = 12, \text{ mm}; h = 8, \text{ mm}; t = 4.9, \text{ mm}$$

- Пречник излазног вратила циклоредуктора d_{iz}

$$d_{iz} = d_{iz1} + t = 40.2 + 4.9 = 45.1, \text{ mm}$$

- Стандардни пречник излазног вратила циклоредуктора d_{izst} , [16]

$$d_{izst} = 50, \text{ mm}$$

- Димензије жљеба за клин за усвојени стандардни пречник вратила, [16]:

$$b = 14, \text{ mm}; h = 9, \text{ mm}; t = 5.5, \text{ mm}$$



Слика 3.2. Излазно вратило циклоредуктора

3.5. ПРОРАЧУН ПАРАМЕТАРА ПОТРЕБНИХ ЗА ДЕФИНИСАЊЕ ПРОФИЛА ЦИКЛОЗУПЧАНИКА

Прорачун параметара потребних за дефинисање профила циклозупчаника урађен је на основу јадначина из табеле 1.1.

- Коефицијент кориговања ξ , [3]
 $\xi = 0.20$
- Полупречник покретне кружнице r_2
 $r_2 = r \cdot (1 - \xi) = 90 \cdot (1 - 0.20) = 72, \text{ mm}$
- Стварна вредност коефицијента кориговања ξ
 $\xi = 1 - \frac{r_2}{r} = 1 - \frac{72}{90} = 0.20$
- Број зубаца циклозупчаника z_1
 $z_1 = |u_{CR}| = 15$
- Број ваљака централног зупчаника z_2
 $z_2 = z_1 + 1 = 15 + 1 = 16$
- Величина ексцентрицитета e
 $e = \frac{r_2}{z_2} = \frac{72}{16} = 4.5, \text{ mm}$
- Полупречник непокретне кружнице r_1
 $r_1 = r_2 \cdot \frac{z_1}{z_2} = 72 \cdot \frac{15}{16} = 67.5, \text{ mm}$
- Полупречник ваљка централног зупчаника q
 $q = 0.08 \cdot r = 0.08 \cdot 90 = 7.2, \text{ mm}$
- Пречник теменог круга циклозупчаника d_a
 $d_a = 2 \cdot r + 2 \cdot e - 2 \cdot q = 2 \cdot 90 + 2 \cdot 4.5 - 2 \cdot 7.2 = 174.6, \text{ mm}$
- Пречник подножног круга циклозупчаника d_f
 $d_f = 2 \cdot r - 2 \cdot e - 2 \cdot q = 2 \cdot 90 - 2 \cdot 4.5 - 2 \cdot 7.2 = 156.6, \text{ mm}$
- Полупречник котрљајуће кружнице R_a
 $R_a = \frac{r}{u_{CR} + 1} = \frac{90}{15 + 1} = 5.625, \text{ mm}$
- Полупречник основне кружнице R_b
 $R_b = r - R_a = 90 - 5.625 = 84.375, \text{ mm}$

- Помоћни угао Φ

$$\Phi = \arctg \left(\frac{\sin \beta}{\frac{R_a}{e} + \cos \beta} \right)$$

- Угао међусобног положаја почетне и тренутне тачке додира основне и котрљајуће кружнице у односу на центар основне кружнице α

$$\alpha = \frac{R_a}{R_b} \cdot \beta$$

- Једначине скраћене епитрохоиде – профил путање алата

$$x = (R_b + R_a) \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

$$y = (R_b + R_a) \cdot \sin \alpha + e \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

- Једначине еквидистанте скраћене епитрохоиде – профил циклозупчаника

$$x = (R_b + R_a) \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos(\alpha + \beta) - q \cdot \cos(\alpha + \Phi)$$

$$y = (R_b + R_a) \cdot \sin \alpha + e \cdot \sin(\alpha + \beta) - q \cdot \sin(\alpha + \Phi) \quad (3.1)$$

Прорачун помоћног угла Φ , угла α и координата x и y једначина скраћене епитрохоиде и еквидистанте скраћене епитрохоиде је урађен софтверским путем. Вредности ових величина за одговарајуће вредности угла β приказане су у табели 3.1.

Табела 3.1. Вредности углова Φ , α и координата x и y

β °	Φ °	α °	Једначина скраћене епитрохоиде		Једначина еквидистанте скраћене епитрохоиде	
			x	y	x	y
0	0	0	94.5	0	87.3	0
5	2.22179	0.333	94.479	0.941693	87.2862	0.620773
10	4.44254	0.667	94.4162	1.87975	87.2448	1.23868
15	6.66117	1	94.312	2.81056	87.1763	1.85088
20	8.87659	1.333	94.1674	3.73059	87.0814	2.45459
25	11.0877	1.667	93.9835	4.63637	86.9611	3.04712
30	13.2932	2	93.7617	5.5246	86.8165	3.62589
35	15.4918	2.333	93.5038	6.39208	86.6493	4.18847
40	17.6822	2.667	93.2119	7.23582	86.4611	4.73258
45	19.8627	3	92.8883	8.05302	86.2538	5.25615
50	22.0316	3.333	92.5356	8.84113	86.0295	5.75732
55	24.187	3.667	92.1567	9.59782	85.7905	6.23446
60	26.3266	4	91.7544	10.3211	85.5392	6.68619
65	28.448	4.333	91.332	11.0091	85.2782	7.11141
70	30.548	4.667	90.8928	11.6604	85.0099	7.50929
75	32.6234	5	90.4402	12.274	84.737	7.8793

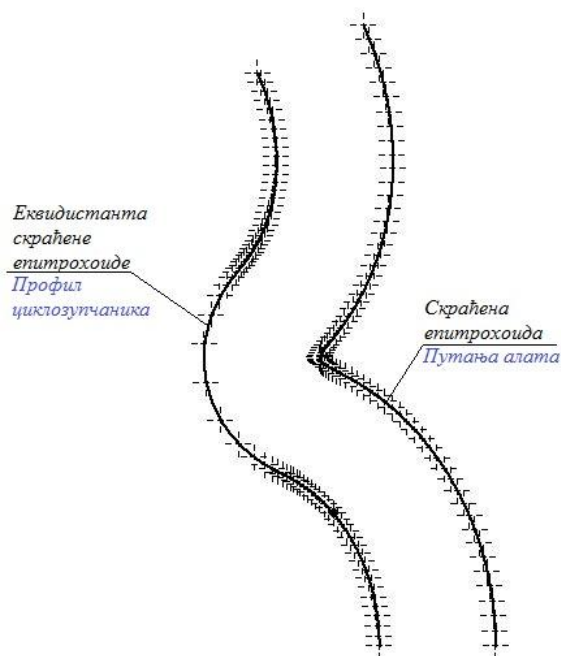
Табела 3.1. Наставак

β °	Φ °	α °	Једначина скраћене епитрохоиде		Једначина еквидистанте скраћене епитрохоиде	
			x	y	x	y
80	34.6699	5.333	89.9779	12.8489	84.462	8.22123
85	36.6828	5.667	89.5093	13.3847	84.1875	8.53517
90	38.656	6	89.0382	13.8813	83.9158	8.82153
95	40.5824	6.333	88.5681	14.3388	83.6491	9.08105
100	42.4531	6.667	88.1026	14.7578	83.3894	9.31479
105	44.2569	7	87.6452	15.1391	83.1383	9.52418
110	45.9797	7.333	87.1994	15.484	82.8968	9.71096
115	47.6033	7.667	86.7684	15.7938	82.6655	9.87727
120	49.1038	8	86.3555	16.0704	82.4439	10.0257
125	50.4492	8.333	85.9635	16.316	82.2306	10.1592
130	51.5963	8.667	85.5951	16.5327	82.0226	10.2816
135	52.4843	9	85.253	16.7232	81.8145	10.3974
140	53.026	9.333	84.9394	16.8904	81.5979	10.5128
145	53.0927	9.667	84.6563	17.0372	81.3594	10.6364
150	52.4873	10	84.4054	17.1667	81.0781	10.7817
155	50.8973	10.333	84.1881	17.2824	80.7215	10.9719
160	47.8114	10.667	84.0054	17.3877	80.2399	11.2509
165	42.3833	11	83.8582	17.4861	79.5627	11.7078
170	33.2929	11.333	83.7469	17.5812	78.6218	12.5241
175	19.066	11.667	83.6715	17.6765	77.4822	13.9977
180	0.135836	12	83.6318	17.7758	76.5926	16.2624
185	-18.8347	12.333	83.6272	17.8824	76.4735	18.6975
190	-33.1367	12.667	83.6568	18	76.9113	20.5175
195	-42.2879	13	83.7195	18.1319	77.4395	21.6536
200	-47.7558	13.333	83.8135	18.2814	77.8738	22.3509
205	-50.8668	13.667	83.9372	18.4516	78.2016	22.804
210	-52.4732	14	84.0883	18.6454	78.4508	23.1241
215	-53.0896	14.333	84.2645	18.8654	78.6492	23.372
220	-53.0305	14.667	84.4631	19.1143	78.8172	23.5823
225	-52.4942	15	84.6814	19.3941	78.9683	23.7759
230	-51.6103	15.333	84.9162	19.7068	79.1113	23.9663
235	-50.4663	15.667	85.1644	20.0542	79.2516	24.1626
240	-49.1232	16	85.4225	20.4374	79.3921	24.3711
245	-47.6246	16.333	85.6872	20.8576	79.5342	24.5965
250	-46.0025	16.667	85.9549	21.3154	79.6778	24.8423
255	-44.2809	17	86.2219	21.8112	79.8225	25.1108
260	-42.4781	17.333	86.4847	22.3451	79.9668	25.4039
265	-40.6083	17.667	86.7397	22.9167	80.109	25.7227
270	-38.6825	18	86.9833	23.5254	80.2471	26.0679

Табела 3.1. Наставак

β °	Φ °	α °	Једначина скраћене епитрохоиде		Једначина еквидистанте скраћене епитрохоиде	
			x	y	x	y
275	-36.7099	18.333	87.2119	24.1702	80.3789	26.4396
280	-34.6975	18.667	87.4223	24.8498	80.5022	26.8377
285	-32.6514	19	87.6111	25.5626	80.6145	27.2616
290	-30.5764	19.333	87.7754	26.3068	80.7135	27.7103
295	-28.4766	19.667	87.912	27.0801	80.797	28.1826
300	-26.3556	20	88.0185	27.8801	80.8627	28.6769
305	-24.2162	20.333	88.0923	28.7041	80.9088	29.1916
310	-22.061	20.667	88.1312	29.5492	80.9334	29.7244
315	-19.8922	21	88.1334	30.4124	80.9347	30.2733
320	-17.7119	21.333	88.0971	31.2904	80.9115	30.8357
325	-15.5216	21.667	88.0212	32.1798	80.8625	31.4092
330	-13.3231	22	87.9045	33.0771	80.7868	31.9911
335	-11.1177	22.333	87.7464	33.9787	80.6838	32.5786
340	-8.90666	22.667	87.5466	34.881	80.5531	33.1688
345	-6.69129	23	87.3051	35.7804	80.3947	33.7589
350	-4.47269	23.333	87.0222	36.6732	80.2086	34.3461
355	-2.25197	23.667	86.6986	37.5559	79.9954	34.9275
360	-0.0301858	24	86.3352	38.4249	79.7559	35.5004

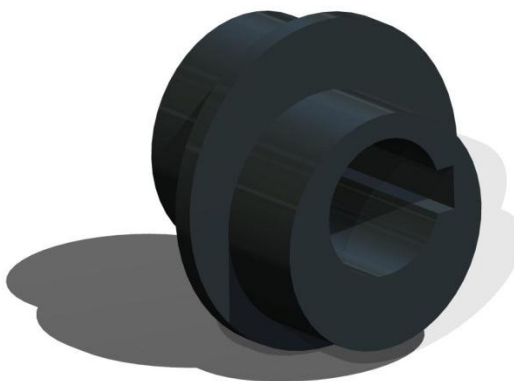
На основу координата из претходне табеле добијена је еквидистанта скраћене епитрохоиде (Слика 3.3.).



Слика 3.3. Скраћена епитрохоида и еквидистанта скраћене епитрохоиде

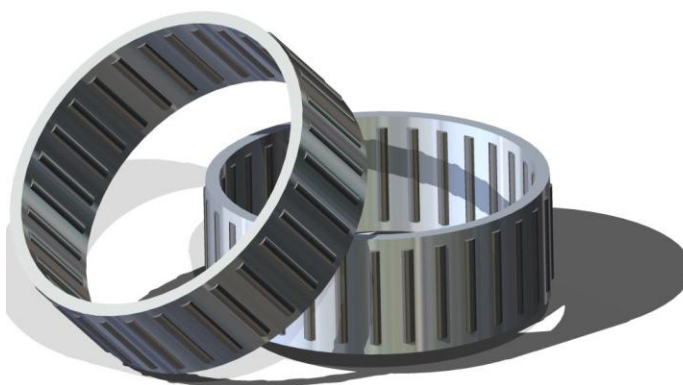
3.6. ПРОРАЧУН ДИМЕНЗИЈА ЕКСЦЕНТАР ЧАУРЕ И ЛЕЖАЈА ЦИКЛОЗУПЧАНИКА

- Минимална дебелина зида ексцентар чауре δ_{ec} , [1, 3]:
 $\delta_{ec} = 4.5, \text{ mm}$



Слика 3.4. Ексцентар чаура

- Унутрашњи пречник лежаја циклозупчаника d_{cz}
 $d_{cz} = d_{vr} + 2 \cdot e + 2 \cdot \delta_{ec} = 25 + 2 \cdot 4.5 + 2 \cdot 4.5 = 43, \text{ mm}$
 За лежај циклозупчаника је усвојен игличасти лежај ознаке K43x48x17, [19]:
 - Унутрашњи пречник лежаја $d_{cz} = 43, \text{ mm}$
 - Спољашњи пречник лежаја $D_{cz} = 48, \text{ mm}$
 - Ширина лежаја $B_{cz} = 17, \text{ mm}$



Слика 3.5. Игличасти лежаји K43x48x17

- Полупречник подеоног круга излазног механизма R_{Oiz}

$$R_{Oiz} = \frac{D_{cz}}{2} + \frac{d_f - D_{cz}}{4} = \frac{48}{2} + \frac{156.6 - 48}{4} = 51.15, \text{ mm}$$

3.7. ОДРЕЂИВАЊЕ ШИРИНЕ ЦИКЛОЗУПЧАНИКА

- Полази се од Херцовог (Hertz) израза за контактни напон, [3]:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{Nmax}}{b \cdot \rho_{ek}} \cdot \frac{I}{\pi \cdot \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}} \leq \sigma_{Hd} \quad (3.2)$$

где су:

- σ_{Hd} – допуштени контактни напон на зупцу циклозупчаника
- Материјал за израду циклозупчаника**
 Усвојен је челик Č5420, цементиран и каљен.
- Материјал за израду осовиница и ваљака централног зупчаника и излазног механизма**
 Усвојен је челик Č5420, цементиран и каљен.
- Динамичка издржљивост бока зупца циклозупчаника σ_{Hlim} , [16]**
 $\sigma_{Hlim} = 1490$, МПа
- Степен сигурности S_H , [3]**
 $S_H = 1.3$
- Допуштени контактни напон на зупцу циклозупчаника σ_{Hd}**

$$\sigma_{Hd} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} = \frac{1490}{1.3} = 1146.15, \text{ МПа}$$
- Поасонови (Poisson) бројеви μ_1 и μ_2**
 Усваја се $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0.3$, [18]
- Модули еластичности E_1 и E_2**
 Усваја се, [18]: $E_1 = E_2 = E = 2.1 \cdot 10^5$, МПа
- Максимална вредност силе спрезања F_{Nmax}**

$$F_{Nmax} = \frac{4 \cdot T_3}{r_1 \cdot z_2} = \frac{4 \cdot 402.05 \cdot 1000}{67.5 \cdot 16} = 1489.07, \text{ N}$$
 Максимална вредност силе спрезања $F_{Nmax} = 1489.07$, N се јавља при погонском углу $\beta = 130^\circ$, [3].
- Радијус кривине ваљка централног зупчаника ρ_1**
 $\rho_1 = q = 7.2$, mm

- Радијус кривине центра ваљка централног зупчаника ρ_0

$$\rho_0 = \left| \frac{r \cdot \left[1 + (1 - \xi)^2 - 2 \cdot (1 - \xi) \cdot \cos\left(\frac{z_1 \cdot \beta_1}{z_2}\right) \right]^{3/2}}{(z_2 + 1) \cdot (1 - \xi) \cdot \cos\left(\frac{z_1 \cdot \beta_1}{z_2}\right) - z_2 \cdot (1 - \xi)^2 - 1} \right|$$

где је $\beta_1 = 180^\circ - \beta = 180^\circ - 130^\circ = 50^\circ$

$$\rho_0 = \left| \frac{90 \cdot \left[1 + (1 - 0.2)^2 - 2 \cdot (1 - 0.2) \cdot \cos\left(\frac{15 \cdot 50}{16}\right) \right]^{3/2}}{(16 + 1) \cdot (1 - 0.2) \cdot \cos\left(\frac{15 \cdot 50}{16}\right) - 16 \cdot (1 - 0.2)^2 - 1} \right| = 18.694, \text{ mm}$$

- Радијус кривине циклозупчаника ρ_2

$$\rho_2 = \rho_0 \pm q$$

У овом случају се бира знак " - " јер генерисање профила циклозупчаника почиње од темена зупца циклозупчаника.

$$\rho_2 = \rho_0 \pm q = 18.694 - 7.2 = 11.494, \text{ mm}$$

- Еквивалентни радијус кривине у тачки додира ρ_{ek}

$$\rho_{ek} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{7.2 \cdot 11.494}{7.2 + 11.494} = 4.426, \text{ mm}$$

- Минимална ширина циклозупчаника b_{cz} (На основу израза 3.2)

$$b_{cz} = \frac{F_{Nmax} \cdot E}{5.717 \cdot \rho_{ek} \cdot \sigma_{Hd}^2} = \frac{1489.07 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{5.717 \cdot 4.426 \cdot 1146.15^2} = 9.407, \text{ mm}$$

- Из конструктивних разлога, пре свега ширине одговарајућег лежаја, усваја се ширина циклозупчаника b_{cz}

$$b_{cz} = 17, \text{ mm}$$

3.8. ПРОРАЧУН ПРЕЧНИКА ОСОВИНИЦЕ И ВАЉКА ЦЕНТРАЛНОГ ЗУПЧАНИКА

- Пречник ваљка централног зупчаника D_0

$$D_0 = 2 \cdot q = 2 \cdot 7.2 = 14.4, \text{ mm}$$

- Пречник осовинице централног зупчаника d_0

$$d_0 = 8, \text{ mm}$$

- Материјал за израду осовиница и ваљака централног зупчаника

Усваја се челик Č5420 чија је граница течења $R_e = 680, \text{ MPa}$, [18]

- *Површински притисак на додирним површинама осовинице и ваљка p*

$$p = \frac{F_{Nmax}}{d_0 \cdot b_{cz}} = \frac{1489.07}{8 \cdot 13} = 14.317, \text{ MPa}$$

- *Критична вредност површинског притиска p_t*

$$p_t = 1.2 \cdot R_e = 1.2 \cdot 680 = 816, \text{ MPa}$$

- *Степен сигурности при површинском притску S_T , [3]*

$$S_T = \frac{p_t}{p} = \frac{660}{14.317} = 56.995 \geq S_{Tmin} = 2$$

- *Напон на смицање τ*

$$\tau = \frac{F_{Nmax}}{A_0 \cdot i} = \frac{1489.07}{52.265 \cdot 2} = 14.245, \text{ MPa}$$

i – број пресека изложених смицању

$$i = 2$$

A_0 – смичућа површина

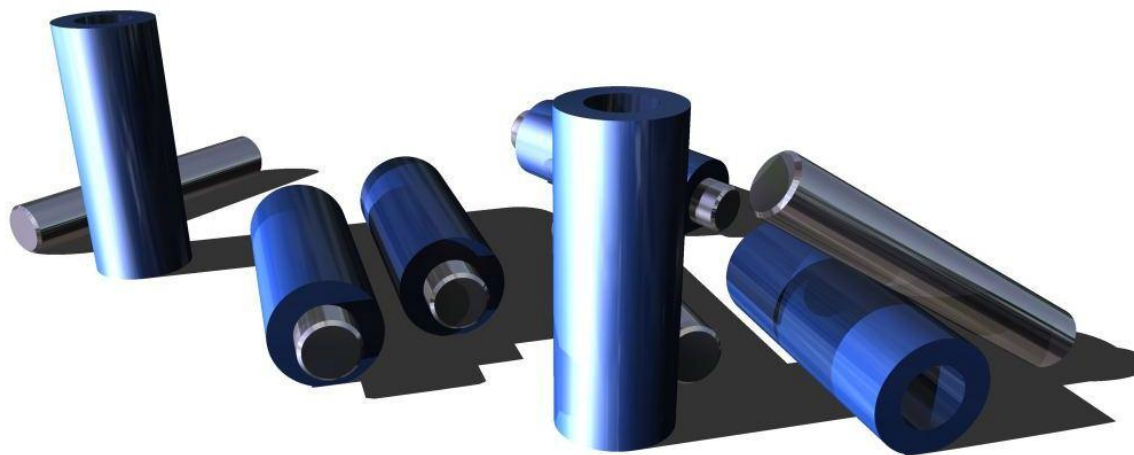
$$A_0 = \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} = \frac{8^2 \cdot \pi}{4} = 50.265, \text{ mm}^2$$

- *Критични напон при смицању $[\tau]$*

$$[\tau] = 0.8 \cdot R_e = 0.8 \cdot 680 = 544, \text{ MPa}$$

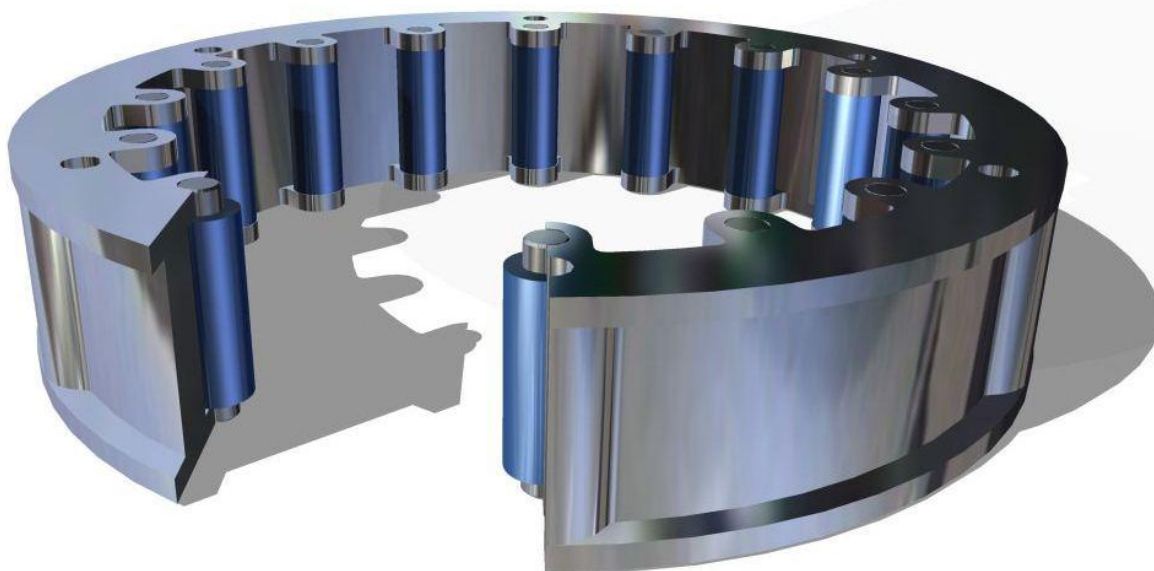
- *Степен сигурности против разарања при смицању S_τ*

$$S_\tau = \frac{[\tau]}{\tau} = \frac{544}{14.245} = 38.18 \geq S_{\tau min} = 1.5$$



Слика 3.6. Ваљци и осовинице централног зупчаника

Ваљци и осовинице централног зупчаника су обртно улежиштени у посебном делу кућишта, са којим заједно чине централни зупчаник као што је приказано на слици .



Слика 3.7. Централни зупчаник

3.9. ПРОРАЧУН ПРЕЧНИКА ОСОВИНИЦЕ И ВАЉКА ИЗЛАЗНОГ МЕХАНИЗМА

- Минимални пречник осовинице излазног механизма, [3]

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Kmax}}{\tau_{doz} \cdot \pi}}, \text{ где су:} \quad (3.3)$$

- F_{Kmax} – Максимална вредност излазне силе
- τ_{doz} – Максимални дозвољени напон на смицање

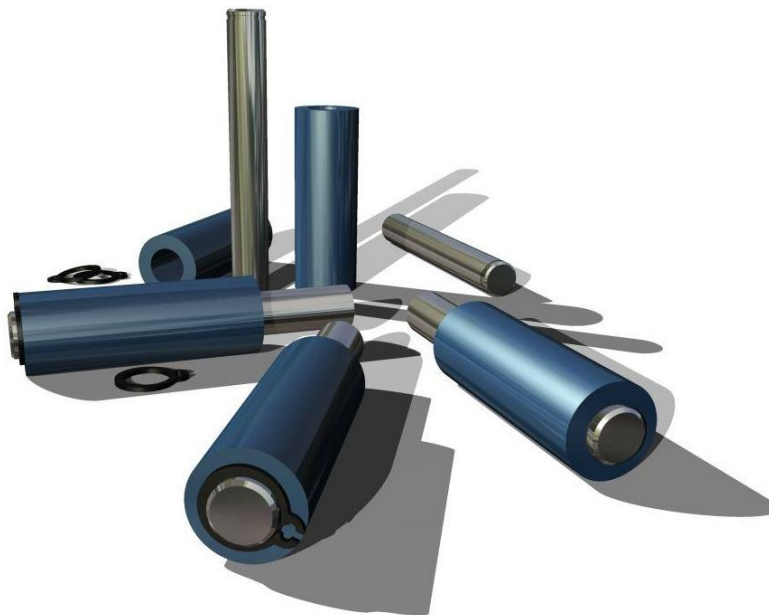
- Максимална вредност излазне силе F_{Kmax}

$$F_{Kmax} = 1.35 \cdot \frac{4 \cdot T_3}{R_{Oiz} \cdot u}, \text{ где је:}$$

u – број ваљака излазног механизма. Усвојено је $u = 8$.

$$F_{Kmax} = 1.35 \cdot \frac{4 \cdot 402.05 \cdot 1000}{51.15 \cdot 8} = 5305.6, \text{ N}$$

- Материјал за израду осовиница и ваљака излазног механизма циклоредуктора
Усваја се челик Č5420 чија је граница течења $R_e = 680, \text{ MPa}$, [18]
- Степен сигурности против разарања при смицању S_τ
Усваја се $S_\tau = 3$



Слика 3.8. Ваљци и осовинице излазног механизма

- Критична вредност површинског притиска p_t

$$p_t = 1.2 \cdot R_e = 1.2 \cdot 680 = 816, \text{ MPa}$$

- Степен сигурности при површинском притиску S_T

$$S_T = \frac{p_t}{p} = \frac{816}{39.01} = 20.91 \geq S_{Tmin} = 2$$

- Критични напон при смицању $[\tau]$

$$[\tau] = 0.8 \cdot R_e = 0.8 \cdot 680 = 544, \text{ MPa}$$

- Максимални дозвољени напон на смицање τ_{doz}

$$\tau_{doz} = \frac{[\tau]}{S_\tau} = \frac{544}{3} = 181.333, \text{ MPa}$$

- Заменом добијених вредности у израз (3.3) добија се минимални пречник осовинице d

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Kmax}}{\tau_{doz} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5305.6}{181.333 \cdot \pi}} = 6.103, \text{ mm}$$

Усваја се пречник осовинице излазног механизма циклоредуктора:

$$d = 8 \text{ mm}$$

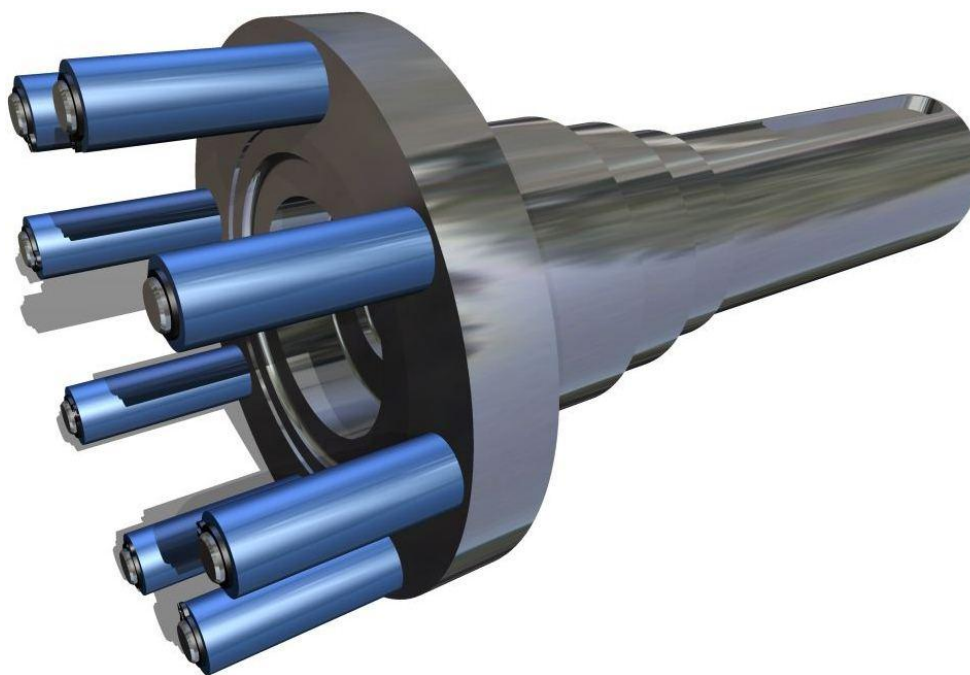
- Пречник ваљка излазног механизма циклоредуктора D_{vk}

$$\text{Усваја се } D_{vk} = 14, \text{ mm}$$

- Пречник отвора у циклозупчанику D_{ocz}
 $D_{ocz} = D_{vk} + 2 \cdot e = 14 + 2 \cdot 4.5 = 23, \text{ mm}$
- Поверхински притисак на додирним површинама осовинице и ваљка p

$$p = \frac{F_{Kmax}}{d_{vk} \cdot b_{cz}} = \frac{5305.6}{8 \cdot 17} = 39.01, \text{ MPa}$$

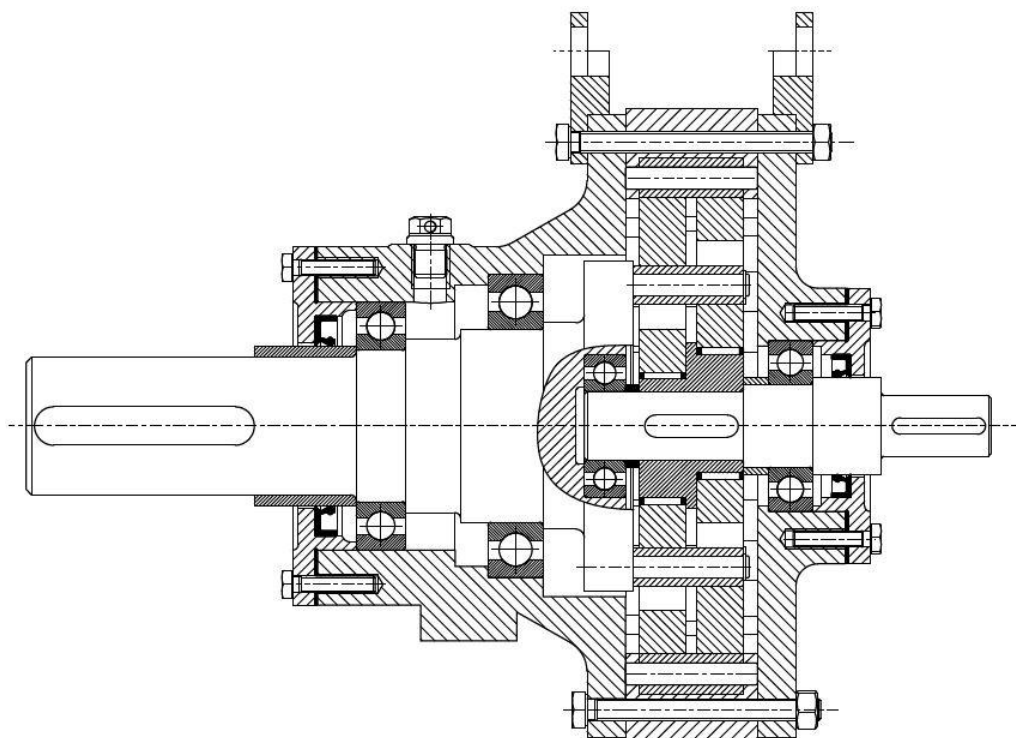
Ваљци излазног механизма су у директној вези са излазним вратилом, и они су задужени за пренос ротационог кретања са циклозупчаника на излазно вратило.



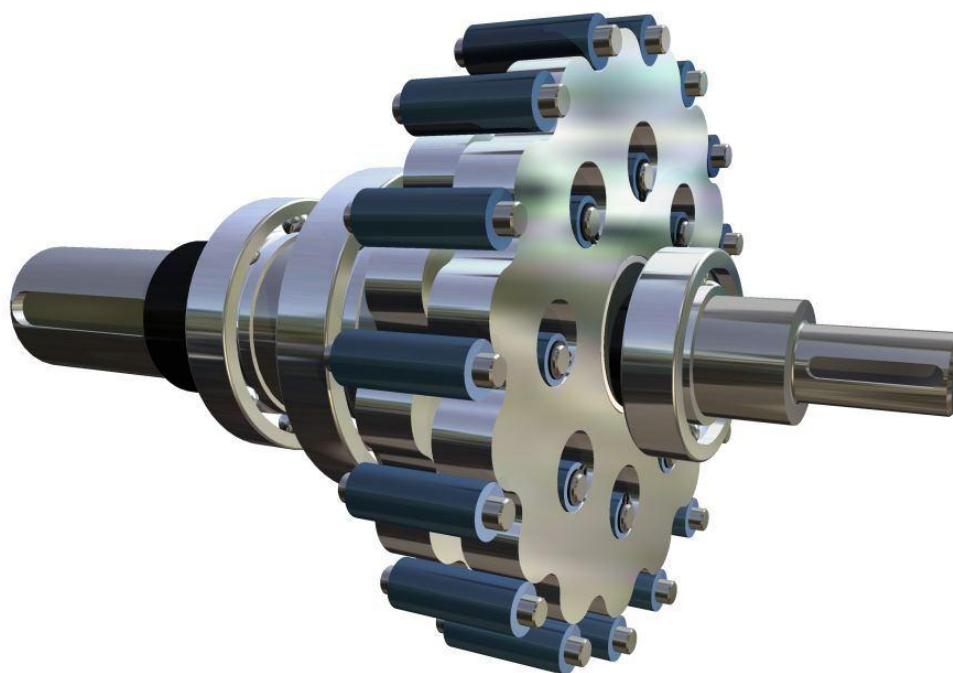
Слика 3.9. Излазни механизам

3.10. ПРИКАЗ МОДЕЛА ЦИКЛОРЕДУКТОРА

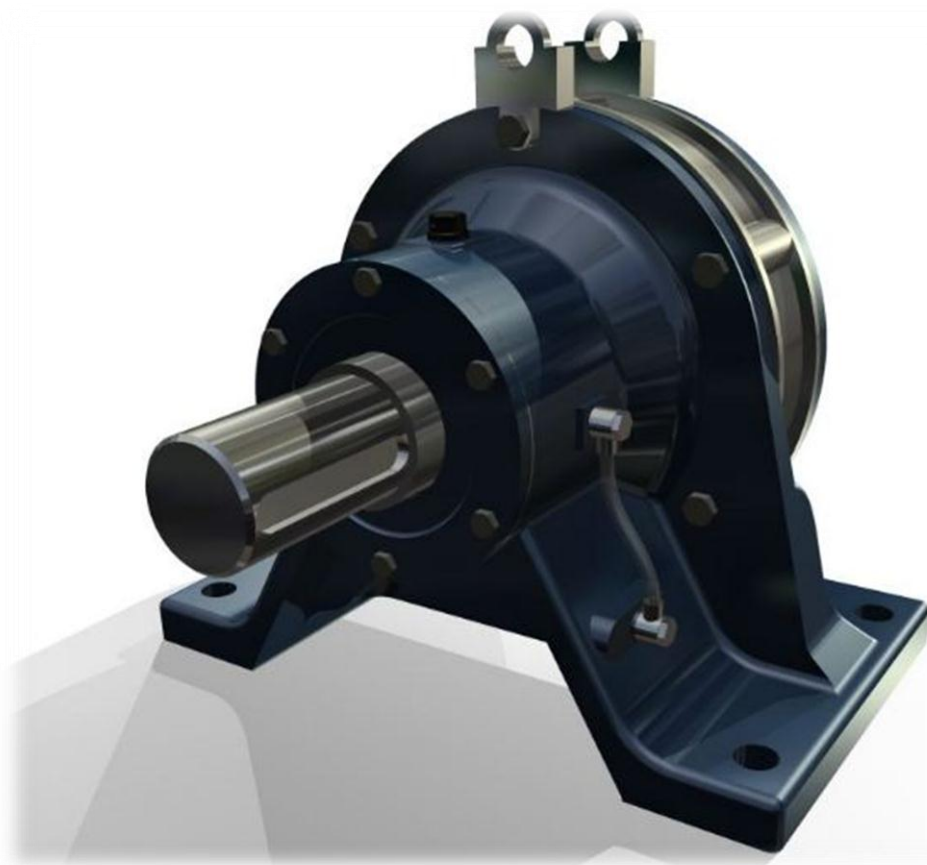
Прорачуном основних елемената циклоредуктора, моделирањем и интегрисањем ових елемената у склоп, добијен је модел једностепеног циклоредуктора. Модел је рађен у софтверима *Autodesk Inventor* и *Solidworks*. Сви елементи циклоредуктора су тачно позиционирани у кућишту. На слици 3.10 приказан је склопни цртеж циклоредуктора, а на слици 3.11 склоп циклоредуктора без кућишта. На сликама 3.12 и 3.13 су приказани рендеровани модели циклоредуктора са провидним кућиштем како би се лакше уочио положај елемената циклоредуктора у кућишту. На слици 3.14 је исечени приказ циклоредуктора док је на слици 3.15 дат развучени склоп циклоредуктора.



Слика 3.10. Пресек склопа једноступеног циклоредуктора



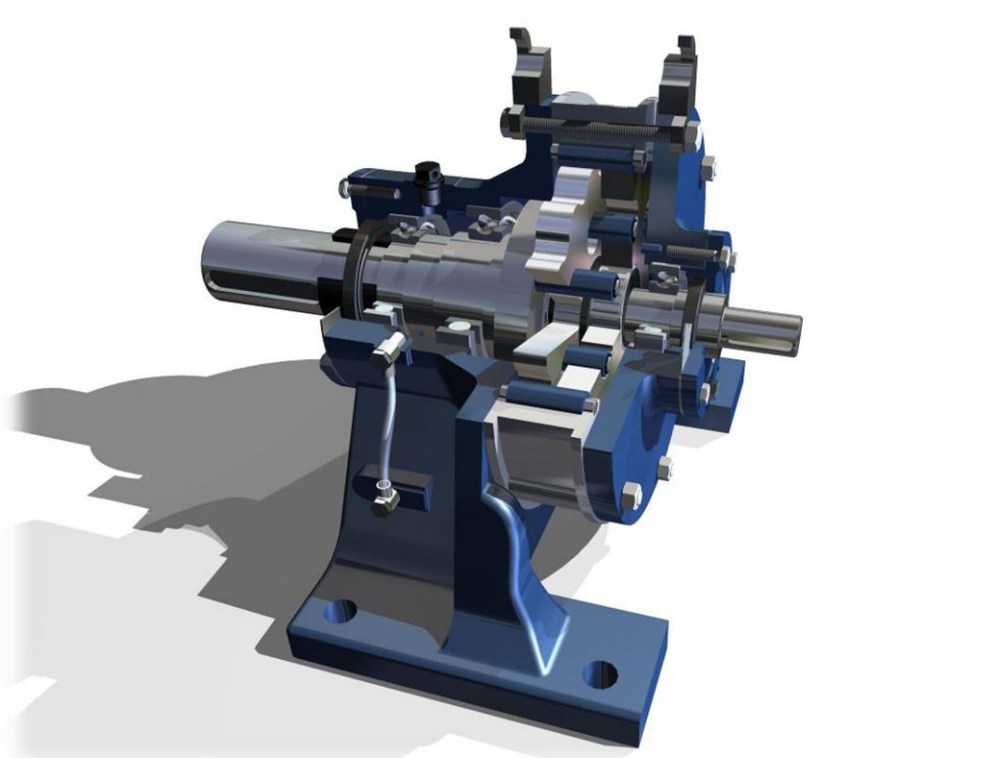
Слика 3.11. Склоп улазног механизма, централног зупчаника и излазног механизма



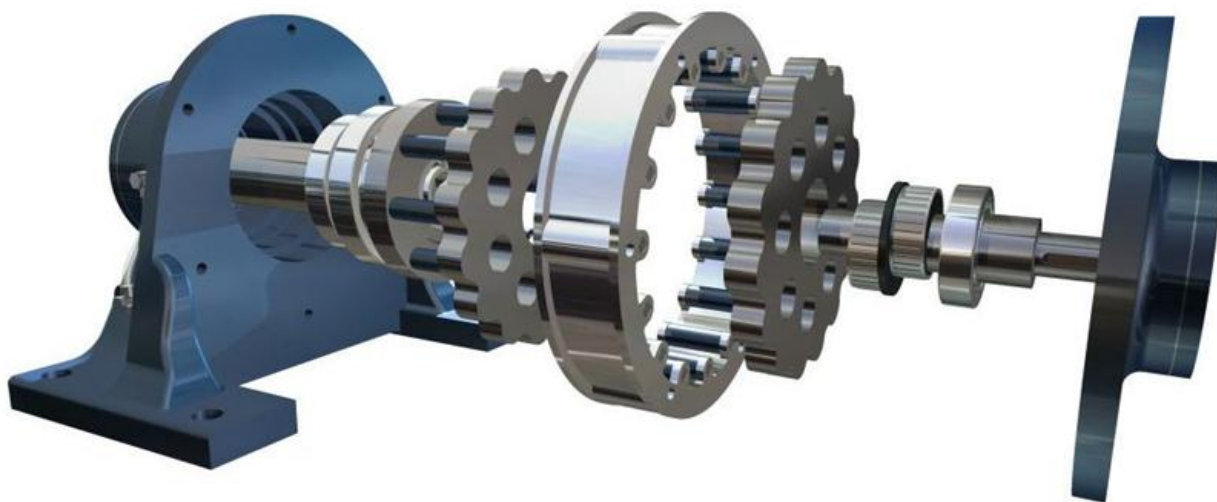
Слика 3.12. Модел пројектованог циклоредуктора



Слика 3.13. Положај елемената циклоредуктора у кућишту



Слика 3.14. Исечени приказ циклоредуктора



Слика 3.15. Разбијени приказ модела циклоредуктора

4. ИЗРАДА ДИНАМИЧКИХ СИМУЛАЦИЈА ПРОЈЕКТОВАНОГ ЈЕДНОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОРЕДУКТОРА

Динамичка симулација се најчешће користи непосредно пре напонско – деформационе анализе методом коначних елемената, како би се утврдио тачан временски тренутак када је елемент који се испитује најоптерећенији. Ово је веома користан алат при анализи машинског система, јер омогућава анализу када се комбинују утицаји улазних параметара, ефекат релативних померања појединих елемената као и спољашња оптерећења.

Као физички модел за динамичку симулацију послужиће модел једностепеног циклоредуктора који је настао као резултат прорачуна у поглављу 3. Симулација ће бити урађена у софтверу *Autodesk Inventor*, као и софтверу *Solidworks*. У овом поглављу ће бити описан принцип израде динамичких симулација у овим софтверима.

Захваљујући динамичкој симулацији, добијени су кинематски и динамички параметри који у потпуности описују рад циклоредуктора.

Параметри циклоредуктора који ће бити подвргнут анализи су приказани у табели 4.1.

Табела 4.1. Параметри циклоредуктора

Параметар	Јединица	Вредност
Преносни однос циклоредуктора	/	15
Степен искоришћења циклоредуктора	/	0.95
Број зубаца циклозупчаника	/	15
Број ваљака централног зупчаника	/	16
Ексцентрицитет	mm	4.5
Број обртаја улазног вратила	min ⁻¹	1450
Улазни обртни момент	Nm	51.237
Изазни обртни момент	Nm	731
Полупречник подеоног круга централног зупчаника	mm	90
Полупречник подеоног круга излазног механизма	mm	51.15
Полупречник ваљка централног зупчаника	mm	7.2
Полупречник ваљка излазног механизма	mm	7

4.1. ИЗРАДА ДИНАМИЧКЕ СИМУЛАЦИЈЕ У СОФТВЕРУ AUTODESK INVENTOR

Динамичке симулације се заснивају на успостављању тачних релативних кретања између појединих елемената система. У овом софтверу се то омогућава увођењем веза (*Joints*). На овај начин се обезбеђује израда исправне симулације функционисања реалног система. Помоћу ових веза се елементима додају потребни степени слободе, јер се без ових веза сви елементи сматрају непокретним, [20].

Конкретно, у случају циклоредуктора, улазно вратило, ексцентар чаура и два игличаста лежаја су у симулацији представљени као један подсклоп, како из разлога избегавања нагомилавања непотребних веза тако и ради брже компјутерске обраде података. Као подсклоп се посматра централни зупчаник заједно са осовиницама, као и

излазно вратило са одговарајућим осовиницама излазног механизма. На осовинице централног зупчаника и осовинице излазног механизма се затим постављају одговарајући ваљци, јер при раду ваљци ротирају око осовиница. Веза која омогућава овакво кретање је ротација (Revolution), [20]. Веома битна веза за функционисање је ротација циклозупчаника око игличастих лежаја, који се налазе на ексцентричној чаури. Међутим, како би се омогућило кретање механизма, потребно је задати кретање погонског елемента. С обзиром да је централни зупчаник непокретан, задата је ротација улазног вратила око централне осе редуктора тј. око сопствене осе. Овом везом је задат улазни број обртаја $n_{UL} = 1450 \text{ min}^{-1}$.

Поред веза које утичу на степене слободе кретања елемената, потребно је задати и одговарајуће контакте (3D contact), [20]. Ови контакти имају задатак да учине симулирани механизам што ближи реалном, као и да омогуће прорачун сила у овим контактима. Контакти су усвојени између циклозупчаника и ваљака централног зупчаника и ваљака излазног механизма. У табели 4.2 приказане су задате карактеристике контакта циклозупчаника са ваљцима централног зупчаника и ваљцима излазног механизма, а у табели 4.3 приказане су све везе које су коришћене у оквиру ове динамичке симулације.

Табела 4.2. Карактеристике контакта

Карактеристика контакта	Циклозупчаник – Ваљак централног зупчаника	Циклозупчаник – Ваљак излазног механизма
Крутост, N/mm	100000	100000
Пригушење, Ns/mm	49.915	49.915
Коефицијент трења	0.1	0.1

Табела 4.3. Везе искоришћене у симулацији

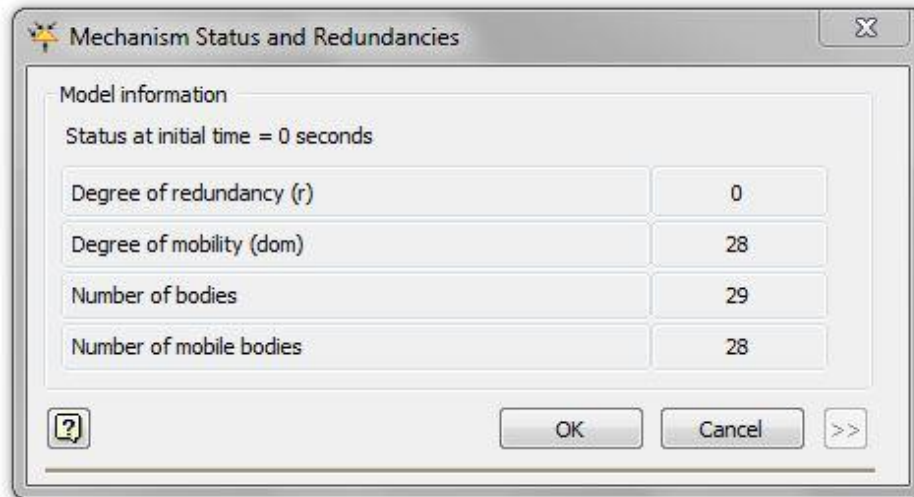
Елементи	Тип везе	Број веза
Улазно вратило / Централни зупчаник	Revolution	1
Циклозупчаник / Игличасти лежај	Revolution	2
Ваљак централног зупчаника / Осовиница централног зупчаника	Revolution	16
Циклозупчаник / Ваљај централног зупчаника	3D contact	32
Циклозупчаник / Ваљак излазног механизма	3D contact	16
Ваљак излазног механизма / Осовиница излазног механизма	Revolution	8
Излазно вратило / Централни зупчаник	Revolution	1

Како би симулација дала што реалније резултате, потребно је укључити и утицај спољашњих оптерећења али и силе гравитације. Задата спољашња оптерећења приказана су у табели 4.4.

Табела 4.4. Задата спољашња оптерећења

Величина	Елемент	Вредност
Обртни момент, Nm	Улазно вратило	51.237
Обртни момент, Nm	Циклозупчаник 1	25.618
Обртни момент, Nm	Циклозупчаник 2	25.618
Обртни момент, Nm	Излазно вратило	731

При изради динамичке симулације, потребно је водити рачуна да се систем не преограничи. Уколико се деси да постоји више ограничења задатих приликом склапања елемената у склоп него степени слободе кретања система, може доћи до тзв. сувишности (redundancy). Уколико се ово деси, систем може да функционише, међутим не добијају се адекватне вредности излазних параметара. Модел на којем се врше динамичке анализе у овом раду је проверен – **не постоје** сувишности (Слика 4.1).



Слика 4.1. Статус механизма

4.2. ИЗРАДА ДИНАМИЧКЕ СИМУЛАЦИЈЕ У СОФТВЕРУ SOLIDWORKS

У овом софтверу је израда симулације кретања система једноставнија у односу на претходни софтвер. Успостављање веза између елемената се остварује задавањем ограничења приликом моделирања склопа. На овај начин се елементима укидају степени слободе кретања, с обзиром да неограничен део има шест степени слободе кретања (три translације и три ротације), [21].

Као и у случају симулације у софтверу *Autodesk Inventor*, улазно вратило, ексцентар чаура и два игличаста лежаја су у симулацији посматрани као један подсклоп ради брже компјутерске обраде података. Као подсклоп се посматра централни зупчаник заједно са осовиницама, као и излазно вратило са одговарајућим осовиницама излазног механизма.

Како би симулација била исправна, потребни су контакти између циклозупчаника и ваљака излазног механизма и ваљака централног зупчаника. На овај начин се омогућава манипулација вредностима појединих параметара (нпр. коефицијент трења, крутости у контакту,...). Такође, ови контакти омогућавају софтверу прорачун контактних сила и сила трења.

Улазно ротационо кретање се задаје симулацијом одговарајућег погонског мотора (Rotary motor), [21]. Овим путем је задата вредност улазног броја обртаја од 1450 min^{-1} на улазном вратилу циклоредуктора.

У односу на претходни софтвер, контакти између два елемента су дефинисани већим бројем величина. У овом софтверу је могуће задавање контакта кроз контактне групе. Контакти су задати између ваљака централног зупчаника, циклозупчаника и ваљака

излазног механизма. Контактне групе су дате у табели 4.5.

Табела 4.5. Контактне групе

Ознака групе	Чиниоци групе	Контакти
1	Ваљци централног зупчаника	1 – 3; 1 – 4
2	Ваљци излазног механизма	2 – 3; 2 – 4
3	Циклозупчаник 1	1 – 3; 2 – 3
4	Циклозупчаник 2	1 – 4; 2 – 4

Карактеристике контакта приказане су у табели 4.6.

Табела 4.6. Карактеристике контакта

Карактеристика контакта	Циклозупчаник – Ваљак централног зупчаника	Циклозупчаник – Ваљак излазног механизма
Крутост, N/mm	100000	100000
Пригушење, Ns/mm	49.915	49.915
Брзина динамичког трења, mm/s	10.16	10.16
Динамички коефицијент трења	0.05	0.05
Брзина статичког трења, mm/s	0.1	0.1
Статички коефицијент трења	0.08	0.08

Задата су идентична спољашња оптерећења као у симулацију у претходном софтверу.

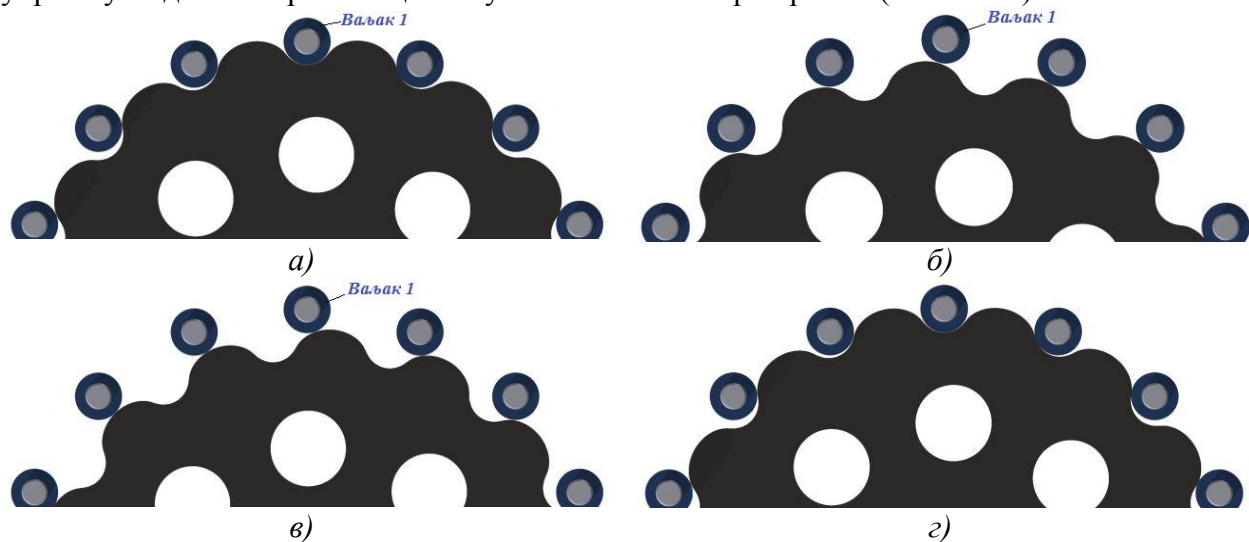
5. АНАЛИЗА ВРЕДНОСТИ КИНЕМАТСКИХ ПАРАМЕТАРА ЈЕДНОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОРЕДУКТОРА ДОБИЈЕНИХ ДИНАМИЧКОМ СИМУЛАЦИЈОМ

Захваљујући динамичкој симулацији циклоредуктора добијени су поједини кинематски параметри помоћу којих се може описати кретање елемената конкретнoг циклоредуктора. У овом поглављу су приказани резултати реализованих симулација. Највише пажње је наравно посвећено циклозупчанику, јер је он најбитнији елемент циклоредуктора. Поред циклозупчаника, испитана је и кинематика излазног механизма.

5.1. КИНЕМАТСКА АНАЛИЗА ЦИКЛОЗУПЧАНИКА

Како је циклозупчаник најважнији елемент циклоредуктора, прво је извршена анализа параметара овог елемента. Кретање циклозупчаника је веома комплексно. Оно се састоји од ротације која потиче од обртања ексцентричне чауре у смеру обртања улазног вратила и ротације циклозупчаника око сопствене осе у супротном смеру, која настаје услед спрезања циклозупчаника са ваљцима централног механизма.

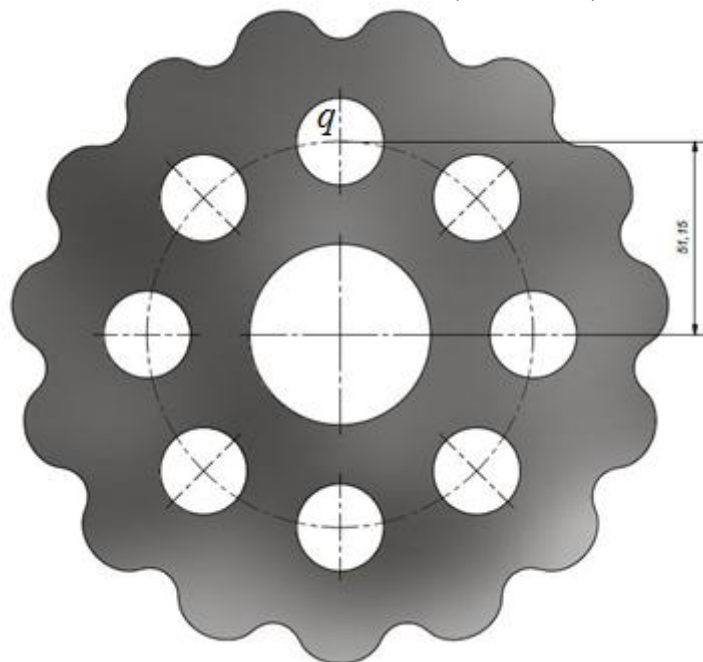
Ради бољег познавања кинематике циклозупчаника, најпре је потребно објаснити тачан принцип спрезања зубаца циклозупчаника са ваљцима централног зупчаника, јер управо услед овог спрезања циклозупчаник мења смер обртања (Слика 5.1).



Слика 5.1. Спрезање циклозупчаника и ваљка централног зупчаника (а – почетни положај, б - 120°, в - 240°, з - 360°)

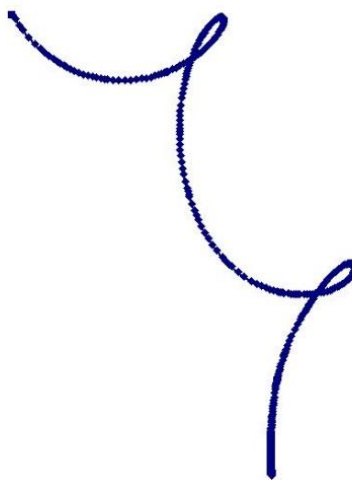
Нека је у почетном тренутку остварен директан контакт једног карактеристичног ваљка централног зупчаника са тачком циклозупчаника која одговара подножју зупца. Један пун обртај улазног вратила ($\beta = 360^\circ$), изазваће такво кретање циклозупчаника да ће у овом тренутку доћи до контакта истог ваљка са тачком која одговара другом подножју зупца циклозупчаника. У овом случају као карактеристични положаји зубаца циклозупчаника у односу на ваљак централног зупчаника усвојени су положаји који циклозупчаник заузима у почетном тренутку ($\beta = 0^\circ$), за угао обртаја улазног вратила $\beta = 120^\circ$, $\beta = 240^\circ$ као и за један пун обртај улазног вратила ($\beta = 360^\circ$).

Зарад што детаљније анализе овог заиста комплексног кретања, одабрана је карактеристична тачка циклозупчаника, чији ће кинематски параметри бити испитани. По узору на истраживање [22], ова тачка одговара центру отвора циклозупчаника, у којем долази до контакта са ваљцима излазног механизма (Слика 5.2).

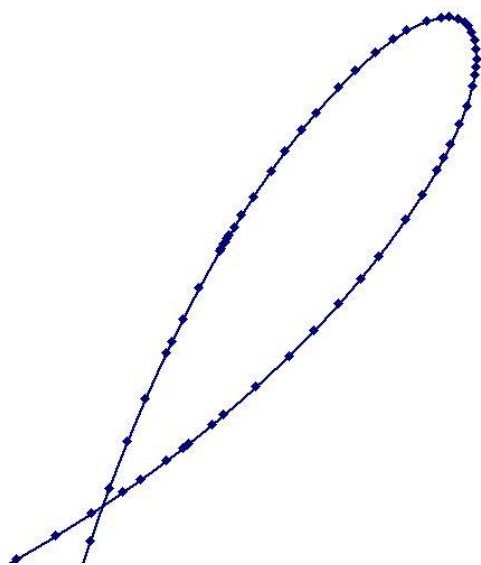


Слика 5.2. Растојање тачке која се посматра од центра циклозупчаника

Као што је већ поменуто, циклозупчаник има комплексно кретање. Ово кретање се најбоље може описати трајекторијом карактеристичне тачке циклозупчаника при раду циклоредуктора. На сликама 5.3 и 5.4 приказана је линија која представља трајекторију карактеристичне тачке циклозупчаника, за случај када улазно вратило направи два пуна обртаја (720°).

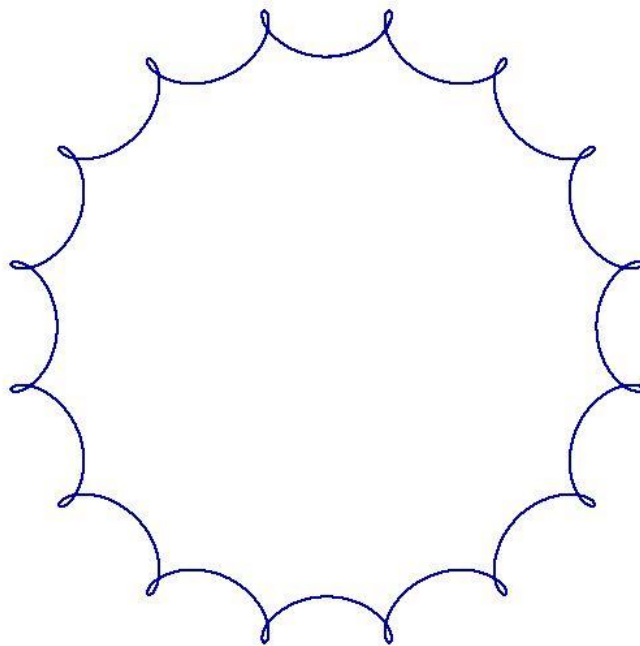


Слика 5.3. Трајекторија карактеристичне тачке циклозупчаника при заокретању улазног вратила за 720°



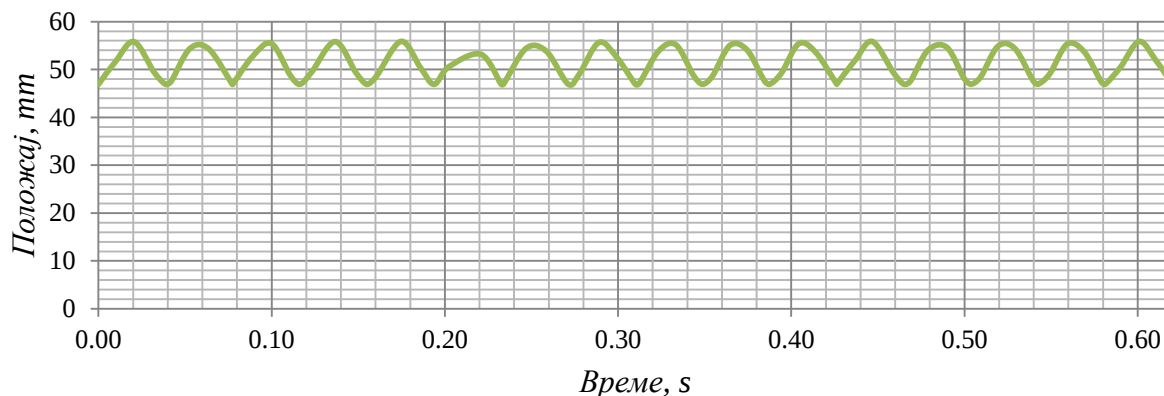
Слика 5.4. Увећани приказ грешке у путањи

На претходним сликама види се грешка тј. да се карактеристична тачка циклозупчаника не креће по кружници већ постоје одступања од идеалног кретања. До овог одступања долази услед спрезања циклозупчаника са ваљцима централног зупчаника. На слици 5.5 приказана је укупна трајекторија центра отвора циклозупчаника за случај када излазно вратило направи један пун обртај тј. када се улазно вратило обрне петнаест пута. Уочава се да се добија једна континуална путања што значи да ће се карактеристична тачка циклозупчаника кретати по истој путањи, независно од дужине рада тј. независно од броја извршених ротација улазног и излазног вратила.



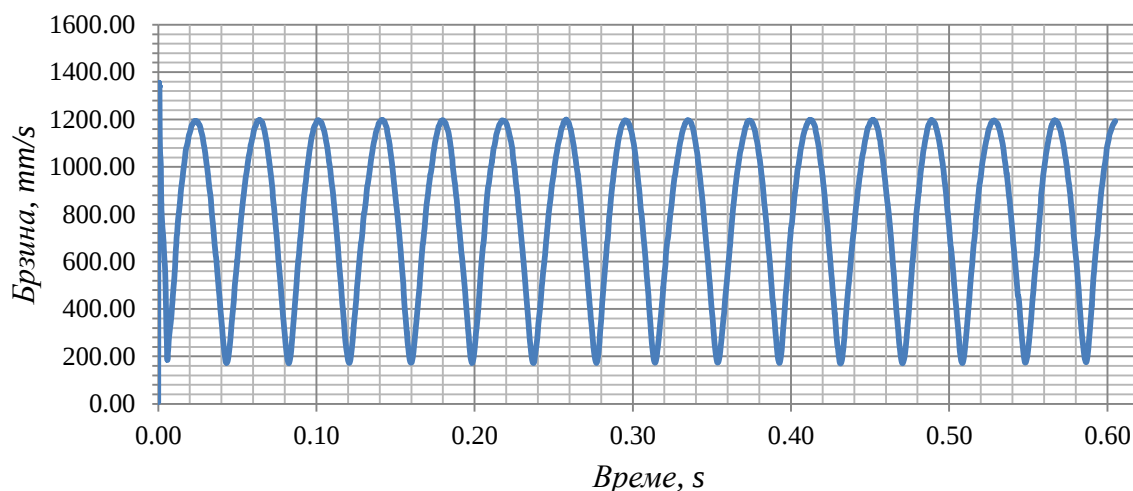
Слика 5.5. Трајекторија карактеристичне тачке при једном пуном обрту излазног вратила

Вредност растојања карактеристичне тачке од централне осе циклоредуктора приказана је дијаграмом на слици 5.6.

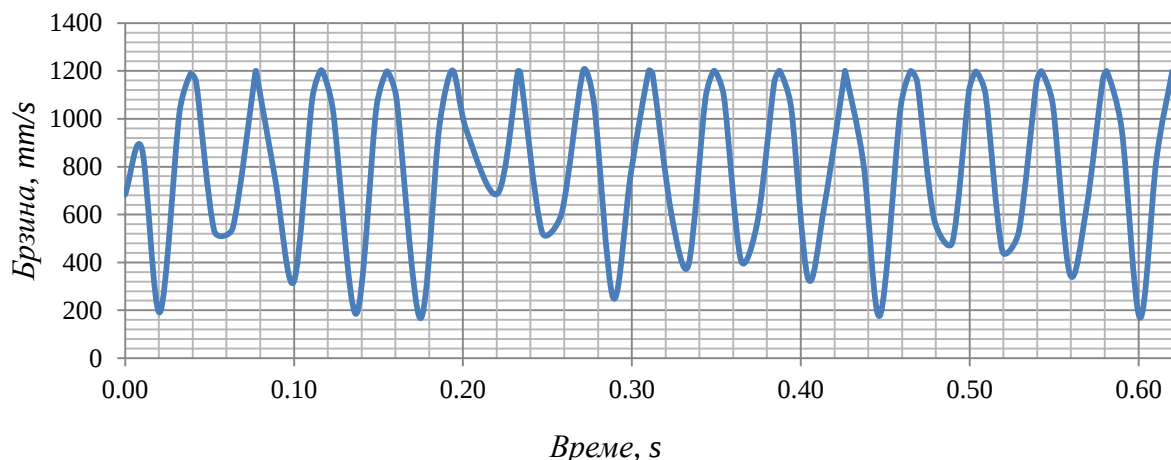


Слика 5.6. Промена положаја тачке у односу на централну осу циклоредуктора

Брзина ове тачке (Слика 5.7 – Autodesk Inventor; Слика 5.8 – Solidworks) циклозупчаника такође нема константну вредност, већ се мења у зависности од позиције циклозупчаника у односу на ваљке централног зупчаника. Када зубац циклозупчаника наилази на ваљак, вредност брзине опада, док се вредност брзине нагло повећава када зубац циклозупчаника напушта спрегу.



Слика 5.7. Брзина карактеристичне тачке циклозупчаника

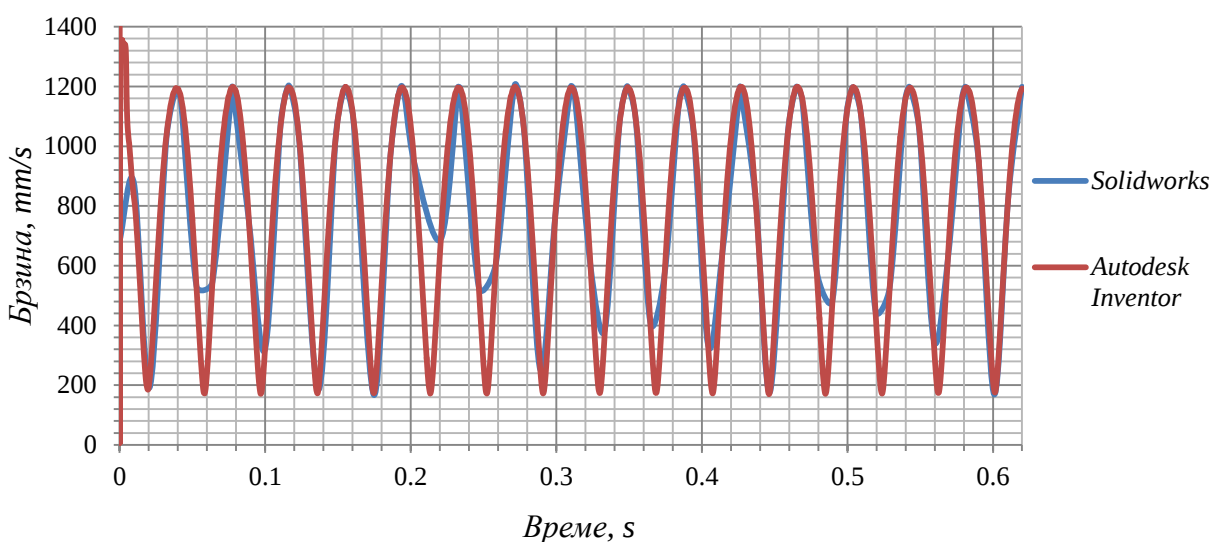


Слика 5.8. Брзина карактеристичне тачке циклозупчаника

У табели 5.1 је направљено поређење вредности брзина карактеристичне тачке добијене у софтверу *Autodesk Inventor* односно *Solidworks*, а на слици 5.9 је приказан упоредни дијаграм добијених брзина у ова два софтвера. Вредност се односи на период када је кретање већ устаљено, тј. када прође 0.1 секунда.

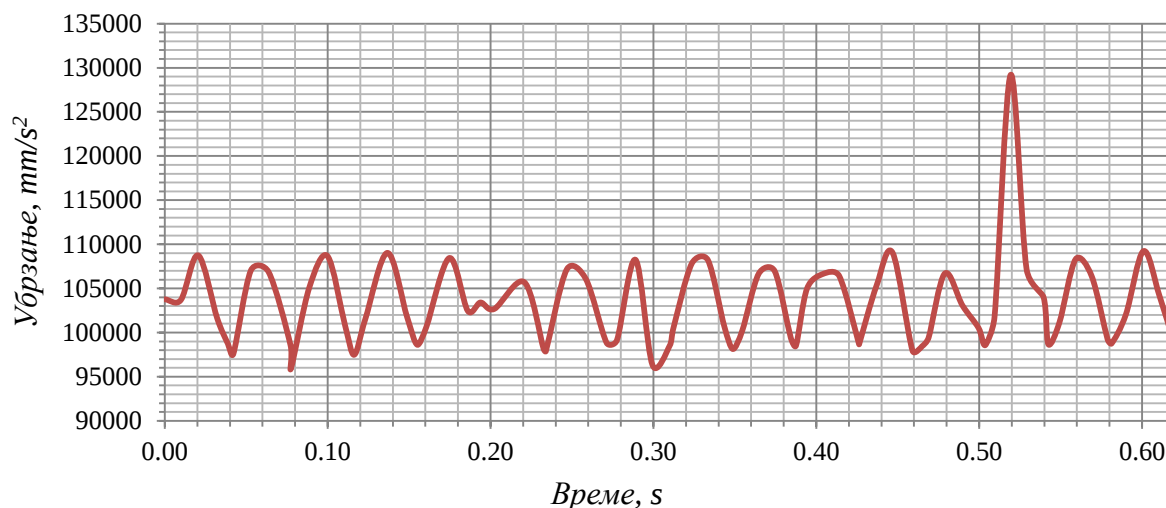
Табела 5.1. Одступање максималне и средње брзине

	<i>Autodesk Inventor</i>	<i>Solidworks</i>	Одступање, %
Максимална брзина mm/s	1199.12	1203.463	0.362
Средња брзина mm/s	781.063	863.753	10.586



Слика 5.9. Упоредни дијаграм брзина

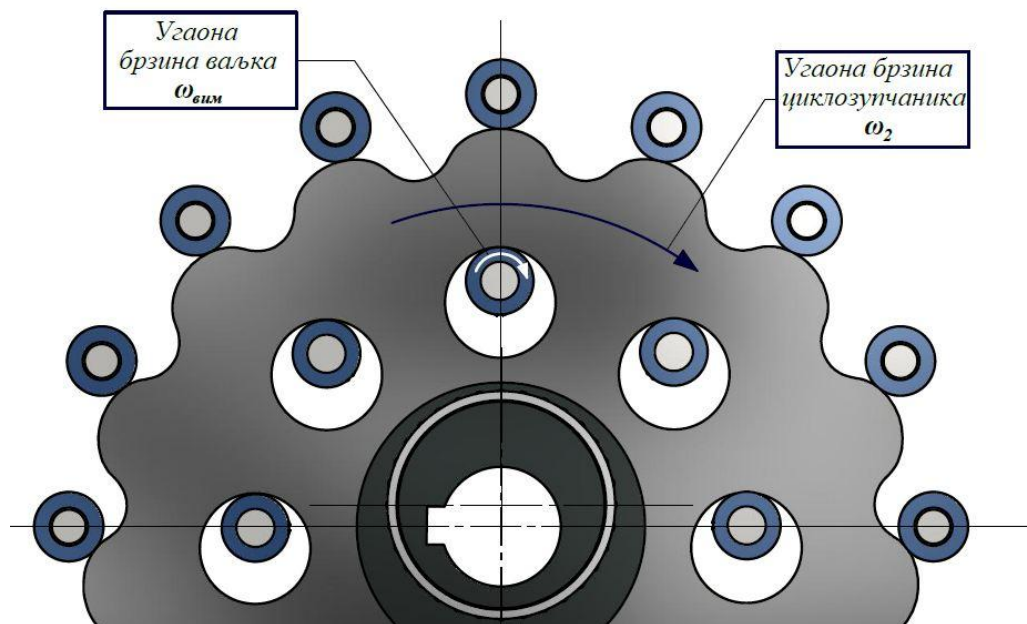
Бројна вредност убрзања карактеристичне тачке током времена се такође мења, стога је приказана дијаграмом на слици 5.10.



Слика 5.10. Убрзање карактеристичне тачке циклозупчаника

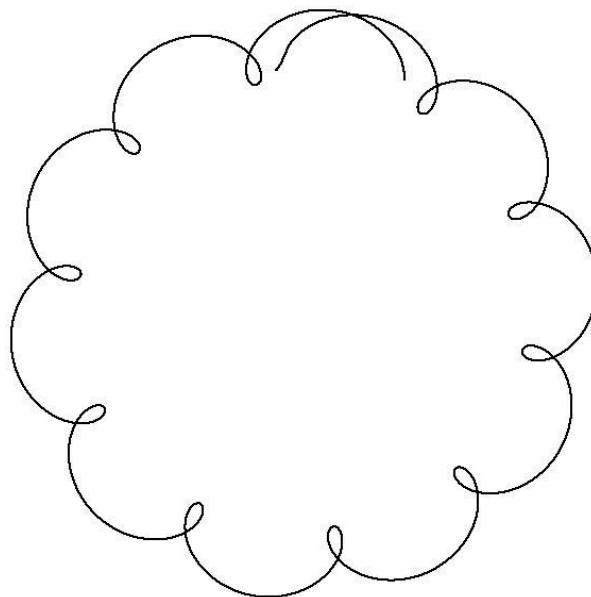
5.2. КИНЕМАТИКА ИЗЛАЗНОГ МЕХАНИЗМА

Као што је познато, излазно вратило је спојено са ваљцима излазног механизма. Услед контакта ових ваљака са циклозупчаницима, они преносе ротационо кретање на излазно вратило. Ваљци излазног механизма се котрљају у отворима циклозупчаника (Слика 5.11). Резултат овог контакта јесте ротационо кретање излазног вратила у супротном смеру у односу на смер обртања улазног вратила.



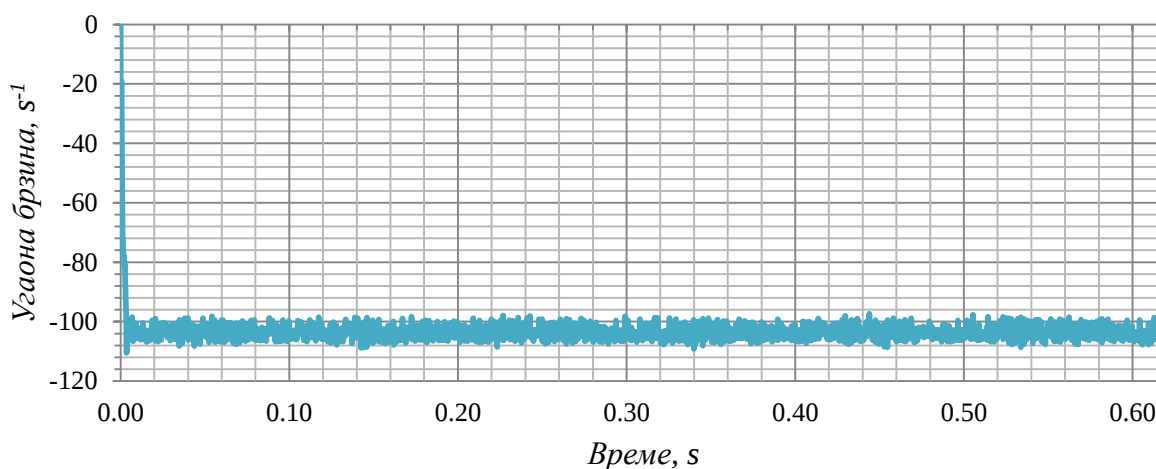
Слика 5.11. Смер обртања ваљка излазног механизма око своје осе

Ваљци излазног механизма се крећу по кружној путањи, услед везе са излазним вратилом. Међутим, услед свог котрљања у одговарајућим отворима циклозупчаника, карактеристична тачка ваљка има комплексну трајекторију. Као карактеристична тачка ваљка излазног механизма биће усвојена тачка која се налази на ободу ваљка, јер је то тачка која најбоље описује котрљање ваљка у отвору циклозупчаника. Трајекторија ове тачке приказана је на слици 5.12.



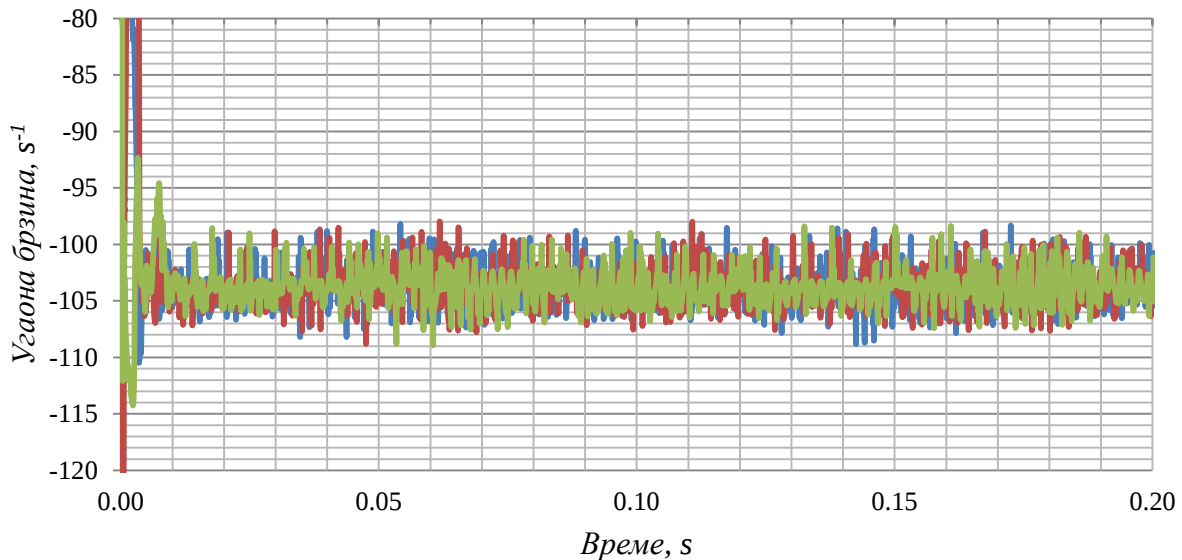
Слика 5.12. Трајекторија карактеристичке тачке ваљка излазног механизма

Ваљак ротира око своје осе, међутим ротира и око централне осе циклоредуктора заједно са излазним вратилом. Угаона брзина ваљка око своје осе приказана је дијаграмом на слици 5.13.



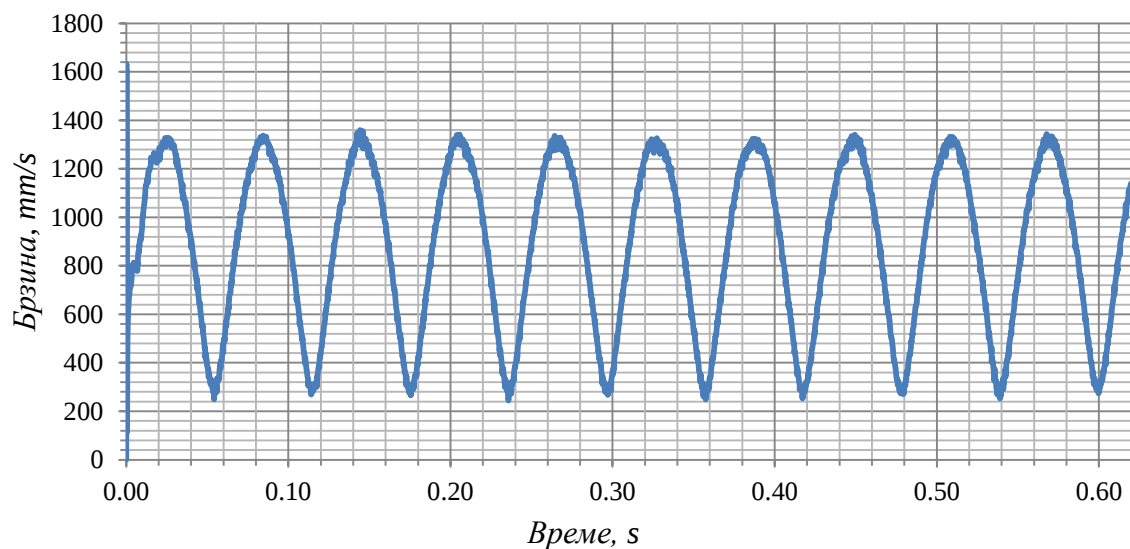
Слика 5.13. Угаона брзина ваљка излазног механизма у односу на излазно вратило

На слици 5.14 је приказан упоредни дијаграм угаоних брзина три насумично одабрана ваљка излазног механизма. На основу овог дијаграма се види да се сви ваљци излазног механизма обрћу скоро идентичним вредностима угаоних брзина.

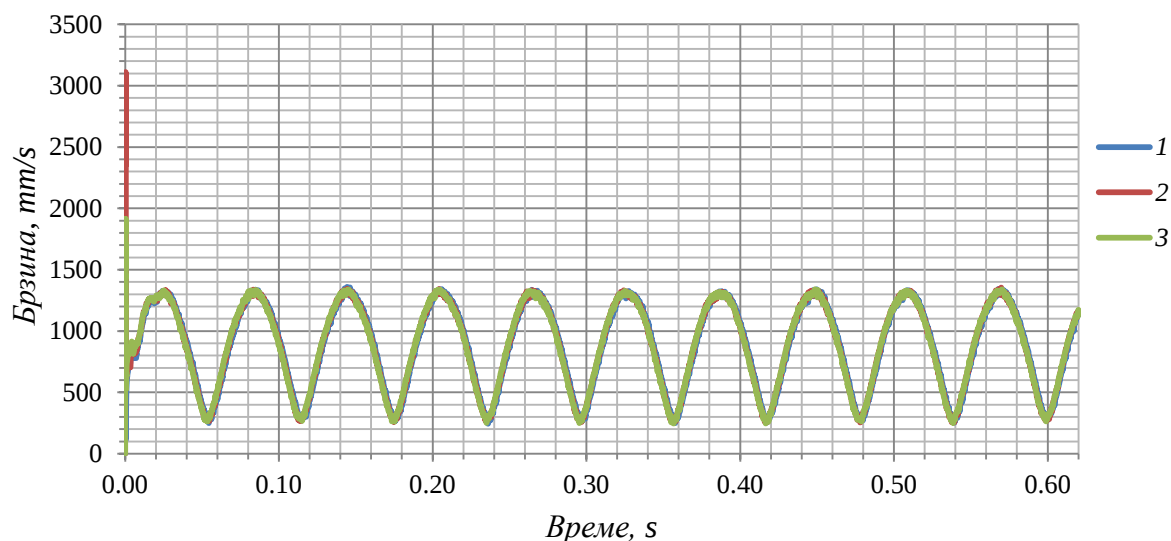


Слика 5.14. Угаона брзина ваљка излазног механизма у односу на излазно вратило

Ово поређење ће бити проширено и обимним брзинама. На слици 5.15 приказан је дијаграм обимне брзине једног ваљка излазног механизма тј. брзина карактеристичне тачке ваљка излазног механизма. Уочава се да брзина нема константну вредност, већ осцилује око неке средње вредности. На слици 5.16 је приказан упоредни дијаграм обимних брзина три насумично изабрана ваљка (у питању су исти ваљци као код испитивања угаоних брзина).

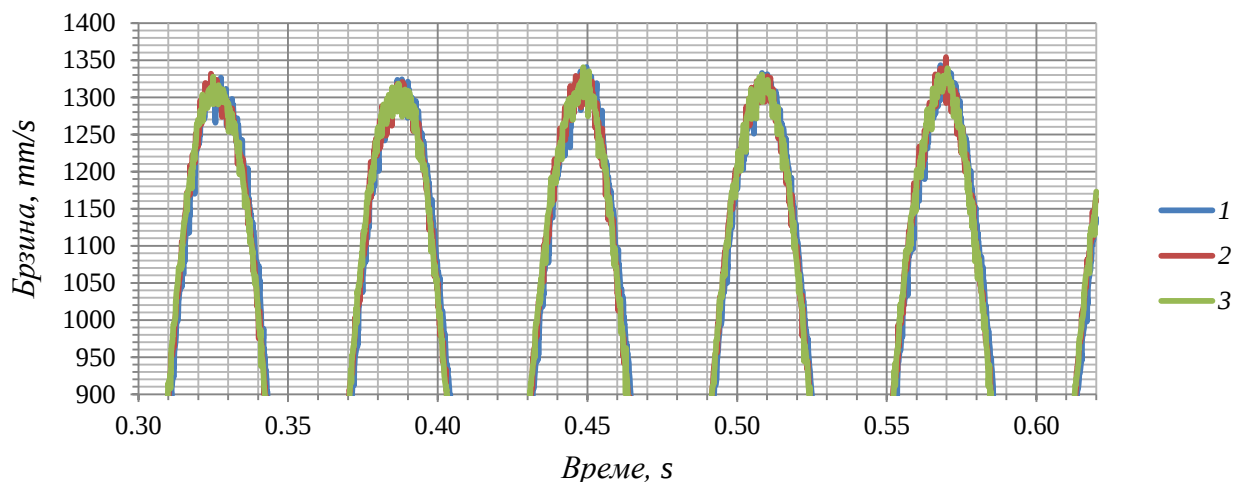


Слика 5.15. Обимна брзина ваљка излазног механизма



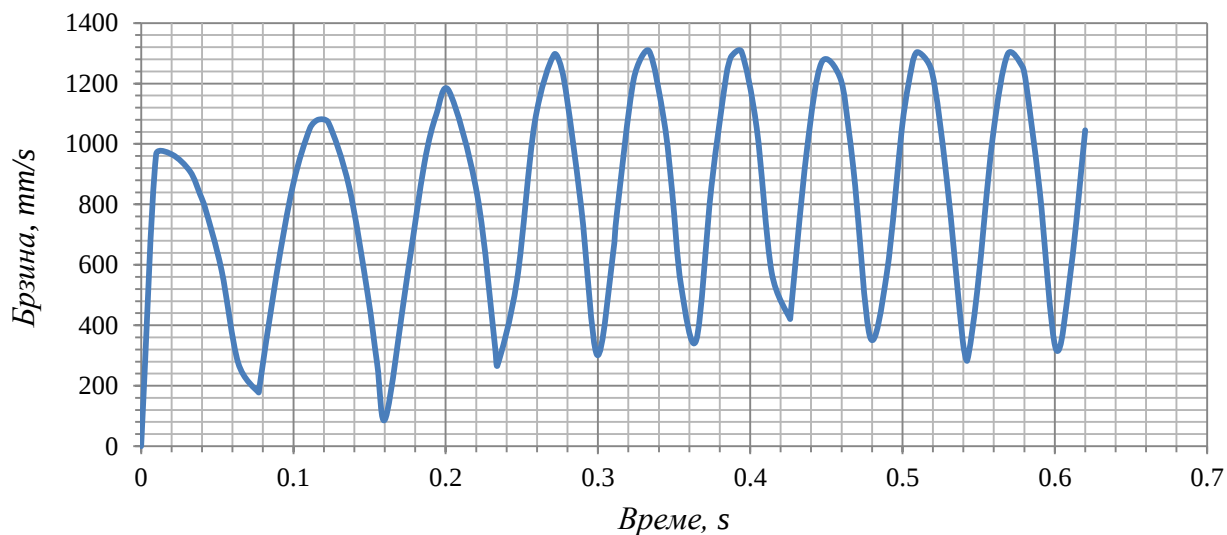
Слика 5.16. Упоредни приказ обимних брзина три ваљка излазног механизма

Како је на слици 5.16 готово немогуће запазити међусобна одступања између брзина ваљака, увећани приказ овог дијаграма је на слици 5.17.

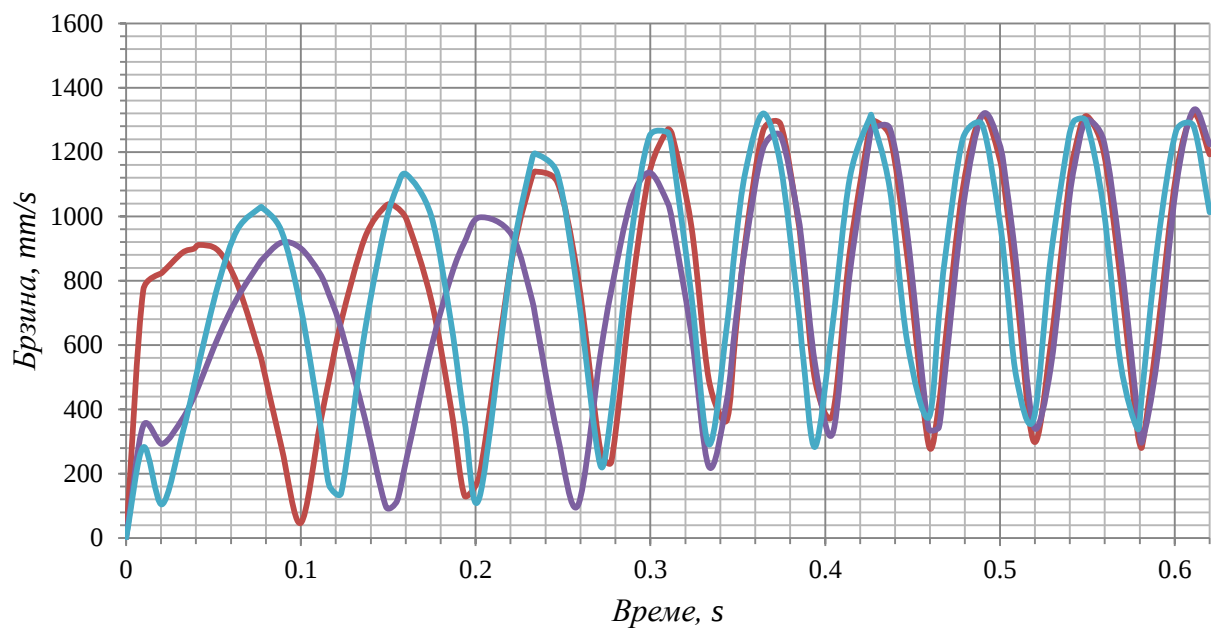


Слика 5.17. Увећани приказ обимних брзина ваљака излазног механизма

С обзиром да је динамичка симулација урађена у два софтвера потребно је испитати и какав је облик дијаграма обимних брзина ваљака излазног механизма дао и софтвер *Solidworks*. На слици 5.18 приказан је дијаграм обимне брзине једног ваљка излазног механизма. Овај ваљак није насумично изабран, већ је одабран идентичан ваљак као у случају анализе у софтверу *Autodesk Inventor*. Ради дубље анализе, на слици 5.19 је приказан упоредни дијаграм вредности обимних брзина три различита ваљака излазног механизма.

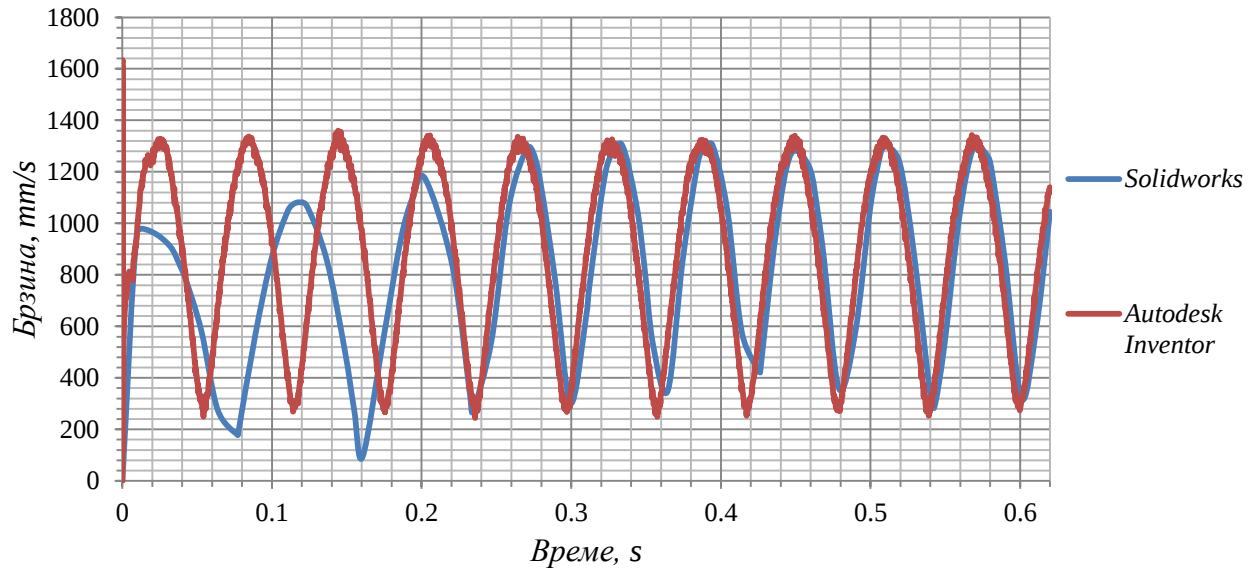


Слика 5.18. Обимна брзина ваљка излазног механизма



Слика 5.19. Упоредни приказ обимних брзина три ваљка излазног механизма

Упоредивањем резултата добијених у оквиру два софтвера, добијен је упоредни дијаграм обимне брзине једног ваљка излазног механизма. Овај дијаграм је приказан на слици 5.20.



Слика 5.20. Упоредни приказ обимне брзине једног ваљка излазног механизма

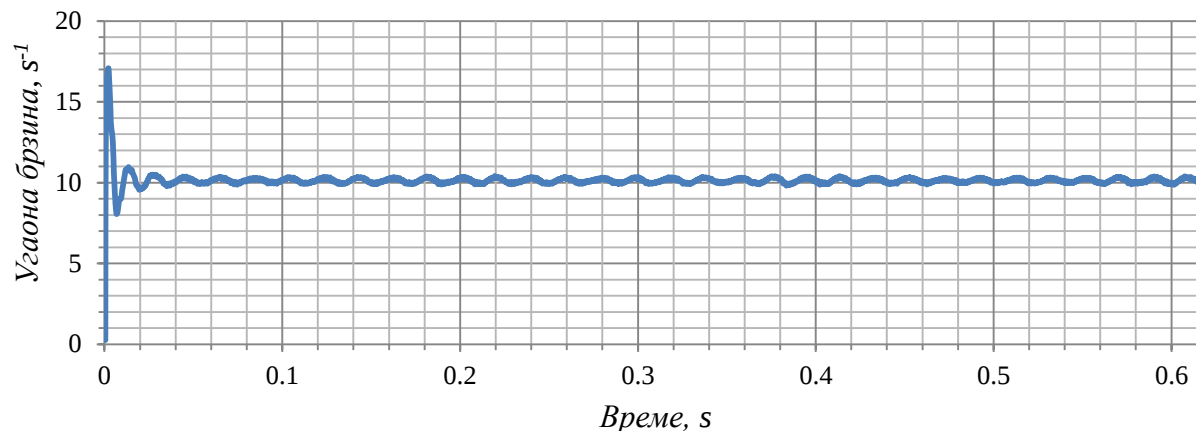
С обзиром да у овом конкретном циклоредуктору постоји осам ваљака излазног механизма, одређене су средње и максималне вредности обимне брзине сваког ваљка излазног механизма, и ове вредности су приказане у табели 5.2.

Табела 5.2. Средње и максималне вредности обимне брзине ваљака

Ознака ваљка излазног механизма	Максимална брзина, mm/s		Средња брзина, mm/s	
	<i>Autodesk Inventor</i>	<i>Solidworks</i>	<i>Autodesk Inventor</i>	<i>Solidworks</i>
1	1359.95	1308.52	875.29	802.8
2	1354.12	1318.88	880.33	799.66
3	1346.45	1323.18	881.55	725.69
4	1346.74	1329.97	877.41	751.69
5	1351.95	1319.93	874.57	801.41
6	1346.4	1322.55	881.36	749.13
7	1340.54	1322.04	881.89	715.72
8	1345.52	1317.44	879.06	769.18

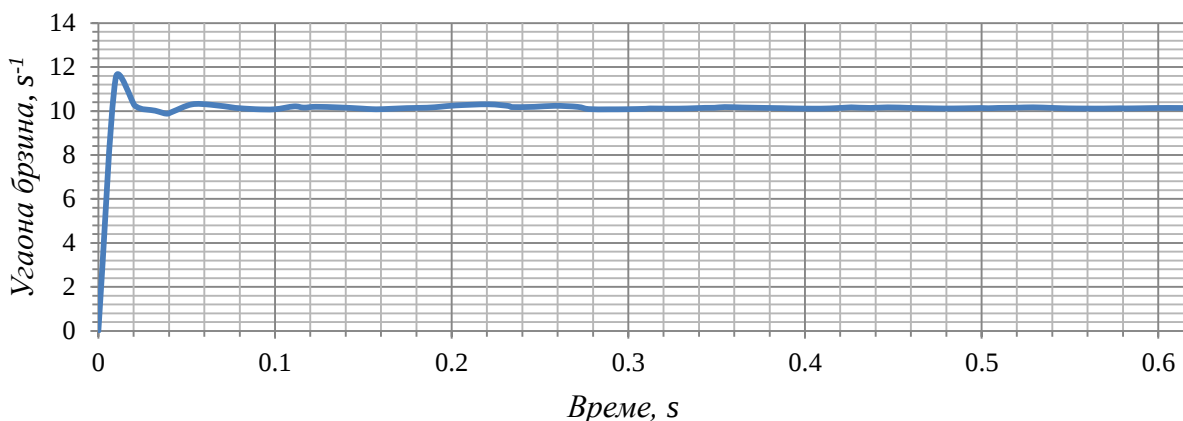
Поред претходног проблема, треба проверити тачност и веродостојност самог модела. То ће бити урађено компарацијом вредности излазне угаоне брзине добијених симулацијом и њене теоријске вредности.

Израдом динамичке симулације добијен је графички приказ угаоне брзине излазног вратила (Слика 5.21 – *Autodesk Inventor*; Слика 5.22 – *Solidworks*). Иако је, са теоријског аспекта, циклоредуктор преносник са константним преносним односом тј. угаоне брзине улазног и излазног вратила су константне, примећује се да вредност угаоне брзине излазног вратила није константна. Оваква појава се у реалним системима може јавити услед грешака при изради, монтажи, или пак услед појаве хабања на појединим елементима циклоредуктора.



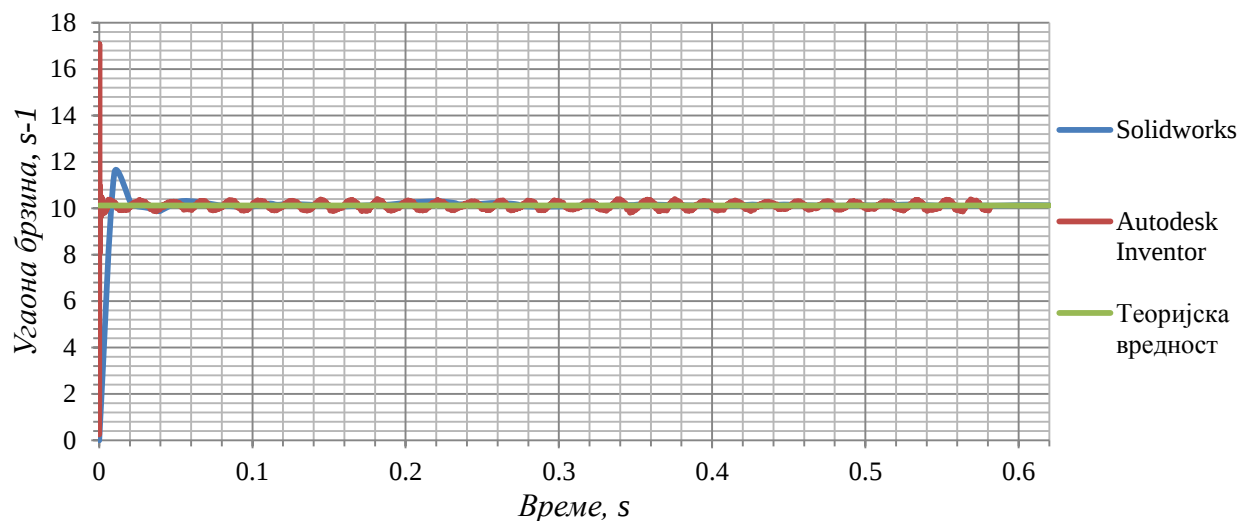
Слика 5.21. Графички приказ угаоне брзине излазног вратила (Autodesk Inventor)

Са слике 5.21 види се да постоји почетни скок вредности на дијаграму, али да је затим вредност осцилује око средње константне вредности. Амплитуде нису велике па се сматра да је вредност угаоне брзине приближно константна. Средња вредност са дијаграма ће бити утврђена и биће испитано њено одступање у односу на теоријску вредност угаоне брзине излазног вратила.



Слика 5.22. Дијаграм угаоне брзине излазног вратила (Solidworks)

Као и у претходном случају, и на слици 5.22 се уочава почетни скок вредности угаоне брзине. Међутим, вредност се очигледно врло брзо приближава константној. Одступања су веома мала и биће одређена у наставку. На слици 5.23 је приказан упоредни дијаграм вредности угаоних брзина излазног вратила добијених у два софтвера као и њена теоријска вредност.



Слика 5.23. Упоредни дијаграм угаоних брзина излазног вратила

У табели 5.3 је приказано процентуално одступање средње вредности угаоне брзине излазног вратила добијене динамичким симулацијама у два софтвера у односу на њену теоријску вредност.

Табела 5.3. Одступање вредности угаоне брзине излазног вратила

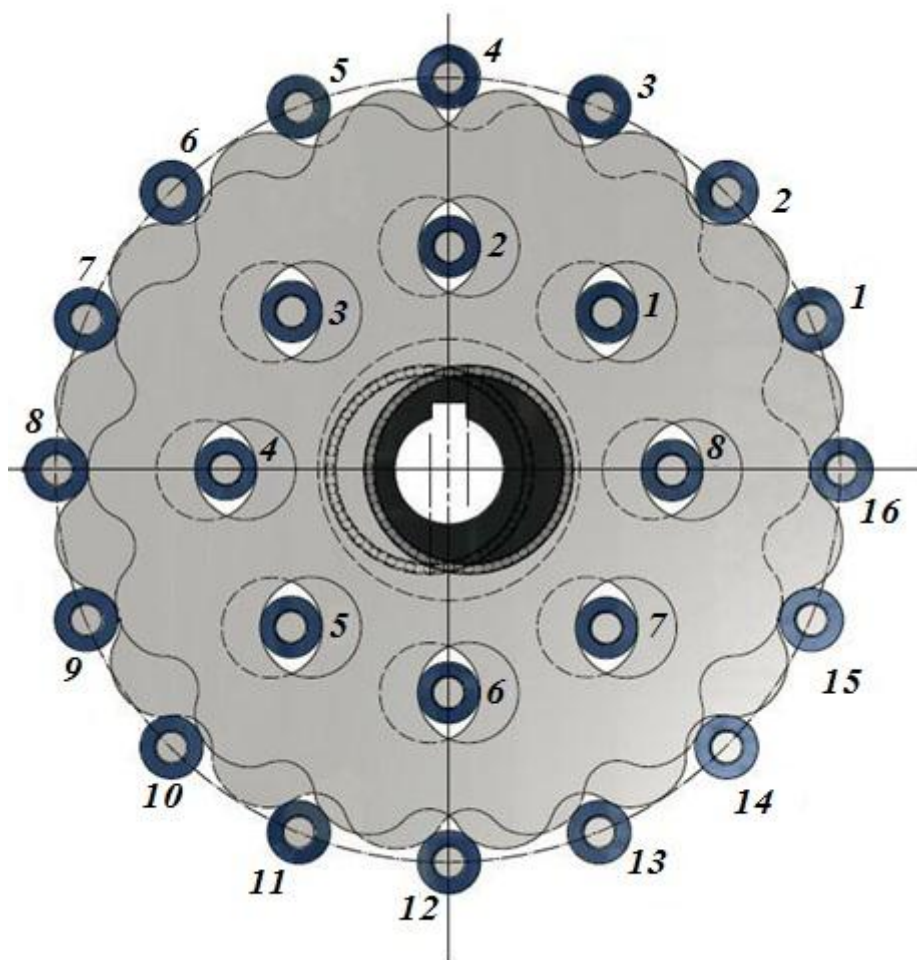
Софтвер	Угаона брзина, rad/s	Одступање, %
<i>Autodesk Inventor</i>	10.235	1.076
<i>Solidworks</i>	10.016	1.086

6. АНАЛИТИЧКИ ПРОРАЧУН СИЛА КОЈЕ ОПТЕРЕЋУЈУ ЦИКЛОЗУПЧАНИК

Аналитичке методе подразумевају одређивање математичких функција којима се у затвореном облику дефинише решење, [3]. Оне се заснивају на законима теорије еластичности и отпорности материјала као и њихове практичне примене. Међутим, за решавање проблема аналитичким методама потребно је увођење појединих претпоставки, па су из тих разлога применљиве на веома малом броју проблема.

Поступак прорачуна сила које се јављају у контакту циклозупчаника и ваљака централног зупчаника, као и ваљака излазног механизма веома је сложен и детаљно је описан у литератури, [1]. У овом раду коришћен је посебан програм, који је развијен специјално за решавање овог проблема, [3]. На овај начин добијен је карактер промене нормалне и излазне силе за контакт циклозупчаника и свих ваљака, при различитим вредностима погонског угла β . Вредности сила су испитиване за вредности $\beta = 0^\circ$ до $\beta = 180^\circ$, тј. до половине обрта улазног вратила око своје осе.

Ваљци централног зупчаника и ваљци излазног механизма су означени као на слици 6.1.



Слика 6.1. Ознаке ваљака централног зупчаника и ваљака излазног механизма

Извршен је аналитички прорачун сила која оптерећују циклозупчаник у контакту са ваљцима централног зупчаника и ваљцима излазног механизма за два случаја, и то:

- користи се циклозупчаник са идеалним профилем тј. циклозупчаник код кога не постоје грешке при изради и монтажи,
- користи се циклозупчаник са реалним профилем тј. циклозупчаник код кога се сматра да постоји могућност постојања грешака.

6.1. АНАЛИТИЧКИ ПРОРАЧУН СИЛА КОЈЕ ОПТЕРЕЋУЈУ ЦИКЛОЗУПЧАНИК СА ИДЕАЛНИМ ПРОФИЛОМ

У овом поглављу су приказани резултати аналитичког прорачуна нормалних и излазних сила за случај када важи претпоставка да циклозупчаник има идеалан профил тј. да профил не одступа од еквилибриране скраћене епитрохоиде. Такође се као претпоставка усваја одсуство грешака израде и монтаже циклозупчаника, али и осталих елемената циклоредуктора.

У овом случају се сматра да се при обртању улазног вратила један циклозупчаник спреже са свим ваљцима централног зупчаника и ваљцима излазног механизма тј. да не постоје зазори који се у реалном систему јављају.

У табели 6.1 приказани су резултати аналитичког прорачуна нормалних сила у контакту једног циклозупчаника и свих ваљака централног зупчаника.

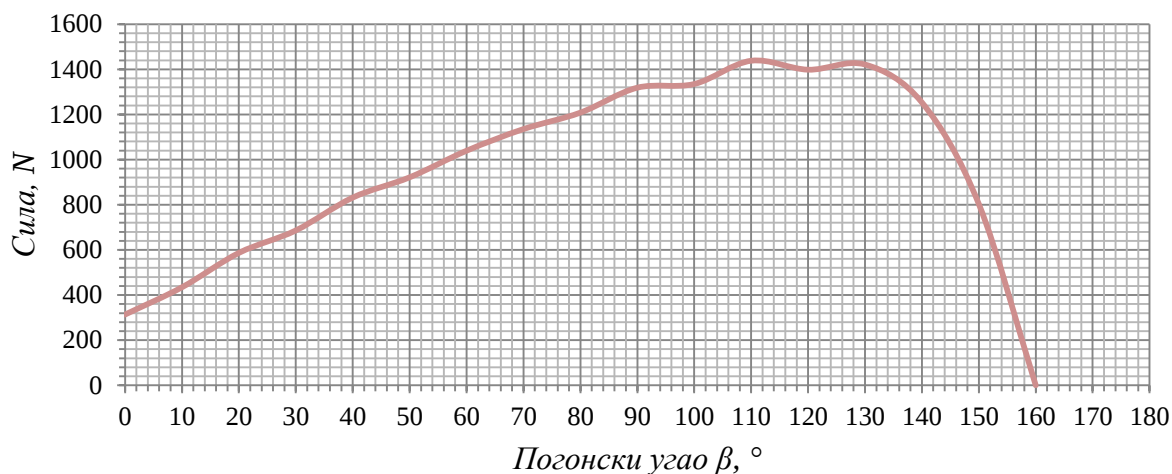
Табела 6.1. Вредности нормалних сила

		Нормална сила, N							
		Ваљак 1	Ваљак 2	Ваљак 3	Ваљак 4	Ваљак 5	Ваљак 6	Ваљак 7	Ваљак 8
Погонски угао β , °	0	0	0	0	0	0	0	313.55	0
	10	1084.06	1397.39	1334.91	1179.77	968.54	716.14	434.49	135.39
	20	312.14	1414.14	1437.86	1310.8	1114.11	868.37	586.68	281.29
	30	0	1177.22	1398.28	1321.33	1158.89	942.43	686.17	401.96
	40	0	587.17	1421.31	1416.8	1281.35	1080.11	831.79	549.19
	50	0	0	1253.11	1405.38	1314.97	1144.51	921.59	659.97
	60	0	0	802.99	1413.18	1385.76	1243.57	1039.37	790.29
	70	0	0	0	1318.17	1417.78	1314.47	1135.22	904.71
	80	0	0	0	963.87	1402.99	1356.68	1208.18	1000.95
	90	0	0	0	0	1376.5	1434.5	1318.55	1129.78
	100	0	0	0	0	1084.06	1397.39	1334.91	1179.77
	110	0	0	0	0	312.14	1414.14	1437.86	1310.8
	120	0	0	0	0	0	1177.22	1398.28	1321.33
	130	0	0	0	0	0	587.17	1421.31	1416.8
	140	0	0	0	0	0	0	1253.11	1405.38
	150	0	0	0	0	0	0	802.99	1413.18
	160	0	0	0	0	0	0	0	1318.17
	170	0	0	0	0	0	0	0	963.87
	180	0	0	0	0	0	0	0	0

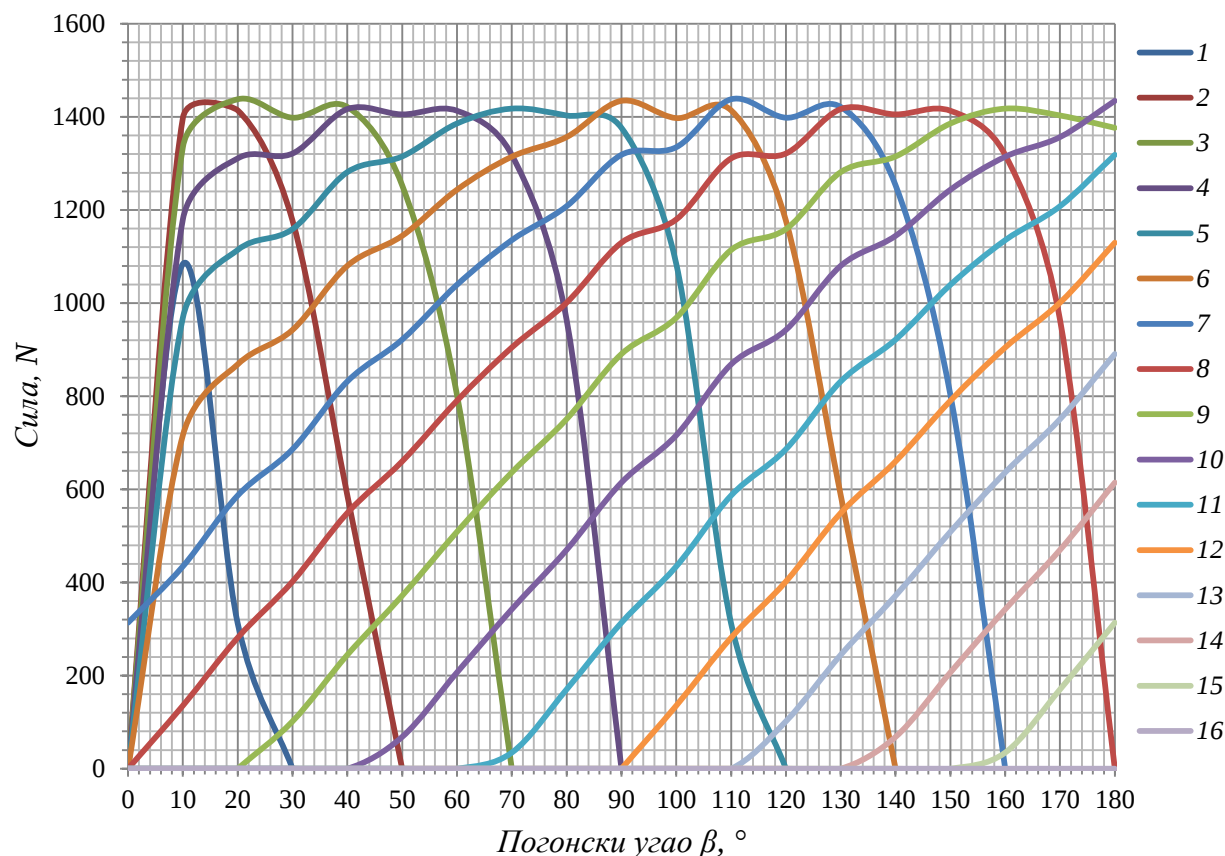
Табела 6.1. Наставак

		Нормална сила, N							
		Ваљак 9	Ваљак 10	Ваљак 11	Ваљак 12	Ваљак 13	Ваљак 14	Ваљак 15	Ваљак 16
Погонски угао β , °	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	10	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	0	0	0	0	0	0
	30	101.62	0	0	0	0	0	0	0
	40	244.43	0	0	0	0	0	0	0
	50	371.53	68.21	0	0	0	0	0	0
	60	508.75	206.71	0	0	0	0	0	0
	70	636.42	342.32	34.51	0	0	0	0	0
	80	750.85	470	170.25	0	0	0	0	0
	90	890.67	614.54	313.55	0	0	0	0	0
	100	968.54	716.14	434.49	135.39	0	0	0	0
	110	1114.11	868.37	586.68	281.29	0	0	0	0
	120	1158.89	942.43	686.17	401.96	101.62	0	0	0
	130	1281.35	1080.11	831.79	549.19	244.43	0	0	0
	140	1314.97	1144.51	921.59	659.97	371.53	68.21	0	0
	150	1385.76	1243.57	1039.37	790.29	508.75	206.71	0	0
	160	1417.78	1314.47	1135.22	904.71	636.42	342.32	34.51	0
	170	1402.99	1356.68	1208.18	1000.95	750.85	470	170.25	0
	180	1376.5	1434.5	1318.55	1129.78	890.67	614.54	313.55	0

Као што се може приметити, максимална сила јавља се у контакту циклозупчаника са ваљком 7, при погонском углу $\beta = 110^\circ$. Из овог разлога је засебно на слици 6.2 дат дијаграмски приказ промене нормалне силе у овом контакту у зависности од погонског угла β .

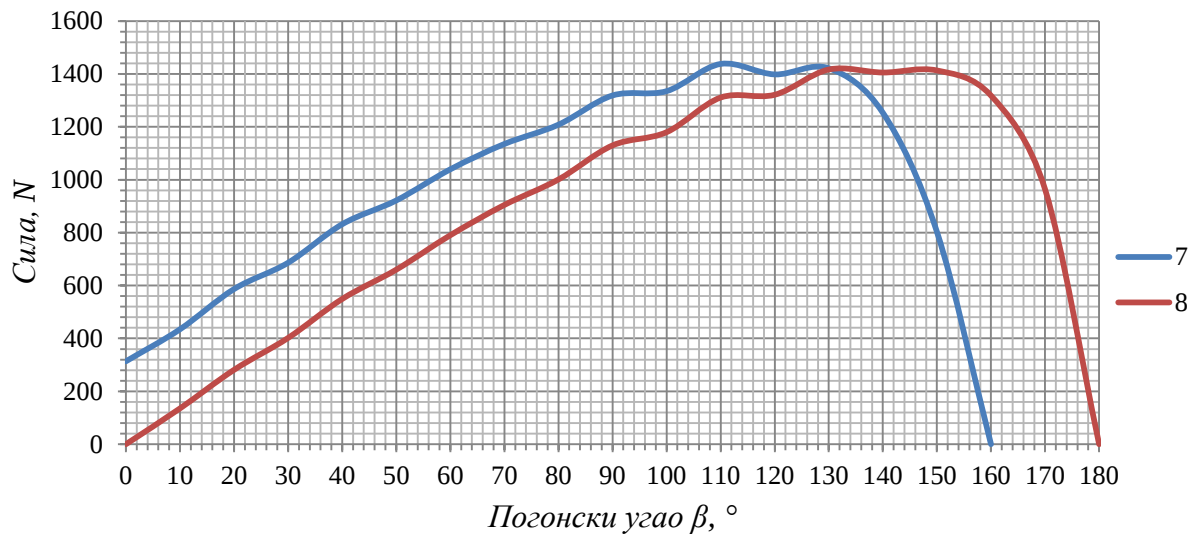
Слика 6.2. Дијаграм зависности нормалне силе од погонског угла β

На слици 6.3 приказана је промена нормалне силе при контакту циклозупчаника и свих ваљака централног зупчаника у зависности од погонског угла β .



Слика 6.3. Нормалне силе у контакту циклозупчаника и свих ваљака централног зупчаника

Са дијаграма приказаног на слици 6.3 може се закључити да силе у контактима циклозупчаника са свим ваљцима централног зупчаника имају веома сличан облик, па чак и достижу веома сличне максималне вредности. Међутим између ових сила постоји кашњење. Као пример се могу усвојити силе у контакту циклозупчаника и ваљака 7 и 8 (Слика 6.4). То значи да циклозупчаник ступа у контакт са ваљком 7 пре него са ваљком 8. Такође се са слике може видети да док нпр. нормална сила у контакту циклозупчаника са ваљком 1 достиже максимум, у истом тренутку је вредност силе у контакту са ваљком 9 једнака нули. Ово се дешава из разлога што само једна половина зубаца циклозупчаника са исте стране правца ексцентрицитета учествује у процесу преношења оптерећења.



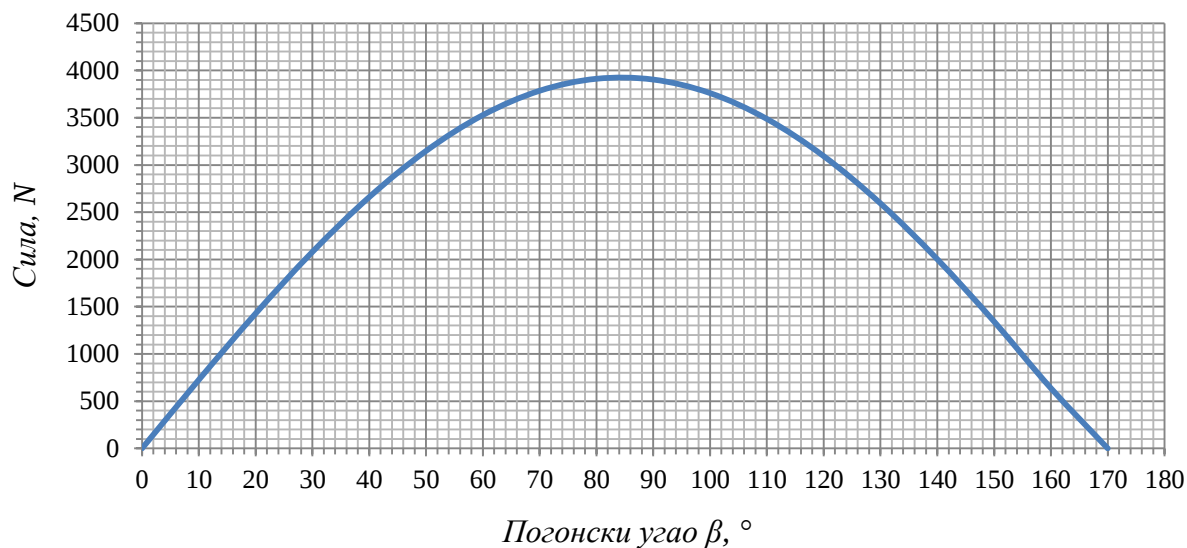
Слика 6.4. Упоредни дијаграм нормалне силе за ваљке 7 и 8

У табели 6.2 су приказане вредности излазних сила тј. сила које се јављају у контакту циклозупчаника и ваљака излазног механизма, у зависности од погонског угла β .

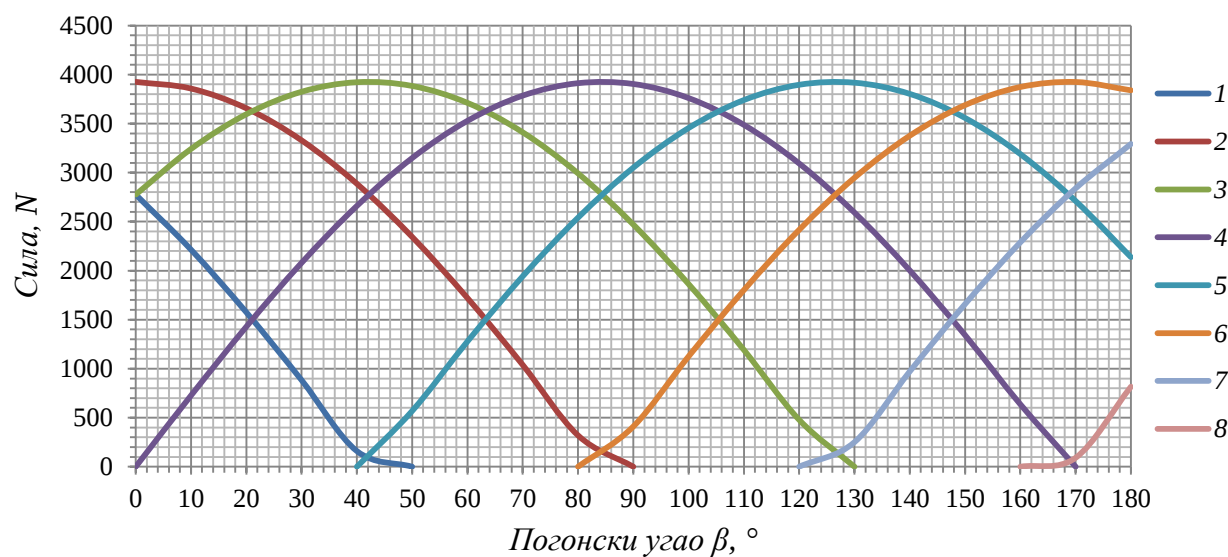
Табела 6.2. Вредности излазних сила

		Изразна сила, N							
		Ваљак 1	Ваљак 2	Ваљак 3	Ваљак 4	Ваљак 5	Ваљак 6	Ваљак 7	Ваљак 8
Погонски угао β , °	0	2775.69	3925.42	2775.69	0	0	0	0	0
	10	2213.96	3857.59	3241.49	726.57	0	0	0	0
	20	1575.72	3656.45	3595.27	1428.04	0	0	0	0
	30	883.03	3328.94	3824.81	2080.15	0	0	0	0
	40	159.82	2886.39	3922.16	2660.38	0	0	0	0
	50	0	2344.1	3883.97	3148.67	568.92	0	0	0
	60	0	1720.79	3711.55	3528.14	1277.99	0	0	0
	70	0	1038.01	3410.87	3785.69	1942.9	0	0	0
	80	0	319.37	2992.31	3912.4	2540.66	0	0	0
	90	0	0	2470.34	3903.91	3050.62	410.32	0	0
	100	0	0	1863	3760.51	3455.16	1125.82	0	0
	110	0	0	1191.28	3487.14	3740.29	1802.42	0	0
	120	0	0	478.39	3093.27	3896.16	2416.73	0	0
	130	0	0	0	2592.5	3917.38	2947.52	251.04	0
	140	0	0	0	2002.13	3803.22	3376.44	971.79	0
	150	0	0	0	1342.57	3557.63	3688.68	1658.95	0
	160	0	0	0	636.62	3189.1	3873.45	2288.79	0
	170	0	0	0	0	2710.35	3924.45	2839.52	91.34
	180	0	0	0	0	2137.93	3839.64	3292.13	816.14

На слици 6.5 приказан је дијаграм вредности излазне силе за ваљак 4, док је на слици 6.6 приказан упоредни дијаграм излазне силе при контакту циклозупчаника и свих ваљака излазног механизма. Као и код нормалних сила, и на овом дијаграму се уочава кашњење између сила које настају у контакту циклозупчаника и различитих ваљака. Такође се уочава да нпр. сила у контакту циклозупчаника и ваљка 3 достиже свој максимум у тренутку када сила у контакту циклозупчаника и ваљка 5 има вредност нула. То значи да се у том тренутку ваљак 3 спреже са једним, а ваљак 5 са другим циклозупчаником.



Слика 6.5. Дијаграм излазне силе



Слика 6.6. Дијаграм излазне силе у контакту циклозупчаника са свим ваљцима

6.2. АНАЛИТИЧКИ ПРОРАЧУН СИЛА КОЈЕ ОПТЕРЕЋУЈУ ЦИКЛОЗУПЧАНИК СА РЕАЛНИМ ПРОФИЛОМ

У случају реалних циклоредуктора се не може са великом тачношћу применити аналитички прорачун ако се усвоји претпоставка да циклозупчаник има идеалан профил. Услед грешака при изради циклозупчаника и других елемената циклоредуктора, грешака при монтажи, еластичности елемената у контакту, дилатација проузрокованих високим температурама и других фактора, неопходно је кориговање профила зубаца циклозупчаника. Корекција профила зубаца циклозупчаника има за последицу појаву зазора између елемената који су у контакту. Управо због појаве зазора се закључује да у преносу оптерећења не учествују сви зупци циклозупчаника из одговарајућег опсега ($0 \leq \beta \leq 180^\circ$) у сваком тренутку, као што је био случај код циклозупчаника са идеалним профилем. Истраживања су показала да су најизраженији зазори између зубаца циклозупчаника и ваљака централног зупчаника и ваљака излазног механизма код оних елемената који се налазе у близини правца ексцентрицитета. Због тога програм којим ће бити извршен аналитички прорачун не узима у обзир контакт циклозупчаника и ваљке који су најближе хоризонтални (Ваљке који носе ознаке 1), [2, 3].

У табели 6.3 приказани су резултати аналитичког прорачуна нормалних сила ако се као претпоставка усвоји да се у циклоредуктору оптерећење преноси циклозупчаницима са реалним профилем.

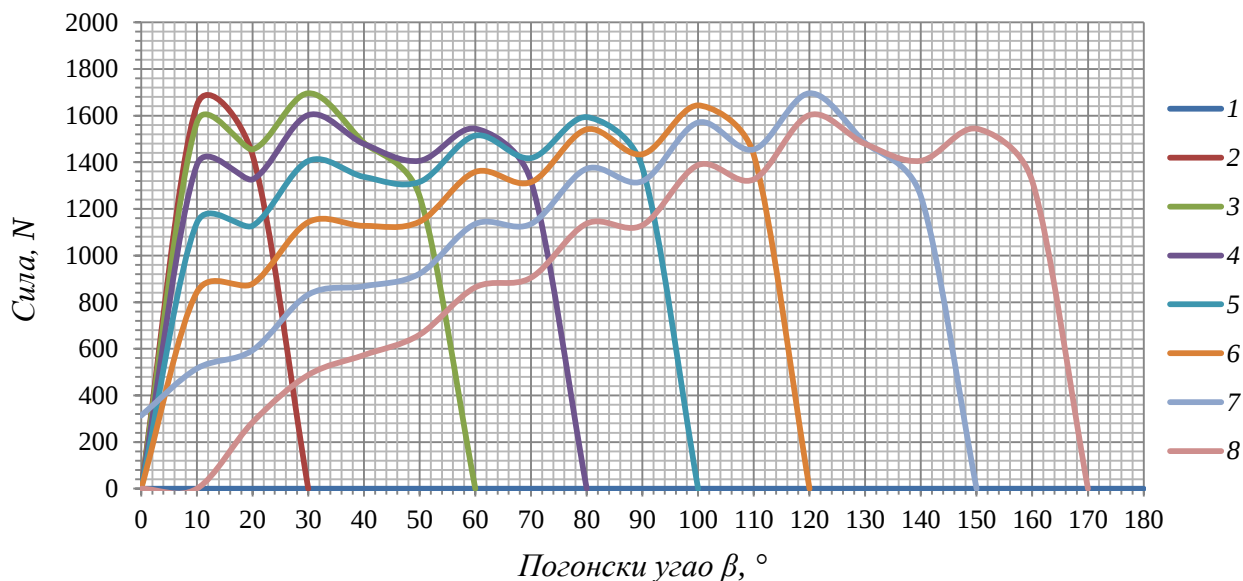
Табела 6.3. Вредности нормалних сила

		Нормална сила, N							
		Ваљак 1	Ваљак 2	Ваљак 3	Ваљак 4	Ваљак 5	Ваљак 6	Ваљак 7	Ваљак 8
Погонски угао β , °	0	0	0	0	0	0	0	313.55	0
	10	0	1643.88	1570.38	1387.87	1139.39	842.46	515.13	0
	20	0	1430.93	1454.94	1326.36	1127.34	878.68	593.65	284.63
	30	0	0	1695.66	1602.34	1405.37	1142.87	832.1	487.44
	40	0	0	1483.42	1478.71	1337.35	1127.31	868.14	573.19
	50	0	0	1253.83	1406.2	1315.74	1145.17	922.12	660.35
	60	0	0	0	1543.99	1514.03	1358.68	1135.58	863.45
	70	0	0	0	1318.36	1417.99	1314.67	1135.38	904.84
	80	0	0	0	0	1593.49	1540.9	1372.23	1136.86
	90	0	0	0	0	1376.5	1434.5	1318.55	1129.78
	100	0	0	0	0	0	1643.88	1570.38	1387.87
	110	0	0	0	0	0	1430.93	1454.94	1326.36
	120	0	0	0	0	0	0	1695.66	1602.34
	130	0	0	0	0	0	0	1483.42	1478.71
	140	0	0	0	0	0	0	1253.83	1406.2
	150	0	0	0	0	0	0	0	1543.99
	160	0	0	0	0	0	0	0	1318.36
	170	0	0	0	0	0	0	0	0
	180	0	0	0	0	0	0	0	0

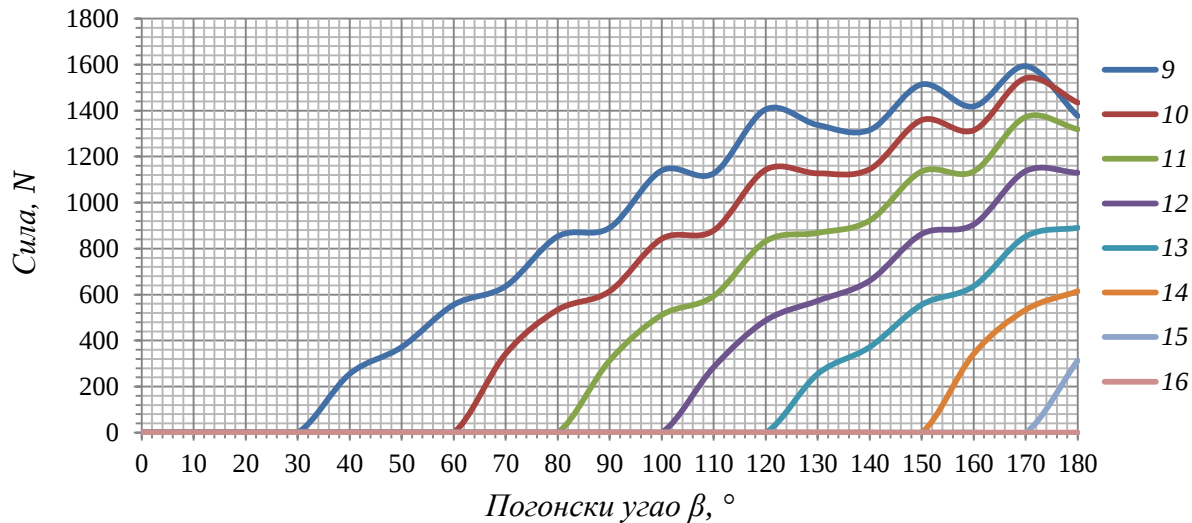
Табела 6.3. Наставак

		Нормална сила, N							
		Ваљак 1	Ваљак 2	Ваљак 3	Ваљак 4	Ваљак 5	Ваљак 6	Ваљак 7	Ваљак 8
Погонски угао β , °	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	10	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	0	0	0	0	0	0
	30	0	0	0	0	0	0	0	0
	40	255.11	0	0	0	0	0	0	0
	50	371.75	0	0	0	0	0	0	0
	60	555.84	0	0	0	0	0	0	0
	70	636.51	342.37	0	0	0	0	0	0
	80	852.8	533.82	0	0	0	0	0	0
	90	890.67	614.54	313.55	0	0	0	0	0
	100	1139.39	842.46	511.13	0	0	0	0	0
	110	1127.34	878.68	593.65	284.63	0	0	0	0
	120	1405.37	1142.87	832.1	487.44	0	0	0	0
	130	1337.35	1127.31	868.14	573.19	255.11	0	0	0
	140	1315.74	1145.17	922.12	660.35	371.85	0	0	0
	150	1514.03	1358.68	1135.58	863.45	555.84	0	0	0
	160	1417.99	1314.67	1135.38	904.84	636.51	342.37	0	0
	170	1593.49	1540.9	1372.23	1136.86	852.8	533.82	0	0
	180	1376.5	1434.5	1318.55	1129.78	890.67	614.54	313.55	0

Добијене вредности сила су приказане и дијаграмима. На слици 6.7 је приказан карактер промене нормалних сила за ваљке означене од 1 до 8, а на слици 4.8 за ваљке означене од 9 до 16.



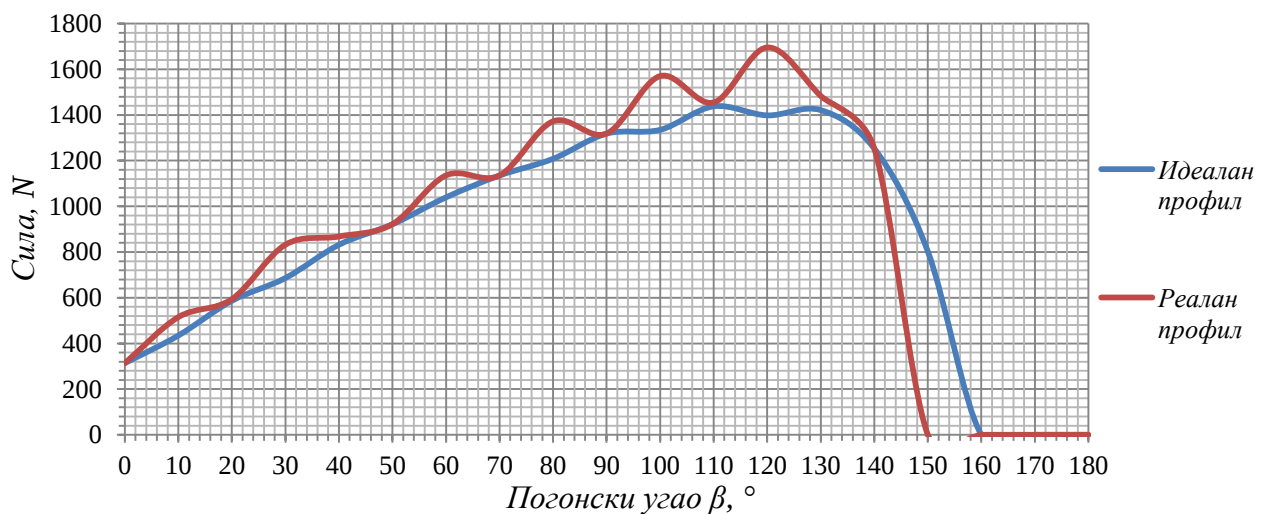
Слика 6.7. Дијаграм нормалне силе у контакту циклозупчаника ваљка 1 - 8



Слика 6.8. Дијаграм нормалне силе у контакту циклозупчаника и ваљака 9 - 16

На основу слика 6.7 и 6.8 може се извести закључак да заиста постоје разлике у нормалним силама када је у питању циклоредуктор са циклозупчаницима са идеалним односно реалним профилем. Примећују се већи скокови вредности сила него што је био случај код циклозупчаника са идеалним профилем.

Случај са реалним профилем је неповољнији. Самим тим што у процесу преноса оптерећења не учествују сви зупци циклозупчаника, вредност сила на зупцима који преносе оптерећење се повећава. Такође, и контакт циклозупчаника и одговарајућег ваљка централног зупчаника краће траје. Упоредни дијаграм нормалне силе у контакту циклозупчаника и ваљка 7 за случај циклозупчаника са идеалним и реалним профилем приказан је на слици 6.9.



Слика 6.9. Упоредни дијаграм нормалне силе за циклозупчаник са идеалним и реалним профилем

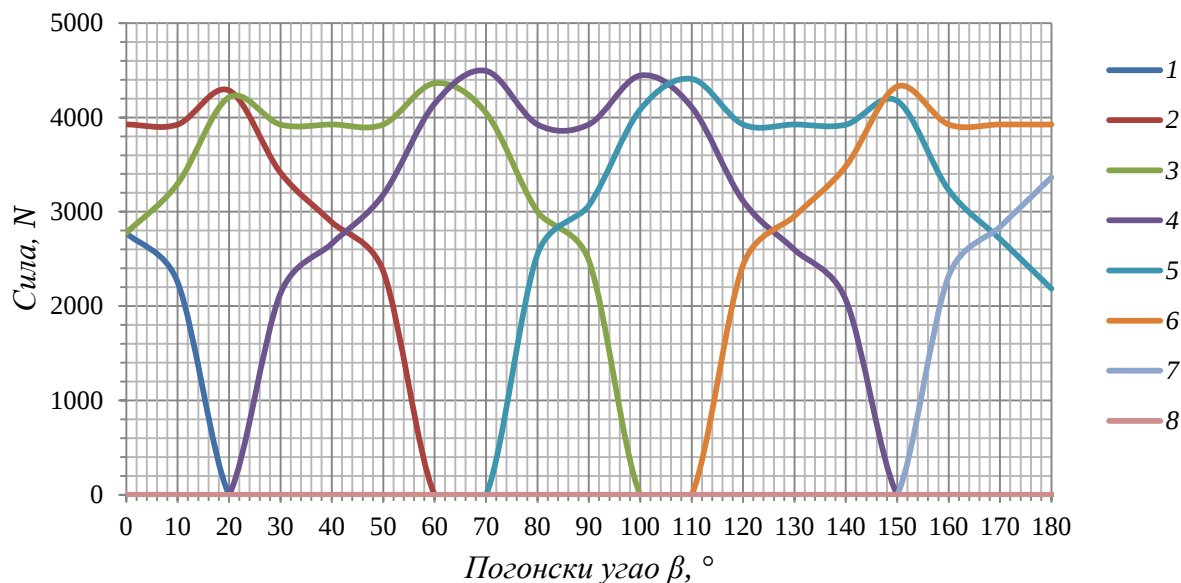
Са слике 6.9 се јасно види да је вредност нормалне силе за случај циклозупчаника са реалним профилем већа. Максимална вредност силе је $F_{N7R} = 1695.66 \text{ N}$, и јавља се при погонском углу $\beta = 120^\circ$, док је за случај циклозупчаника са идеалним профилем максимална сила $F_{N7I} = 1437.86 \text{ N}$ и јавља се при погонском углу $\beta = 110^\circ$. Закључује се да у случају циклозупчаника са реалним профилем сила одступа за 17.929% у односу на случај циклозупчаника са идеалним профилем.

У табели 6.4 су приказане вредности излазних сила за случај циклозупчаника са реалним профилем.

Табела 6.4. Вредности излазних сила

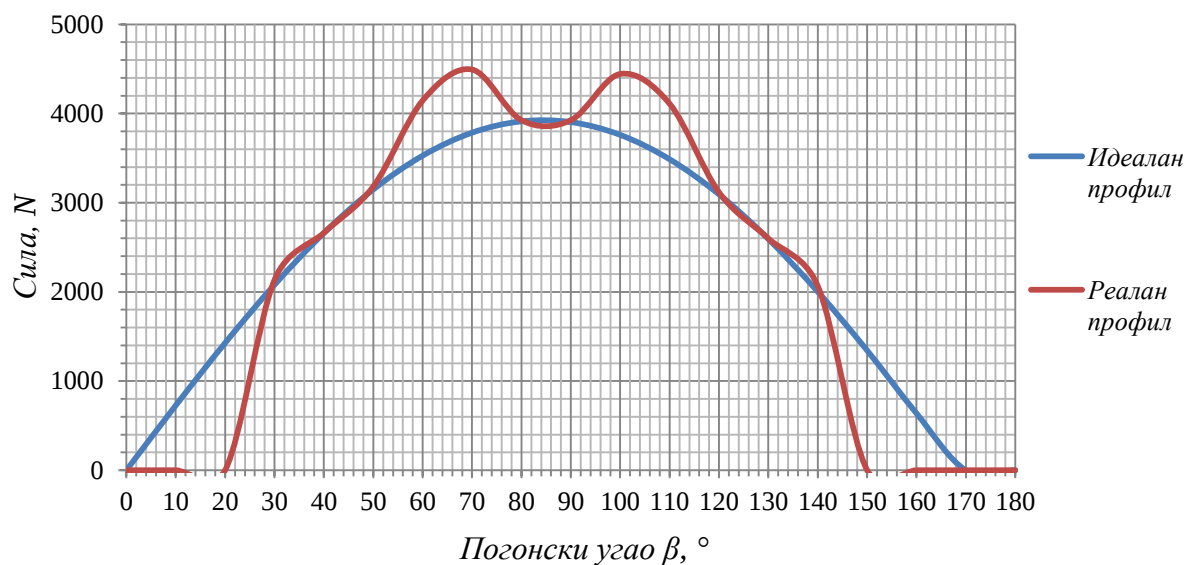
		Излазна сила, N							
		Ваљак 1	Ваљак 2	Ваљак 3	Ваљак 4	Ваљак 5	Ваљак 6	Ваљак 7	Ваљак 8
Погонски угао $\beta, ^\circ$	0	2775.69	3925.42	2775.69	0	0	0	0	0
	10	2252.55	3924.82	3297.99	0	0	0	0	0
	20	0	4285.26	4213.57	0	0	0	0	0
	30	0	3415.35	3924.09	2134.15	0	0	0	0
	40	0	2888.79	3925.41	2662.59	0	0	0	0
	50	0	2368.98	3925.19	3182.09	0	0	0	0
	60	0	0	4361.82	4146.27	0	0	0	0
	70	0	0	4048.28	4493.14	0	0	0	0
	80	0	0	3002.25	3925.39	2549.1	0	0	0
	90	0	0	2483.91	3925.36	3067.38	0	0	0
	100	0	0	0	4443.73	4082.91	0	0	0
	110	0	0	0	4109.61	4407.94	0	0	0
	120	0	0	0	3116.41	3925.31	2434.81	0	0
	130	0	0	0	2597.81	3925.41	2953.56	0	0
	140	0	0	0	2065.42	3923.45	3483.15	0	0
	150	0	0	0	0	4174.61	4328.38	0	0
	160	0	0	0	0	3231.6	3925.07	2319.29	0
	170	0	0	0	0	2711.08	3925.41	2840.29	0
	180	0	0	0	0	2185.16	3924.46	3364.86	0

Вредности из табеле 6.4 су такође приказане и графичким путем. На слици 6.10 приказани су дијаграми који представљају промену вредности излазних сила за свих осам ваљака излазног механизма у зависности од погонског угла, када је у питању циклозупчаник са реалним профилем.



Слика 6.10. Дијаграми излазних сила

С обзиром да су приметна одступања у односу на случај када важи претпоставка да циклозупчаник има идеалан профил, упоредни дијаграм излазних сила у контакту циклозупчаника и ваљка 4 приказан је на слици 6.11.



Слика 6.11. Одступање излазне силе

7. НУМЕРИЧКИ НАЧИН ДОБИЈАЊА СИЛА КОЈЕ ДЕЛУЈУ НА ЦИКЛОЗУПЧАНИК

У овом поглављу ће бити анализирани вредности сила које се јављају на циклозупчанику добијене нумеричком методом. Ове силе су добијене као резултат динамичких симулација у софтверима *Autodesk Inventor* односно *Solidworks*. Вредности сила добијене нумеричком методом су затим упоређене са вредностима сила добијених аналитичком методом, укључујући и случај идеалног профила и реалног профила циклозупчаника. Ознаке ваљака централног зупчаника и ваљака излазног механизма су усвојене према слици 6.1.

7.1. АНАЛИЗА СИЛА ДОБИЈЕНИХ У СОФТВЕРУ SOLIDWORKS

Задавањем одговарајућих контаката између циклозупчаника и ваљака централног зупчаника и ваљака излазног механизма, софтверу је омогућен прорачун нормалних, односно излазних сила. На вредности ових сила свакако имају утицај задате карактеристике контакта.

Силе добијене у програму *Solidworks* ће бити анализирани у овом поглављу. У табели 7.1 приказане су вредности нормалних сила за различите вредности погонског угла β .

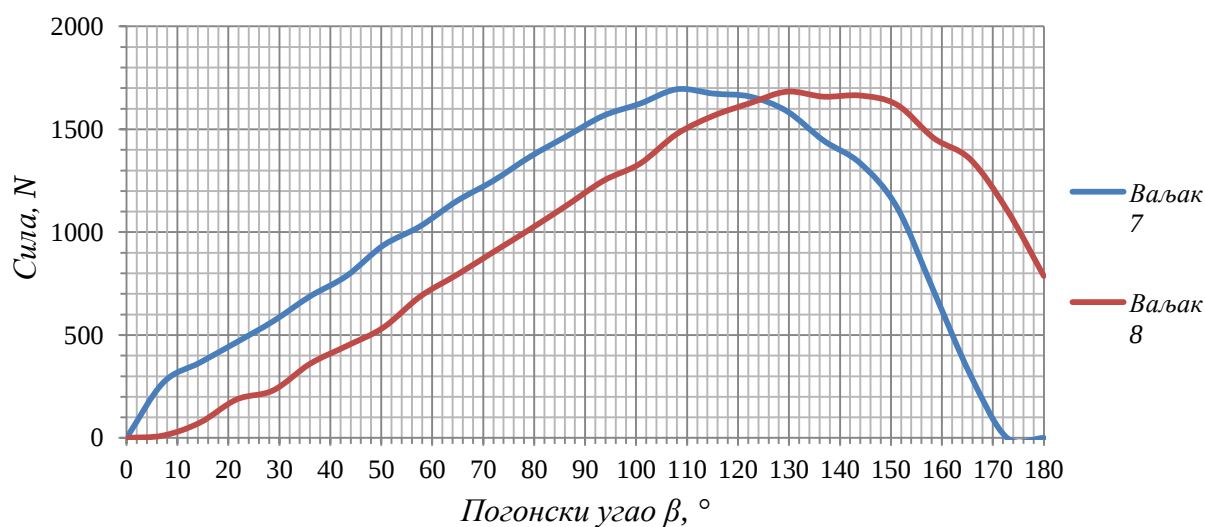
Табела 7.1. Вредности нормалних сила

		Нормална сила, N							
		Ваљак 1	Ваљак 2	Ваљак 3	Ваљак 4	Ваљак 5	Ваљак 6	Ваљак 7	Ваљак 8
Погонски угао β , °	0	120.72	194.44	94.309	55.009	20.620	0	0	0
	10	1317.1	1639.5	1598.4	1324.3	1000.4	671.79	314.53	23.519
	20	911.52	1520.5	1693.1	1487.7	1158.5	790.30	444.14	166.94
	30	348.31	1364.0	1662.7	1596.7	1300.9	971.89	597.98	248.80
	40	0	1031.3	1601.4	1690.4	1449.8	1098.3	742.88	410.07
	50	0	504.54	1385.9	1660.0	1581.3	1244.6	925.74	527.00
	60	0	0	1142.7	1648.7	1664.7	1398.1	1054.2	694.81
	70	0	0	636.06	1443.0	1663.7	1572.2	1231.5	836.40
	80	0	0	43.357	1249.0	1676.1	1657.8	1379.0	1027.9
	90	0	0	0	790.44	1482.1	1670.7	1559.1	1208.1
	100	0	0	0	189.72	1334.6	1669.5	1614.1	1327.5
	110	0	0	0	0	923.77	1520.4	1668.6	1485.0
	120	0	0	0	0	347.87	1355.0	1659.3	1601.0
	130	0	0	0	0	0	1019.0	1575.7	1687.7
	140	0	0	0	0	0	527.09	1407.7	1676.7
	150	0	0	0	0	0	0	1171.1	1659.9
	160	0	0	0	0	0	0	634.36	1430.6
	170	0	0	0	0	0	0	42.161	1234.3
	180	0	0	0	0	0	0	0	786.93

Табела 7.1. Наставак

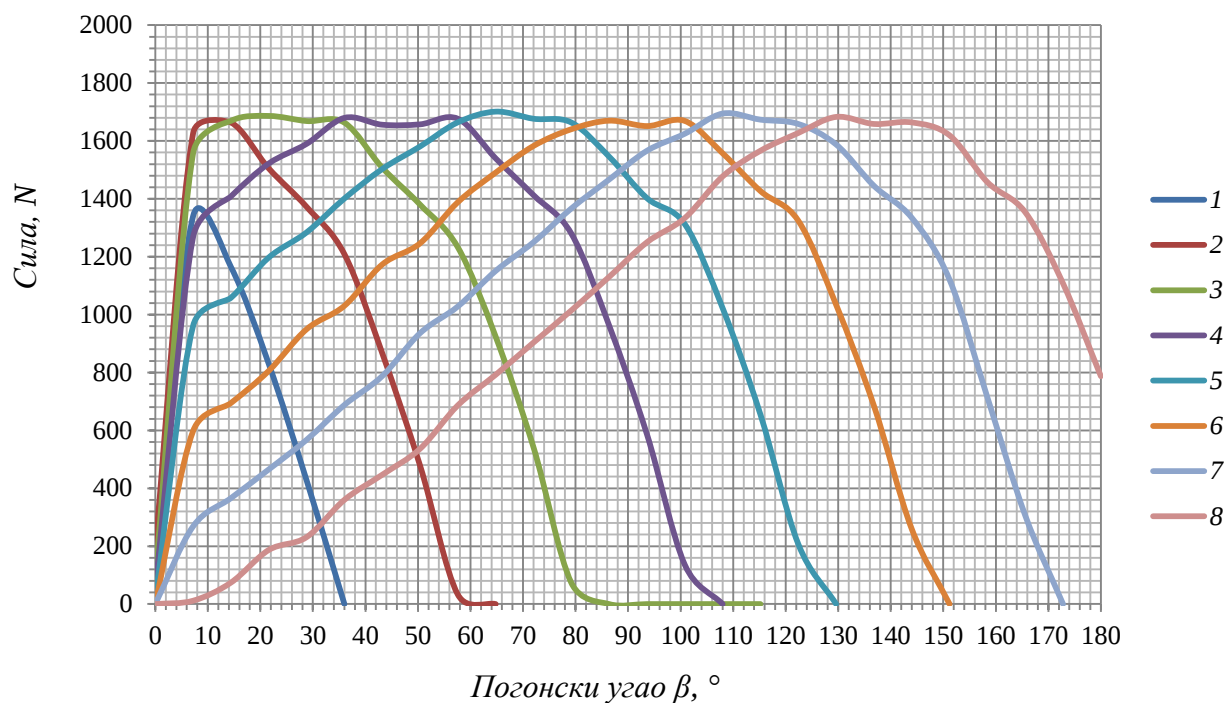
		Нормална сила, N							
		Ваљак 9	Ваљак 10	Ваљак 11	Ваљак 12	Ваљак 13	Ваљак 14	Ваљак 15	Ваљак 16
Погонски угао β , °	0	0	0	0	0	0	0	0	20.151
	10	0	0	0	0	0	0	0	200.14
	20	0	0	0	0	0	0	0	0
	30	8.4970	0	0	0	0	0	0	0
	40	131.78	0	0	0	0	0	0	0
	50	217.76	5.5096	0	0	0	0	0	0
	60	370.24	94.938	0	0	0	0	0	0
	70	475.10	209.97	0	0	0	0	0	0
	80	675.54	339.68	65.208	0	0	0	0	0
	90	813.35	463.23	176.50	0	0	0	0	0
	100	990.05	654.33	299.75	29.0838	0	0	0	0
	110	1166.4	769.59	428.13	165.061	0	0	0	0
	120	1286.4	948.73	574.81	244.827	17.336	0	0	0
	130	1446.9	1106.3	734.13	401.826	128.16	0	0	0
	140	1561.6	1256.1	909.13	518.435	209.20	3.9867	0	0
	150	1676.9	1413.6	1047.3	702.979	370.73	91.344	0	0
	160	1678.3	1569.2	1249.3	855.501	483.70	213.94	0	0
	170	1671.6	1667.7	1384.5	1030.32	673.88	345.28	64.312	0
	180	1480.7	1654.6	1523.6	1213.68	793.18	465.62	185.63	0

У табели 7.1 се уочава да се вредности сваког ваљка јављају са одређеним кашњењем у односу на ваљак који му претходи. Као и код аналитичког прорачуна, кашњење ће бити приказано на примеру контакта циклозупчаника и ваљака 7 и 8.

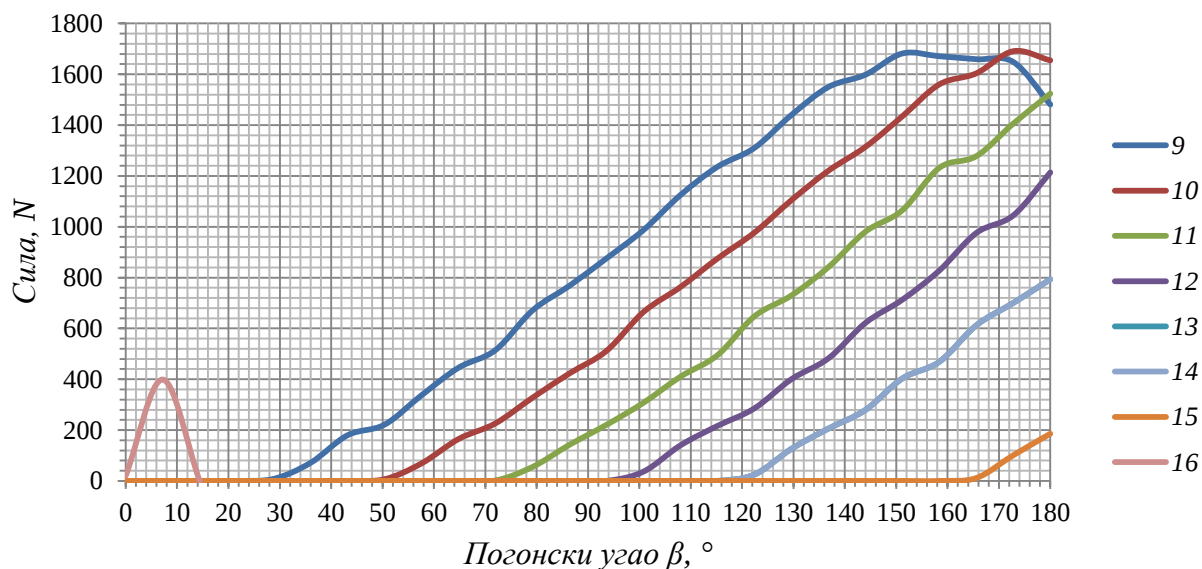


Слика 7.1. Кашњење сила

На слици 7.2 приказан је дијаграм промене нормалне силе у контакту једног циклозупчаника и ваљака означених 1-8, док је на слици 7.3 приказан дијаграм промене нормалне силе за ваљке означене 9-16.



Слика 7.2. Дијаграм нормалне силе у контакту циклозупчаника и ваљака 1-8



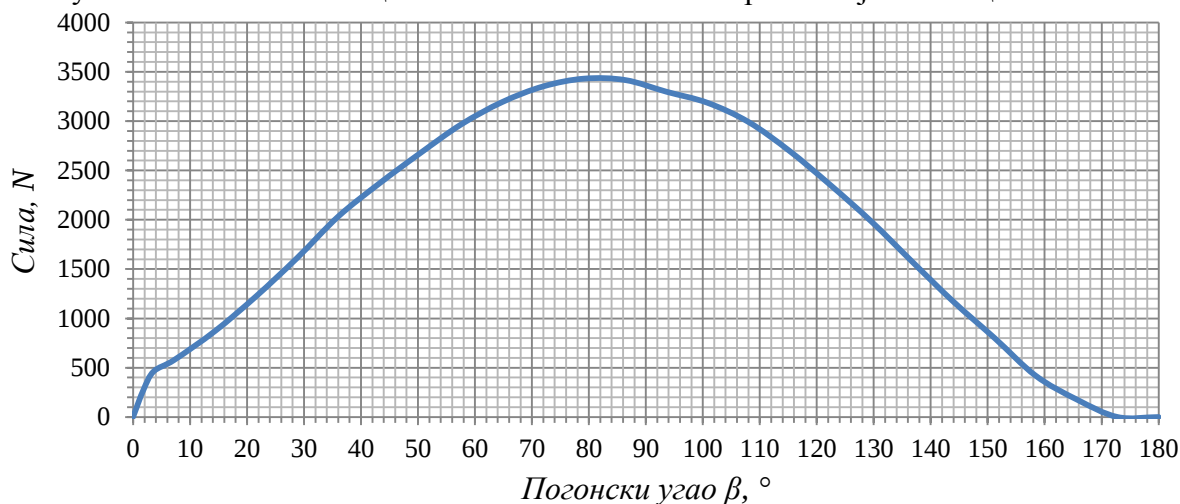
Слика 7.3. Дијаграм нормалне силе у контакту циклозупчаника и ваљака 9-16

У табели 7.2 су приказане вредности излазних сила добијених динамичком симулацијом у софтверу *Solidworks*.

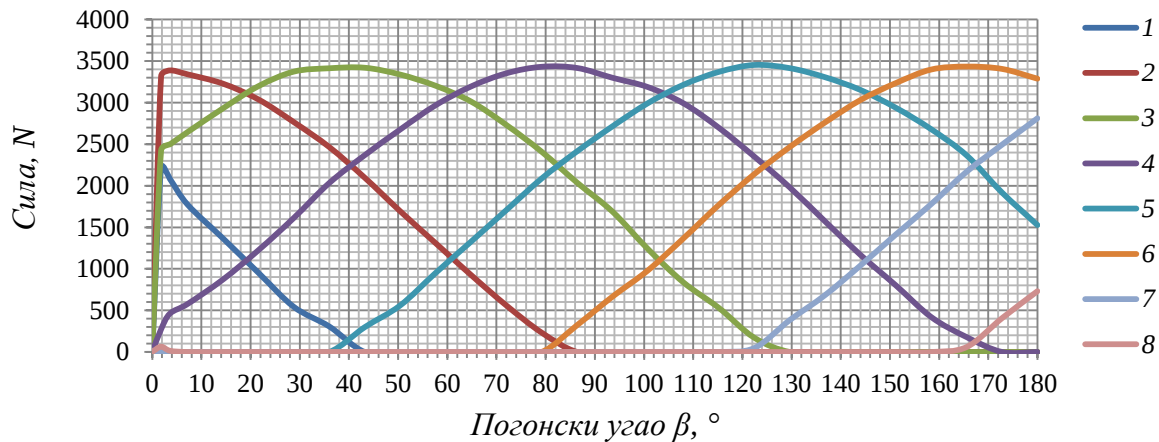
Табела 7.2. Вредности излазних сила

		Излазна сила, N							
		Ваљак 1	Ваљак 2	Ваљак 3	Ваљак 4	Ваљак 5	Ваљак 6	Ваљак 7	Ваљак 8
Погонски угао β , °	0	1911.7	3344.5	2595.1	480.02	0	0	0	0
	10	1675.4	3324.2	2720.4	655.85	0	0	0	0
	20	1137.7	3106.6	3081.4	1133.1	0	0	0	0
	30	560.74	2752.1	3354.7	1697.7	0	0	0	0
	40	62.605	2359.1	3452.8	2161.4	159.18	0	0	0
	50	0	1730.0	3339.2	2659.2	531.45	0	0	0
	60	0	1192.1	3153.5	2996.3	1006.9	0	0	0
	70	0	679.09	2855.0	3248.3	1555.5	0	0	0
	80	0	186.66	2384.9	3445.7	2127.3	16.099	0	0
	90	0	0	1952.6	3407.1	2533.4	464.58	0	0
	100	0	0	1323.5	3203.8	2976.2	934.21	0	0
	110	0	0	753.13	2927.9	3229.0	1424.3	0	0
	120	0	0	329.08	2560.8	3364.0	1979.1	0	0
	130	0	0	0	1920.8	3422.5	2474.7	363.39	0
	140	0	0	0	1496.1	3268.9	2851.1	806.67	0
	150	0	0	0	899.44	2999.0	3202.7	1323.4	0
	160	0	0	0	327.07	2619.6	3402.3	1867.9	0
	170	0	0	0	0	2169.2	3401.3	2379.1	331.47
	180	0	0	0	0	1502.5	3302.1	2813.7	697.09

На основу вредности из табеле 7.2 уочава се да се карактер промене излазних сила најбоље може уочити на примеру ваљка 4 (Слика 7.4). Дијаграм излазних сила у контакту циклозупчаника са свим ваљцима излазног механизма приказан је на слици 7.5.



Слика 7.4. Дијаграм излазне силе



Слика 7.5. Дијаграми излазних сила

7.2. АНАЛИЗА СИЛА ДОБИЈЕНИХ У СОФТВЕРУ AUTODESK INVENTOR

У овом поглављу су приказани резултати нормалних и излазних сила добијени у оквиру динамичке симулације у софтверу *Autodesk Inventor*. У табели 7.3 су приказани резултати нумеричког прорачуна нормалних сила у контакту циклозупчаника и свих ваљака централног зупчаника.

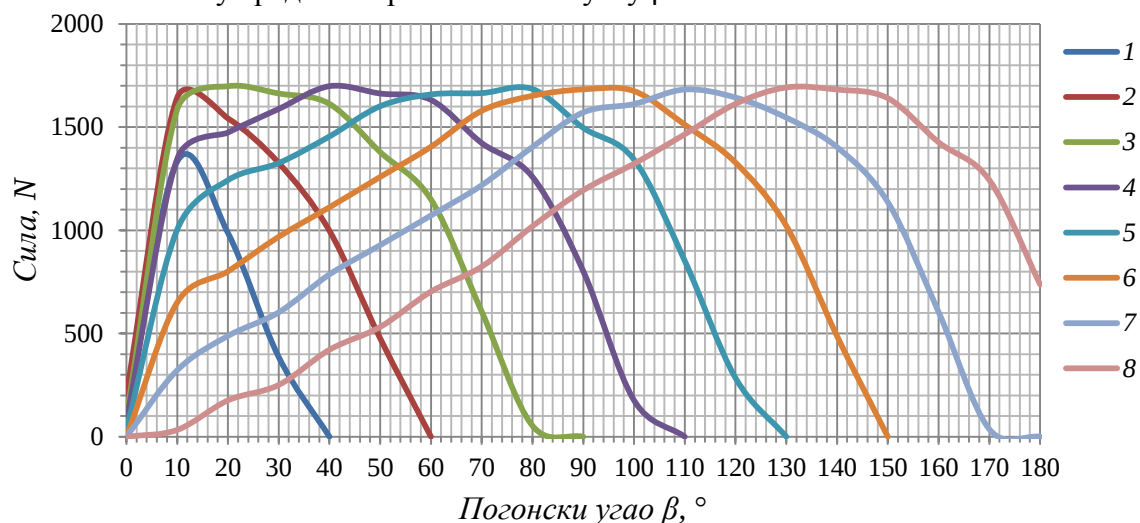
Табела 7.3. Вредности нормалних сила

		Нормална сила, N							
		Ваљак 1	Ваљак 2	Ваљак 3	Ваљак 4	Ваљак 5	Ваљак 6	Ваљак 7	Ваљак 8
Погонски угао β , °	0	89.653	206.92	97.459	78.024	34.862	0	0	0
	10	1332.6	1642.2	1585.4	1345.2	1002.8	649.85	321.87	32.915
	20	987.47	1542.3	1697.8	1473.7	1242.5	801.22	488.22	176.21
	30	386.51	1326.3	1662.7	1587.9	1325.8	968.48	602.32	250.81
	40	0	997.72	1612.2	1698.1	1454.7	1111.6	786.25	421.34
	50	0	476.28	1378.9	1662.6	1601.2	1258.6	928.23	531.87
	60	0	0	1149.4	1631.7	1658.2	1404.5	1071.8	703.02
	70	0	0	606.06	1422.8	1664.7	1578.9	1218.4	824.11
	80	0	0	53.263	1258.6	1684.5	1651.4	1403.7	1019.6
	90	0	0	0	802.11	1496.3	1682.7	1571.2	1194.3
	100	0	0	0	176.48	1342.7	1674.5	1611.9	1322.5
	110	0	0	0	0	851.96	1511.3	1682.1	1465.0
	120	0	0	0	0	284.45	1328.0	1643.3	1612.4
	130	0	0	0	0	0	1021.4	1545.7	1692.1
	140	0	0	0	0	0	487.45	1402.7	1681.7
	150	0	0	0	0	0	0	1136.5	1639.9
	160	0	0	0	0	0	0	604.26	1426.5
	170	0	0	0	0	0	0	36.524	1243.4
	180	0	0	0	0	0	0	0	737.82

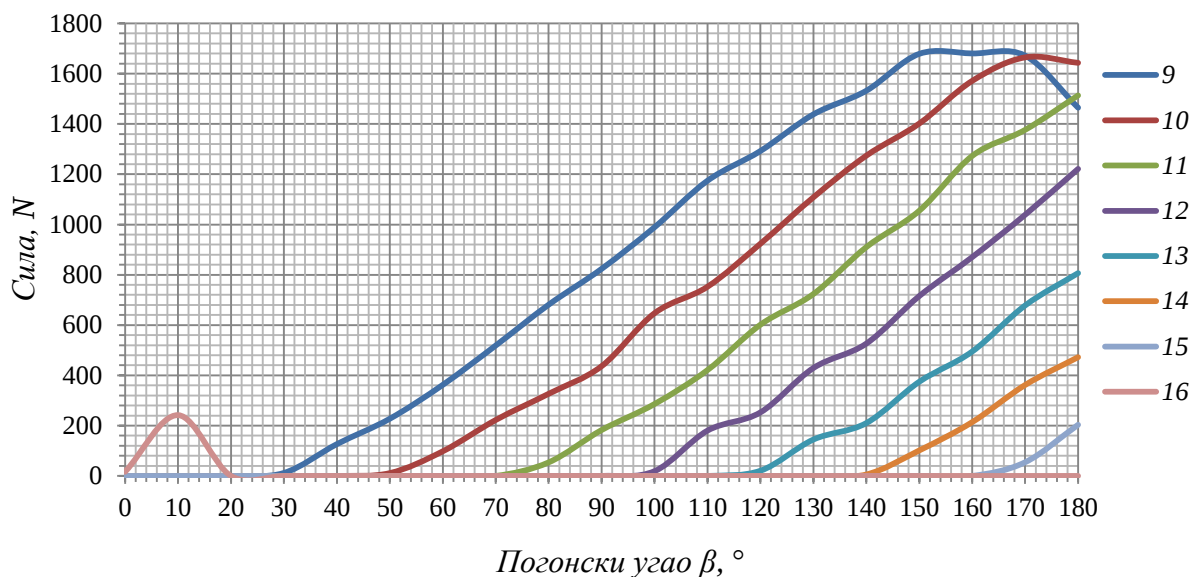
Табела 7.3. Наставак

		Нормална сила, N							
		Ваљак 9	Ваљак 10	Ваљак 11	Ваљак 12	Ваљак 13	Ваљак 14	Ваљак 15	Ваљак 16
Погонски угао β , °	0	0	0	0	0	0	0	0	16.425
	10	0	0	0	0	0	0	0	241.85
	20	0	0	0	0	0	0	0	0
	30	11.828	0	0	0	0	0	0	0
	40	126.54	0	0	0	0	0	0	0
	50	227.45	11.259	0	0	0	0	0	0
	60	362.21	97.839	0	0	0	0	0	0
	70	518.67	222.46	0	0	0	0	0	0
	80	681.03	326.71	53.894	0	0	0	0	0
	90	823.61	436.49	182.52	0	0	0	0	0
	100	989.22	647.22	286.04	18.955	0	0	0	0
	110	1174.2	752.44	420.97	180.157	0	0	0	0
	120	1292.4	923.67	601.46	252.764	20.634	0	0	0
	130	1438.1	1108.1	723.45	429.116	144.67	0	0	0
	140	1532.2	1273.9	910.13	526.387	210.20	5.6841	0	0
	150	1678.9	1401.6	1054.7	715.415	374.46	101.32	0	0
	160	1680.4	1571.3	1272.8	870.269	494.73	213.91	0	0
	170	1671.7	1664.9	1376.5	1038.73	678.12	361.82	54.362	0
	180	1464.7	1643.1	1513.5	1221.18	806.65	472.31	203.45	0

Карактер промене нормалне силе за ваљке означене од 1 до 8 за различите вредности погонског угла приказан је на слици 7.6, а карактер промене нормалне силе за ваљке означене од 9 до 16 за на слици 7.7. Као што се може закључити, максимална вредност нормалне силе остварује се у контакту циклозупчаника и ваљка 4. Сила у овом контакту достиже максималну вредност при погонском углу $\beta = 40^\circ$.

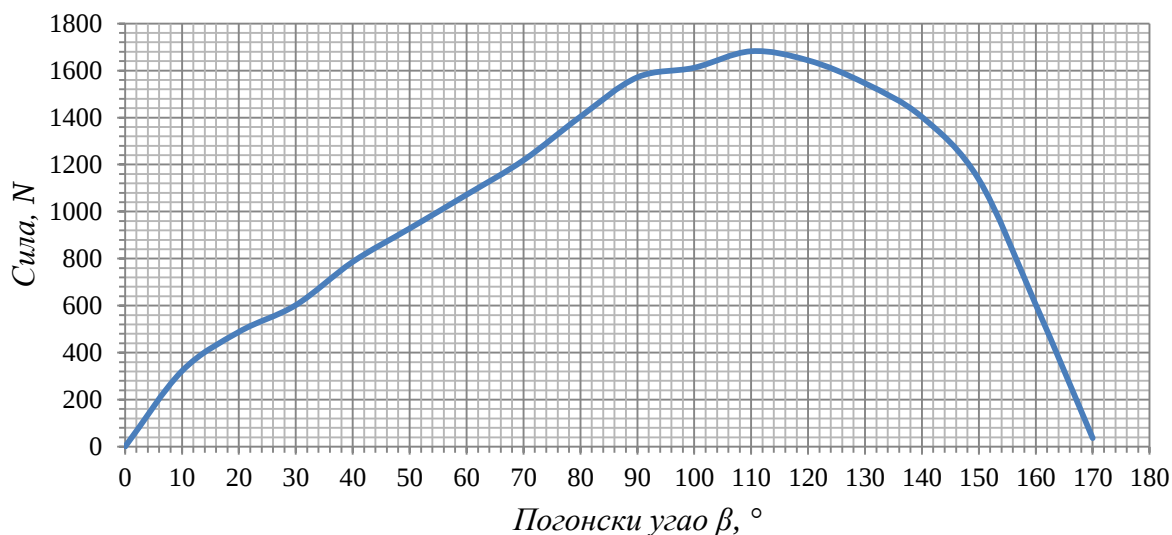


Слика 7.6. Дијаграм нормалне силе у контакту циклозупчаника и ваљка 1-8



Слика 7.7. Дијаграм нормалне силе у контакту циклозупчаника и ваљака 9-16

Дијаграм промене силе у контакту циклозупчаника и ваљака 7 приказан је на слици 7.8.



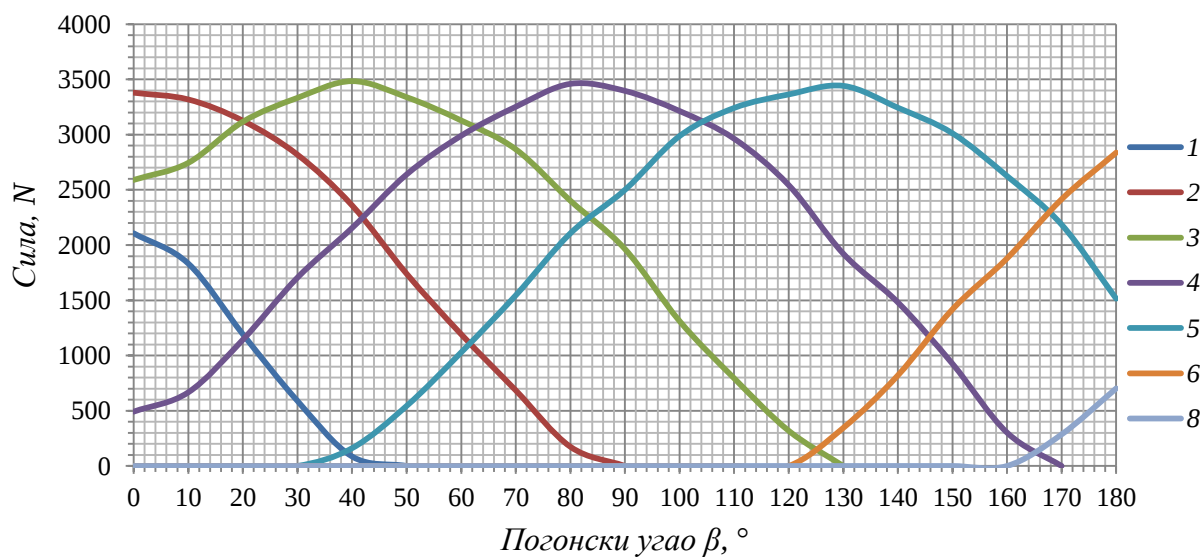
Слика 7.8. Дијаграм нормалне силе у контакту циклозупчаника и ваљака 7

У табели 7.4 приказане су вредности излазних сила у контакту циклозупчаника и свих ваљака излазног механизма.

Табела 7.4. Вредности излазних сила

		Изразна сила, N							
		Ваљак 1	Ваљак 2	Ваљак 3	Ваљак 4	Ваљак 5	Ваљак 6	Ваљак 7	Ваљак 8
Погонски угао β , °	0	2106.8	3379.5	2590.2	492.22	0	0	0	0
	10	1832.4	3318.3	2744.4	666.84	0	0	0	0
	20	1192.8	3125.6	3116.7	1143.6	0	0	0	0
	30	589.37	2818.5	3332.8	1705.2	0	0	0	0
	40	86.498	2360.1	3484.1	2154.4	160.82	0	0	0
	50	0	1740.2	3339.1	2639.3	543.65	0	0	0
	60	0	1192.4	3127.9	2990.1	1028.8	0	0	0
	70	0	684.61	2867.0	3252.1	1545.3	0	0	0
	80	0	174.26	2401.9	3459.7	2106.2	21.412	0	0
	90	0	0	1964.2	3396.1	2499.9	473.26	0	0
	100	0	0	1312.3	3213.7	2986.7	936.12	0	0
	110	0	0	794.14	2963.1	3241.4	1392.5	0	0
	120	0	0	318.86	2542.8	3363.8	2010.1	0	0
	130	0	0	0	1922.4	3441.5	2471.9	344.96	0
	140	0	0	0	1481.6	3243.7	2884.1	820.12	0
	150	0	0	0	925.41	3012.1	3251.4	1418.2	0
	160	0	0	0	302.27	2624.9	3416.1	1879.3	0
	170	0	0	0	0	2185.2	3411.3	2415.1	286.03
	180	0	0	0	0	1514.8	3326.7	2837.4	702.45

На слици 7.9 је дат графички приказ вредности излазних сила добијених динамичком симулацијом.



7.3. ИСПИТИВАЊЕ ТАЧНОСТИ РЕЗУЛТАТА ДОБИЈЕНИХ НУМЕРИЧКОМ МЕТОДОМ

Циљ овог поглавља је био одређивање тачности претходно урађених динамичких симулација. То је најбоље могуће било постићи тако што су резултати добијени динамичким симулацијама упоређени са резултатима добијеним аналитичким прорачуном, јер се резултати добијени аналитичким прорачуном сматрају потпуно исправним. Одређена су процентуална одступања нормалних и излазних сила за различите вредности погонског угла β , у случају контакта циклозупчаника са свим ваљцима централног зупчаника и ваљцима излазног механизма. Затим су карактеристична одступања приказана и помоћу дијаграма.

Ради лакшег поређења резултата, у табели 7.5 су приказане максималне вредности нормалних сила у контакту циклозупчаника и свих ваљака централног зупчаника, као и вредности погонског угла β при којима нормалне силе достижу своје максималне вредности. Резултати су приказани за случај циклозупчаника са идеалним профилем али и за случај циклозупчаника са реалним профилем.

Примећују се међусобне разлике, пре свега у интензитету сила. С обзиром да се у случају циклозупчаника са реалним профилем не врши спрезање са свим ваљцима централног зупчаника, самим тим је оптерећење расподељено на мањи број ваљака и нормалне силе достижу више вредности. Такође се примећује и одступање погонског угла β при којем силе достижу свој максимум.

Табела 7.5. Максималне вредности нормалних сила (Аналитички прорачун)

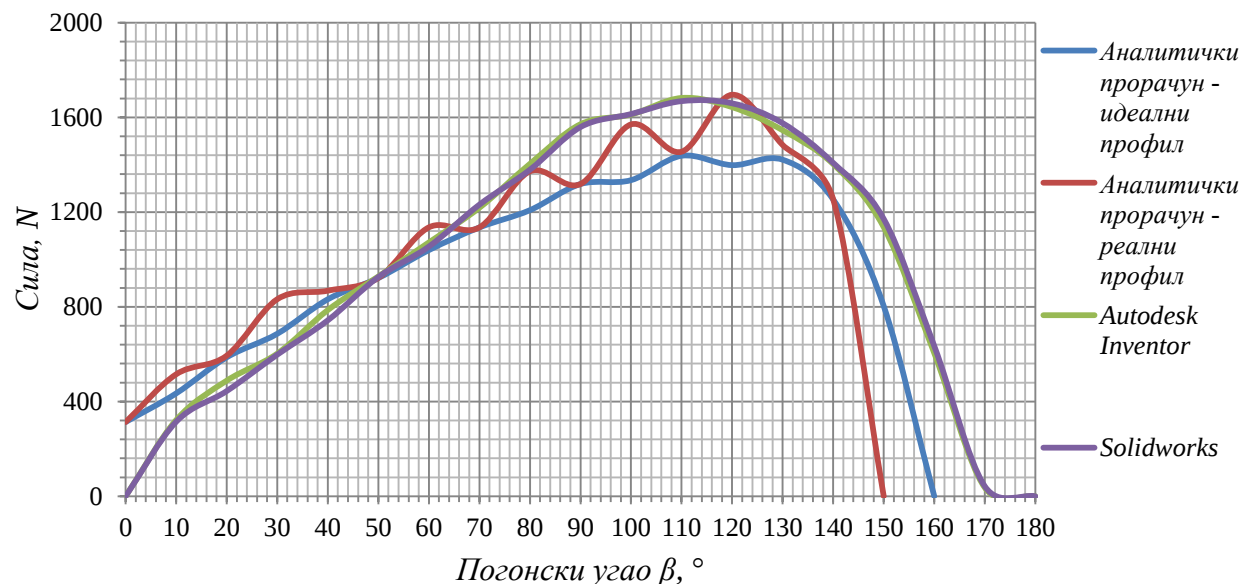
Ваљак	F_{Nmax}, N		Погонски угао $\beta, ^\circ$	
	Идеални профил	Реални профил	Идеални профил	Реални профил
1	1084.06	0	10	0 - 180
2	1414.14	1643.88	20	10
3	1437.86	1695.66	20	30
4	1416.8	1602.34	40	30
5	1417.78	1593.49	70	80
6	1434.5	1643.88	90	100
7	1437.86	1695.66	110	120
8	1416.8	1602.34	130	120
9	1417.78	1593.49	160	170
10	1434.5	1540.9	180	170
11	1318.55	1372.23	180	170
12	1129.78	1136.86	180	170
13	890.67	890.67	180	180
14	614.54	614.54	180	180
15	313.55	313.55	180	180
16	0	0	0 - 180	0 - 180

У табели 7.6 су приказане максималне вредности нормалних сила добијене динамичком симулацијом, и вредности угла при којима се оне јављају.

Табела 7.6. Максималне вредности нормалних сила (Нумеричка метода)

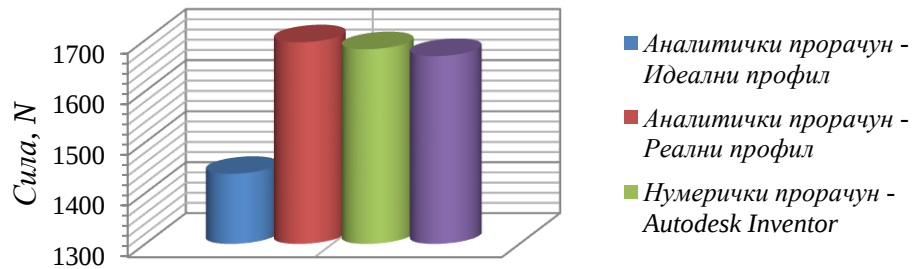
Ваљак	F_{Nmax} , N		Погонски угао β , °
	Autodesk Inventor	Solidworks	
1	1332.6	1317.1	10
2	1642.2	1639.5	10
3	1697.8	1693.1	20
4	1698.1	1690.4	40
5	1684.5	1676.1	80
6	1682.7	1670.7	90
7	1682.1	1668.6	110
8	1692.1	1687.7	130
9	1680.4	1678.3	160
10	1664.9	1667.7	170
11	1513.5	1523.6	180
12	1221.18	1213.68	180
13	806.65	793.18	180
14	472.31	465.62	180
15	203.45	185.63	180
16	241.85	200.14	10

На слици 7.9 је приказан упоредни дијаграм нормалне силе у контакту циклозупчаника и ваљка 7. Уочава се прилично мало одступање вредности коју су дале динамичке симулације у односу на вредности добијене аналитичким прорачуном.



Слика 7.10. Одступање нормалне силе у контакту циклозупчаника и ваљка 7

Са слике 7.9 уочава се да је динамичка симулација дала резултате који су ближи резултатима аналитичког прорачуна за случај реалног циклозупчаника. Међутим облик дијаграма много више одговара случају циклозупчаника са идеалним профилем. Одступање интензитета се најбоље може уочити помоћу дијаграм који је приказан на слици 7.10.



Слика 7.11. Одступање интензитета сила

У табели 7.7 су приказана процентуална одступања максималних вредности нормалних и излазних сила у контакту циклозупчаника и свих ваљака централног зупчаника. Одступање ће бити утврђено засебно за Autodesk Inventor и Solidworks. Одступање ће бити одређено у односу на вредности добијене аналитичким прорачуном, и за случај циклозупчаника са идеалним профилем и за случај циклозупчаника са реалним профилем.

Табела 7.7. Процентуална одступања максималних вредности нормалних сила

Ваљак	Одступање, %			
	Autodesk Inventor		Solidworks	
	Идеални профил	Реални профил	Идеални профил	Реални профил
1	22.9	/	21.49	/
2	16.1	0.102	15.93	0.266
3	18.07	0.126	17.75	0.15
4	19.8	5.976	19.31	5.495
5	18.81	5.711	18.22	5.184
6	17.302	2.361	16.465	1.631
7	16.986	0.799	16.047	1.595
8	19.431	5.601	19.12	5.327
9	18.523	5.454	18.375	5.322
10	11.878	8.047	16.256	8.228
11	14.785	10.294	15.551	11.030
12	8.09	7.416	7.426	6.757
13	9.433	9.433	10.945	9.941
14	23.144	23.144	24.232	24.232
15	35.114	35.114	40.797	40.797
16	/	/	/	/

Напомена: Ознака (/) значи да у аналитичком или нумеричком прорачуну сила једнака 0

Просечно одступање максималних вредности добијених нумеричком методом у односу на аналитички добијене вредности када циклозупчаник има идеалан профил је 16.89% (*Autodesk Inventor*) односно 17.36% (*Solidworks*), док је просечно одступање када се усвоји претпоставка да циклозупчаник има реалан профил 7.97% (*Autodesk Inventor*) односно 8.075% (*Solidworks*).

Претходни поступак ће бити поновљен и за одређивање одступања вредности излазних сила. У табели 7.8 су приказане максималне вредности излазних сила у контакту циклозупчаника и свих ваљака излазног механизма, као и вредности погонског угла β .

Табела 7.8. Максималне вредности излазних сила

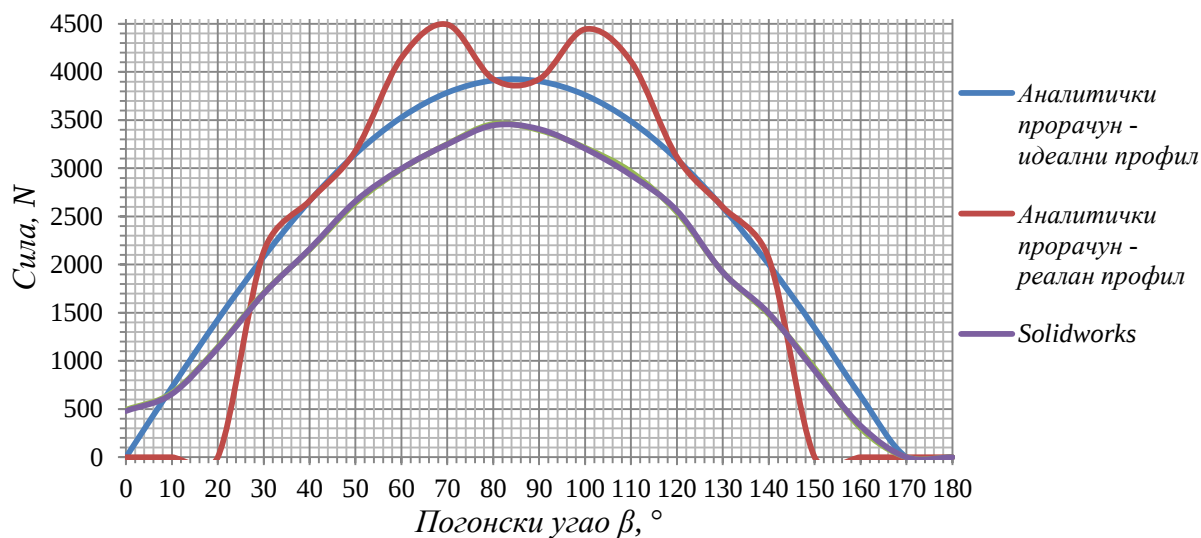
Ваљак	F_{Kmax}, N		Погонски угао $\beta, ^\circ$	
	Идеални профил	Реални профил	Идеални профил	Реални профил
1	2775.69	2775.69	0	0
2	3925.42	4285.26	0	20
3	3922.16	4361.82	40	60
4	3912.4	4493.14	80	70
5	3917.38	4407.94	130	110
6	3924.45	4328.38	170	150
7	3292.13	3364.86	180	180
8	816.14	0	180	0 - 180

У табели 7.9 су приказане максималне вредности излазних сила добијене динамичком симулацијом. Вредности су приказане за оба два коришћена софтвера.

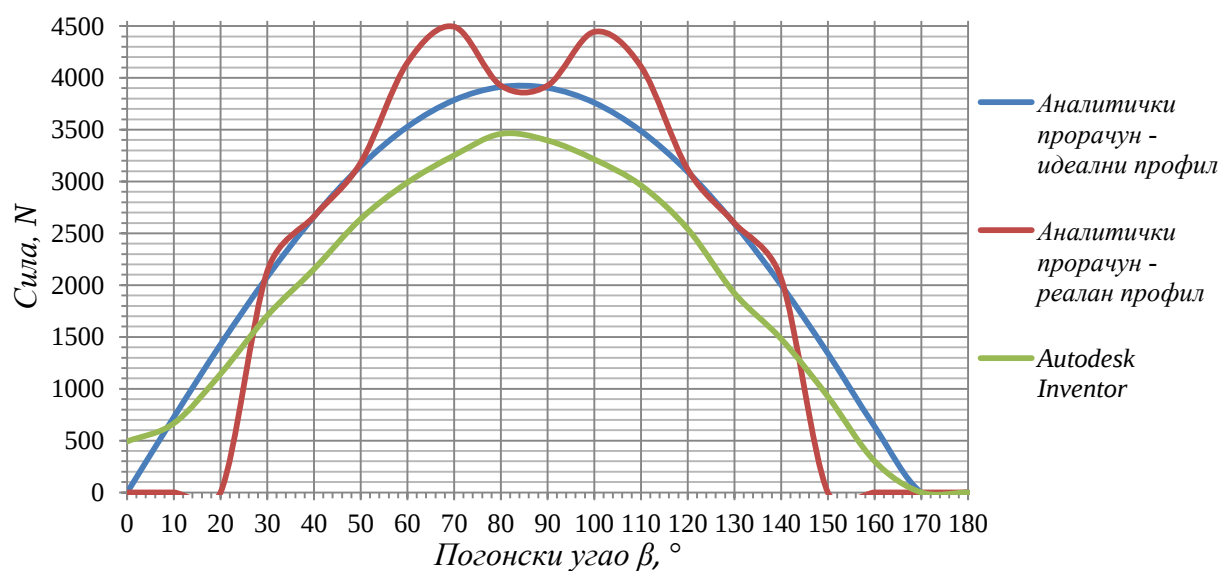
Табела 7.9. Максималне вредности излазних сила

Ваљак	F_{Kmax}, N		Погонски угао $\beta, ^\circ$
	<i>Autodesk Inventor</i>	<i>Solidworks</i>	
1	2106.8	1911.7	0
2	3379.5	3344.5	0
3	3484.1	3452.8	40
4	3459.7	3445.7	80
5	3441.5	3422.5	130
6	3416.1	3402.3	160
7	2837.4	2813.7	180
8	702.45	697.09	180

С обзиром да је одступање између вредности добијених нумеричком методом занемарљиво мало, поређење са вредностима добијеним аналитичком методом ће бити приказано помоћу дијаграма 7.12 и 7.13. На слици 7.12 је приказан упоредни дијаграм излазне силе у контакту циклозупчаника и ваљка 4, на којем је укључена вредност добијена у програму *Solidworks*, док је на слици 7.13 извршено поређење са добијеним резултатом у софтверу *Autodesk Inventor*.



Слика 7.12. Упоредни дијаграм излазне силе у контакту циклозупчаника и ваљка 4



Слика 7.13. Упоредни дијаграм излазне силе у контакту циклозупчаника и ваљка 4

У табели 7.10 биће приказана процентуална одступања максималних вредности излазних сила у контакту циклозупчаника и свих ваљака излазног механизма.

Табела 7.10. Процентуална одступања максималних вредности излазних сила

Ваљак	Одступање, %			
	Autodesk Inventor		Solidworks	
	Идеални профил	Реални профил	Идеални профил	Реални профил
1	24.09	24.09	31.127	31.127
2	13.9	21.13	14.7	21.953
3	11.688	20.122	11.966	20.840
4	11.57	23	11.922	23.311
5	12.147	21.924	12.632	22.356
6	12.953	21.076	13.305	21.395
7	13.812	15.675	14.532	16.379
8	13.93	/	14.586	/
Напомена : Ознака (/) значи да у аналитичком или нумеричком прорачуну сила константно има вредност 0				

8. ЗАКЉУЧАК

Овај рад је настао као резултат жеље аутора да испита могућности динамичких симулација у оквиру програма *Autodesk Inventor* и *Solidworks*, допринесе сопственом усавршавању и истовремено докаже да се помоћу динамичких симулација може заиста допринети квалитету, али и брзини развоја једног производа. Као механички систем који је подвргнут симулацији одабран је једностепени циклоредуктор. Разлог избора баш овог машинског система јесте његова комплексност.

Како би се динамичке симулације правилно примениле у конкретном случају, било је потребно веома детаљно упознавање теорије везане за област циклоредуктора, широко истраживање како самих упутстава за израду динамичких симулација тако и претходно урађених примера симулација циклоредуктора.

У оквиру овог мастер рада развијена су три модела циклозупчаника за одређивање нормалних и излазних сила, и то:

- Циклозупчаник са идеалним профилем (Аналитички прорачун),
- Циклозупчаник са реалним профилем (Аналитички прорачун),
- Тродиментионални модел циклозупчаника (Нумерични прорачун).

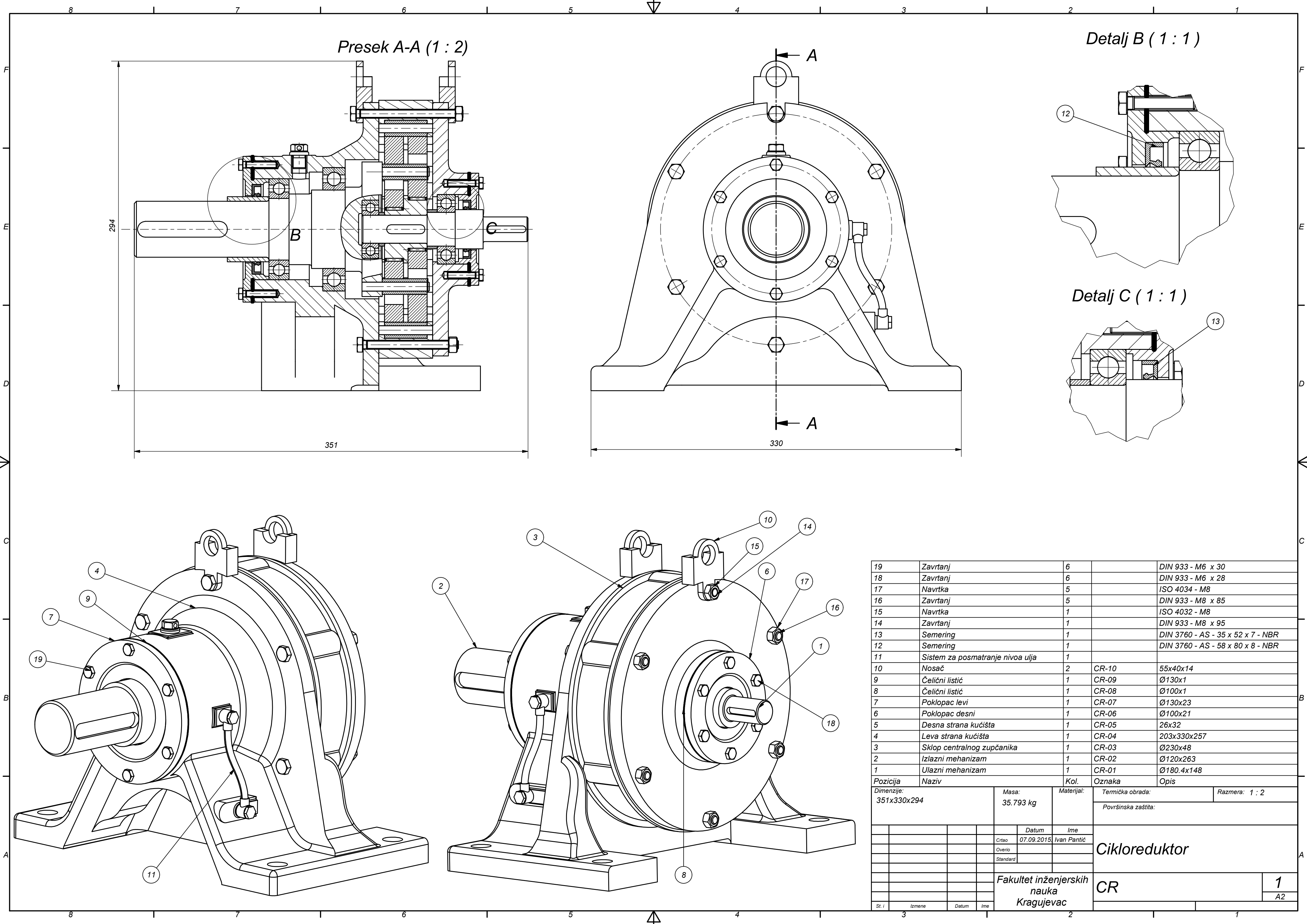
Израдом динамичких симулација добијени су резултати у облику бројних вредности и дијаграма кинематских и динамичких величина, што је и био примарни циљ овог истраживања. Добијени резултати доводе до следећих закључака:

- Коришћењем динамичких симулација добијене су вредности које веома мало одступају од теоријских, тј. резултати који се могу сматрати адекватним у процесу развоја производа.
- Одступања вредности добијених симулацијом у софтверу *Autodesk Inventor* у односу на вредности добијене симулацијом у софтверу *Solidworks* су веома мала.
- С обзиром да је одступање вредности угаоне брзине излазног вратила добијених динамичком симулацијом у односу на теоријску вредност 1.076% (*Autodesk Inventor*) односно 1.086% (*Solidworks*), долази се до закључка да је коришћени физички модел адекватан за испитивање, али и да је тачност резултата везаних за кинематске величине веома висока.
- Добијени дијаграми нормалних сила указују да динамичке симулације дају вредности које су ближе вредностима аналитичког прорачуна ако се усвоји претпоставка да циклозупчаник има реалан профил, док облик дијаграма више подсећа на дијаграм када циклозупчаник има идеалан профил.
- Дијаграм вредности излазне силе добијене нумеричким прорачуном у потпуности одговара дијаграму излазне силе добијене аналитичким прорачуном уз претпоставку да циклозупчаник има идеалан профил. Нумерички добијена сила достиже максимум у истом тренутку када и аналитички добијена сила. Одступања максималних вредности добијених у оквиру два софтвера су, за већину ваљака, занемарљиво мала. Међутим, динамичке симулације су дале нешто мање максималне вредности од аналитичког прорачуна. Наиме, просечно одступање максималних вредности је 14.261% (*Autodesk Inventor*) односно 15.596% (*Solidworks*).

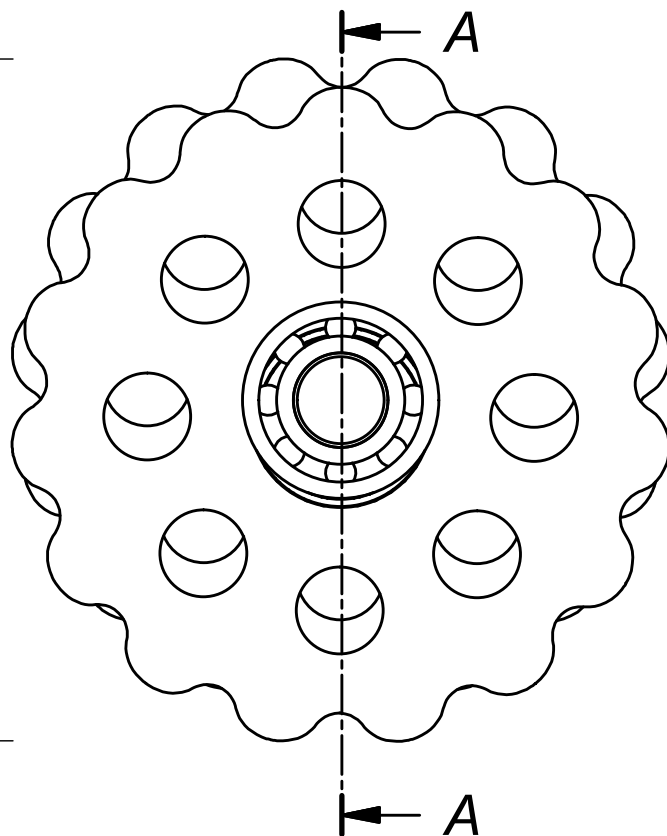
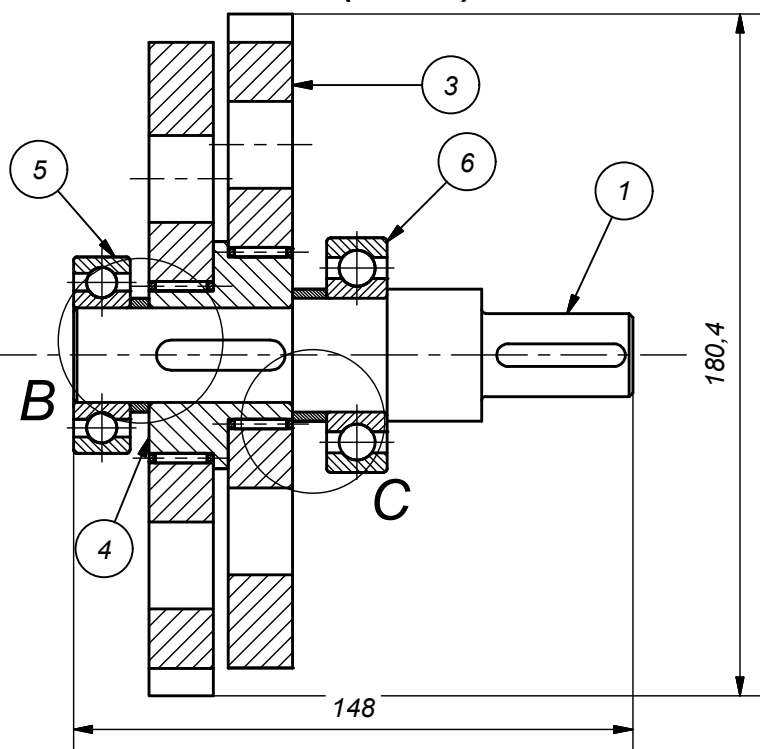
ЛИТЕРАТУРА

- [1] В. Н. Кудрявцев, ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ, Москва, (1966).
- [2] M. Lehmann, BERECHNUNG UND MESSUNG DER KRÄFTE IN EINEM ZYKLOIDEN-KURVENSCHLEIBEN – GETRIEBE, München, (1976).
- [3] М. Благојевић, КИНЕМАТИЧКА И ДИНАМИЧКА АНАЛИЗА ЈЕДНОСТЕПЕНОГ ЦИКЛОРЕДУКТОРА, Магистарска теза, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, (2003).
- [4] М. Благојевић, НАПОНСКО И ДЕФОРМАЦИОНО СТАЊЕ ЕЛЕМЕНАТА ЦИКЛОРЕДУКТОРА ПРИ ДИНАМИЧКИМ ОПТЕРЕЋЕЊИМА, Докторска дисертација, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, (2008).
- [5] М. Благојевић, М. Коцић, Н. Марјановић, Б. Стојановић, З. Ђорђевић, Л. Ивановић, В. Марјановић, INFLUENCE OF THE FRICTION ON THE CYCLOIDAL SPEED REDUCER EFFICIENCY, Journal of the Balkan Tribological Association, Vol. 18, (2012), pp. 217-227.
- [6] Т. Мачкић, Ж. Бабић, Н. Костић, М. Благојевић, CYCLO DRIVE EFFICIENCY, 13th International Conference on Tribology, (2013), pp. 230-233.
- [7] Т. Мачкић, М. Благојевић, З. Бабић, Н. Костић, INFLUENCE OF DESIGN PARAMETERS ON CYCLO DRIVE EFFICIENCY, Journal of the Balkan Tribological Association, Vol. 19, (2013), pp. 497-507.
- [8] D. O. Tsetserukou, V. L. Basinuk, E. I. Mardosevich, A. V. Neviarouskaya, CONTACT FORCE DISTRIBUTION AMONG PINS OF TROCHOID TRANSMISSIONS, 21st International Congress of Theoretical and Applied Mechanics, (2004).
- [9] S. K. Malhotra, M. A. Parameswaran, ANALYSIS OF CYCLOIDAL SPEED REDUCER, Mechanism and Machine Theory, Vol. 18, (1983), pp. 491-499.
- [10] V. S. Thube, R. B. Bobak, DYNAMIC ANALYSIS OF A CYCLOIDAL GEARBOX USING FINITE ELEMENT METHOD, GearSolutions, (2013), pp. 35-44.
- [11] V. S. Thube, R. B. Bobak, THE DYNAMIC SIMULATION AND ANALYSIS OF A CYCLOIDAL SPEED REDUCER, 11th ASME International Power Transmission and Gearing Conference, Washington, DC, USA, (2011).
- [12] М. Благојевић, И. Пантић, М. Матејић, MODAL ANALYSIS OF CYCLOIDAL SPEED REDUCER, 9th International Quality Conference, (2015), pp. 73-76

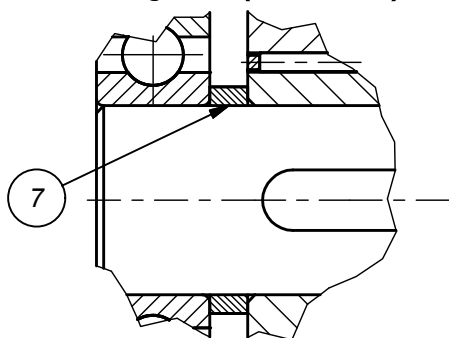
- [13] В. Душак, СИМУЛАЦИЈСКО МОДЕЛИРАЊЕ У ПРОЦЕСУ ОДЛУЧИВАЊА, Зборник радова 16, (1992), pp. 65-71.
- [14] SUMITOMO DRIVE TECHNOLOGIES Каталог циклоредуктора, приступљено у априлу 2015. године
http://www.sumitomodrive.com/modules.php?name=Product&op=brandOverview&product_id=9&bid=7&area_id=9&sid=
- [15] С. Танасијевић, А. Вулић, МЕХАНИЧКИ ПРЕНОСНИЦИ, ПЛАНЕТАРНИ ПРЕНОСНИЦИ И ВАРИЈАТОРИ, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, (2006).
- [16] В. Николић, МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ, Крагујевац, (2004).
- [17] DARALI CYCLOIDAL SPEED REDUCERS, приступљено у јуну 2015. године
<http://www.darali.com/page17.html>
- [18] С. Јовичић, Н. Марјановић, ОСНОВИ КОНСТРУИСАЊА, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, (2011).
- [19] СКФ – Каталог игличастих лежаја, приступљено у мају 2015. године
<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/needle-roller-bearings/needle-roller-and-cage-assemblies/needle-roller-and-cage-assemblies-pt/index.html>
- [20] Autodesk Inventor simulation tutorial
- [21] K. Chang, MOTION SIMULATION AND MECHANISM DESIGN WITH SOLIDWORKS MOTION 2013
- [22] C. Hsieh, DYNAMICS ANALYSIS OF CYCLOIDAL SPEED REDUCERS WITH PINWHEEL AND NONPINWHEEL DESIGNS, Journal of Mechanical Design, Vol. 136, (2014).



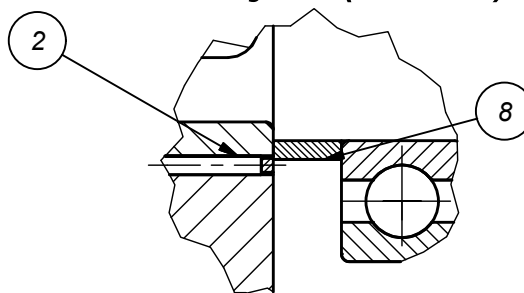
Presek A-A (1 : 2)



Detalj B (1 : 1)



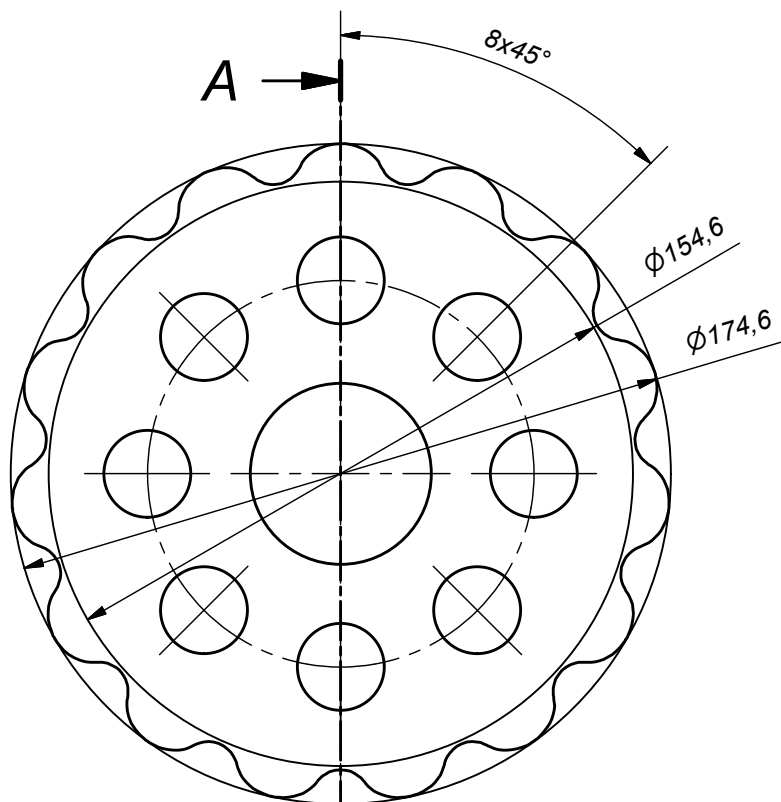
Detalj C (1 : 1)



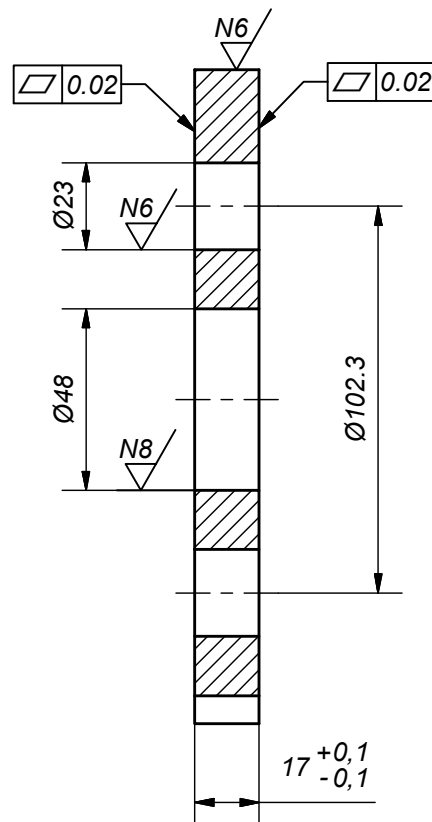
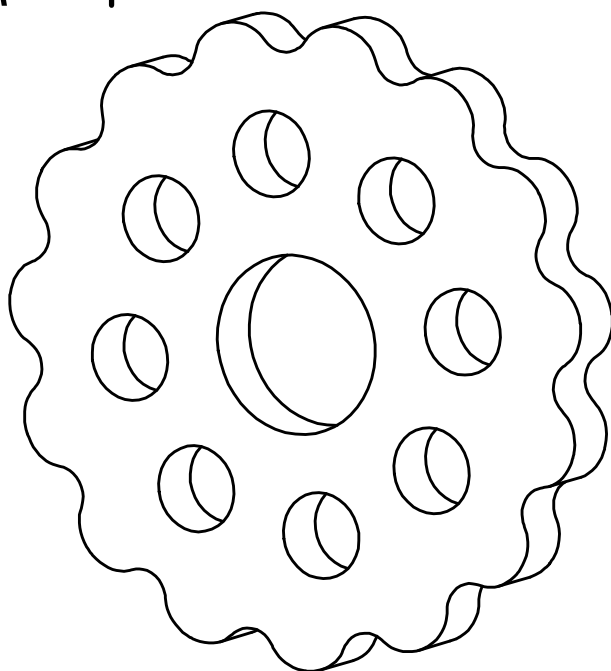
8	Čaura 2	1	CR-01.05	Ø30x9
7	Čaura 1	1	CR-01.04	Ø30x5
6	Kuglični ležaj	1		6206
5	Kuglični ležaj	1		6205
4	Ekscentar čaura	1	CR-01.02	Ø60x30
3	Ciklozupčanik	2	CR-01.01	Ø174.6x17
2	Igličasti ležaj	2		K43x48x17
1	Ulazno vratilo	1	CR-01.03	Ø35x148
Poz.	Naziv	Kol.	Oznaka	Dimenzije

Dimenzije: Ø180.4x148		Masa: 5.832 kg	Materijal:	Termička obrada:	Razmera: 1:2
				Površinska zaštita:	
		Datum	Ime	Ulazni mehanizam	
		Crtao	06-Sep-15		
		Overio			
		Standard			
			Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac	CR-01	1 A4
St. i	Izmene	Datum	Ime		

N9 // N6 // N8 //



A →

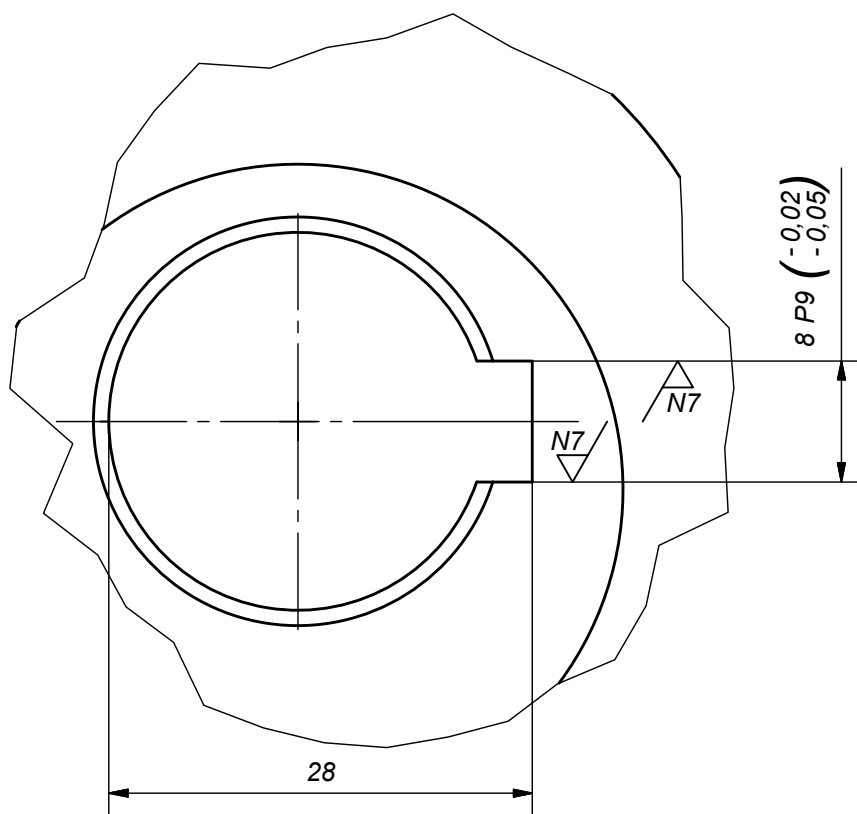
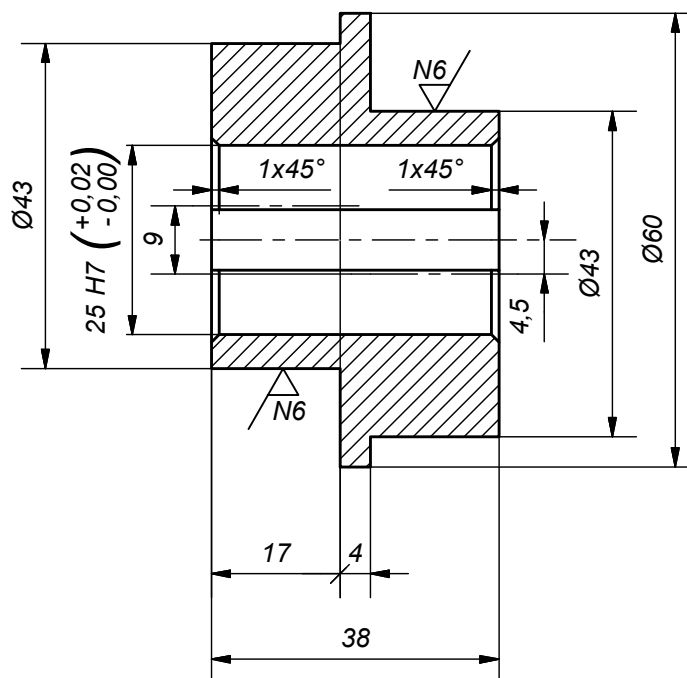
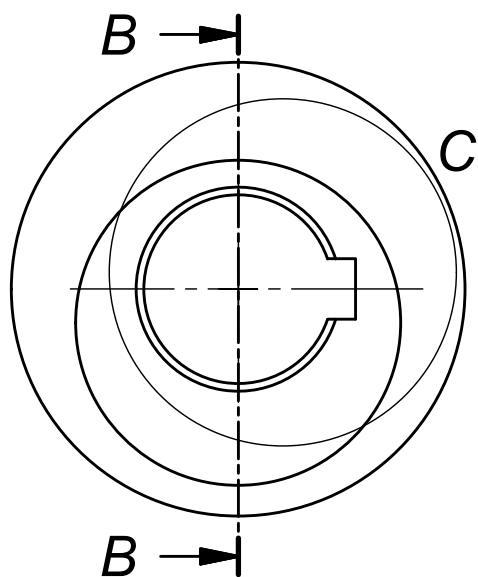


Presek A-A (1 : 2)

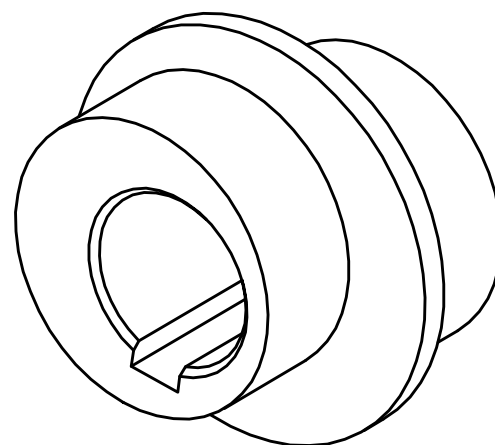
Dimenzije: Ø174.6x17				Masa: 2.234 kg		Materijal: Č5420		Termička obrada:			Razmera: 1:2				
								Površinska zaštita:							
					Datum	Ime		Ciklozupčanik							
				Crtao	06-Sep-15	Ivan Pantić									
				Overio											
				Standard											
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac				CR-01.01				1			
												A4			
St. i	Izmene	Datum	Ime												

N8//N6//N7//

Presek B-B (1 : 1)

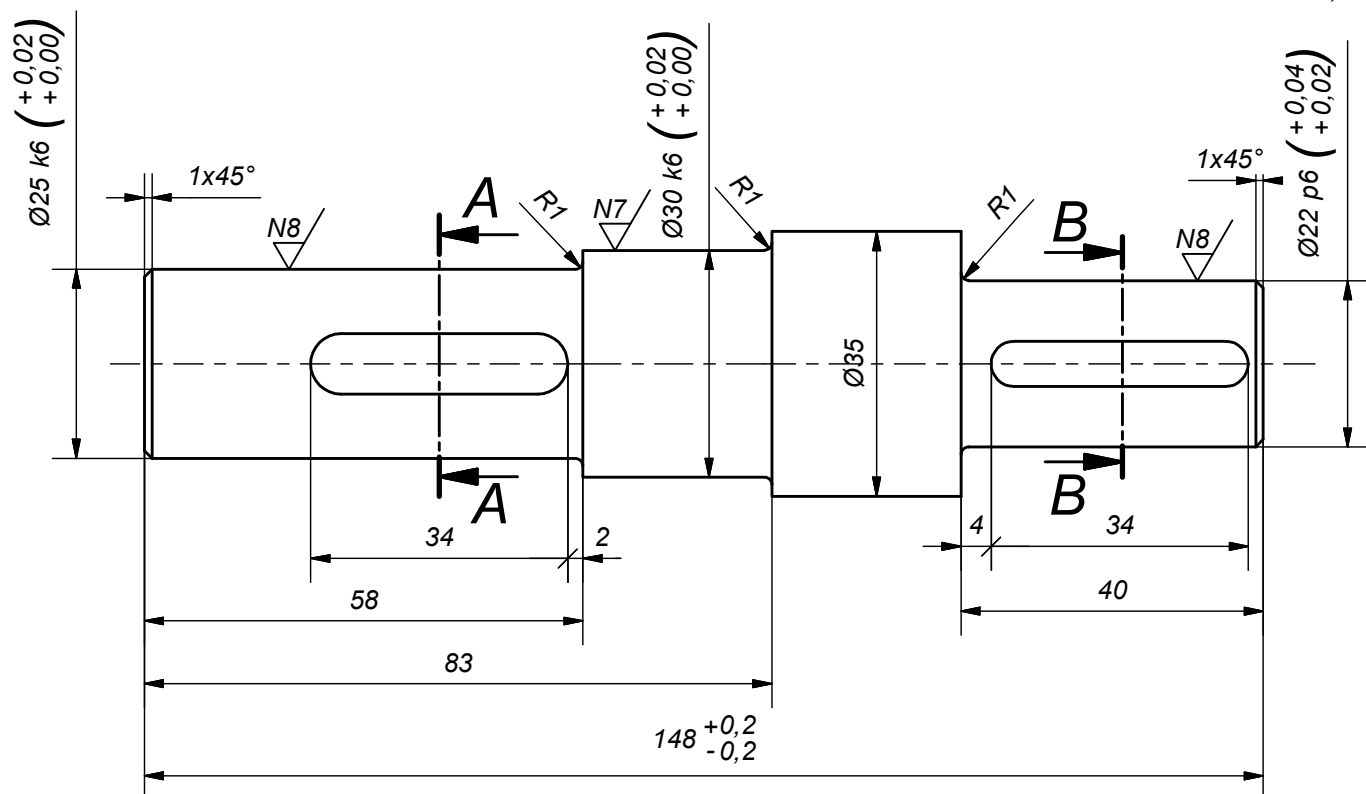


Detalj C (2 : 1)



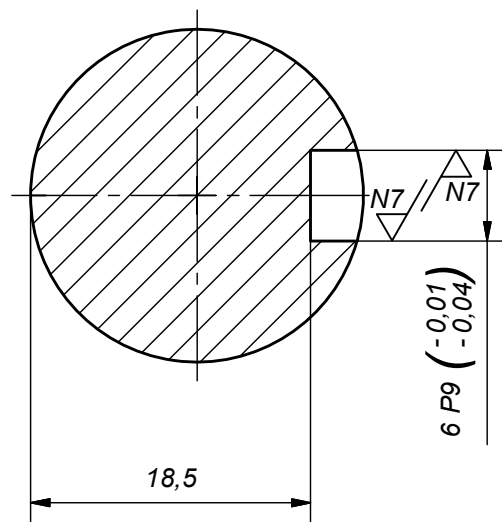
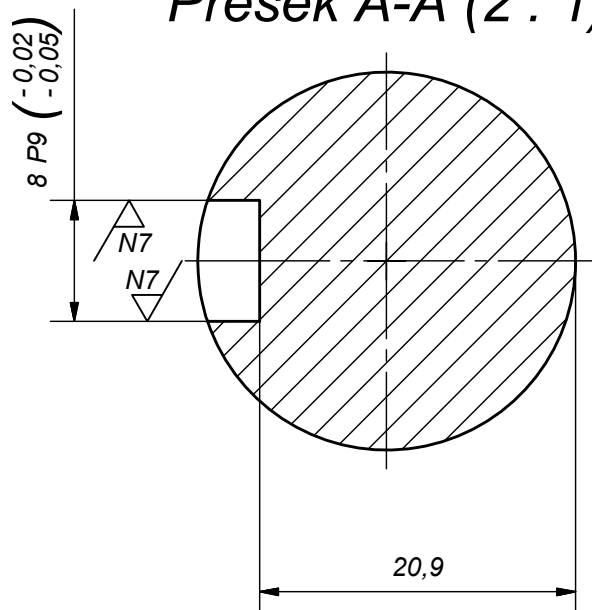
Dimenzije: Ø60x30				Masa: 0.322 kg		Materijal: Č0361		Termička obrada:		Razmera: 1:1	
								Površinska zaštita:			
					Datum	Ime		Ekscentar čaura			
				Crtao	06-Sep-15	Ivan Pantić					
				Overio							
				Standard							
								CR-01.02			
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac							
St. i	Izmene	Datum	Ime					1		A4	

N9 // N7 // N8 //



Presek A-A (2 : 1)

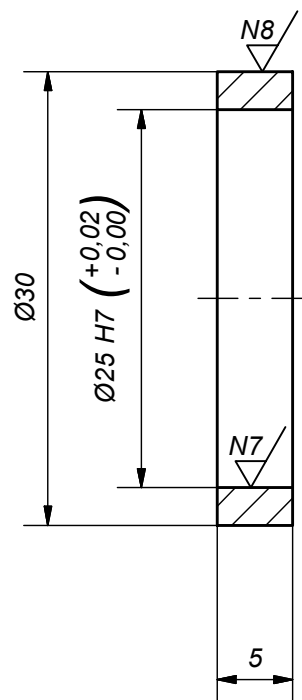
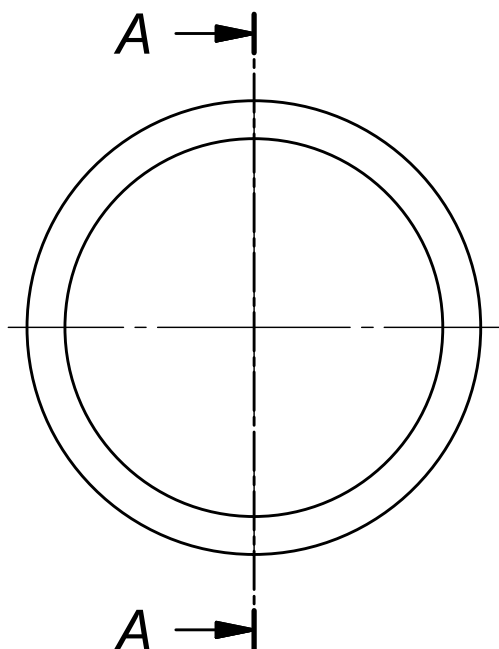
Presek B-B (2 : 1)



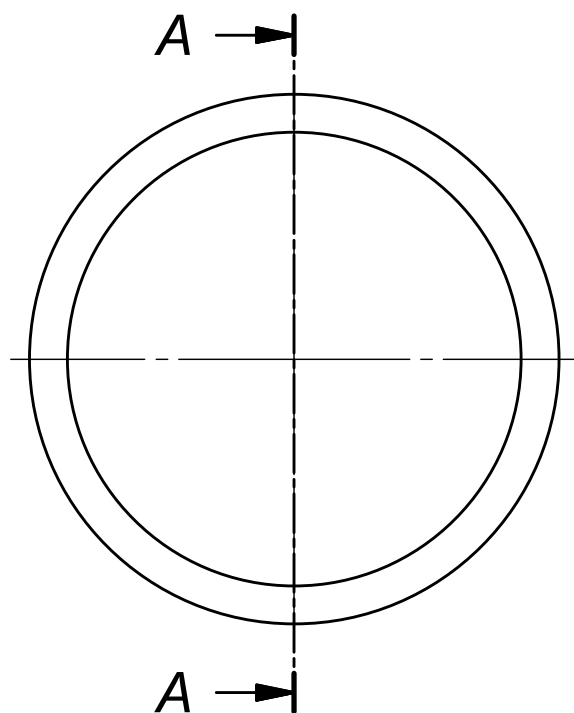
Dimenzije: Ø35x148				Masa: 0.657 kg		Materijal: Č1530		Termička obrada:		Razmera: 1:1	
								Površinska zaštita:			
					Datum	Ime		Ulazno vratilo			
				Crtao	06-Sep-15	Ivan Pantić					
				Overio							
				Standard							
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac			CR-01.03				1
											A4
St. i	Izmene	Datum	Ime								

N7/ N8/

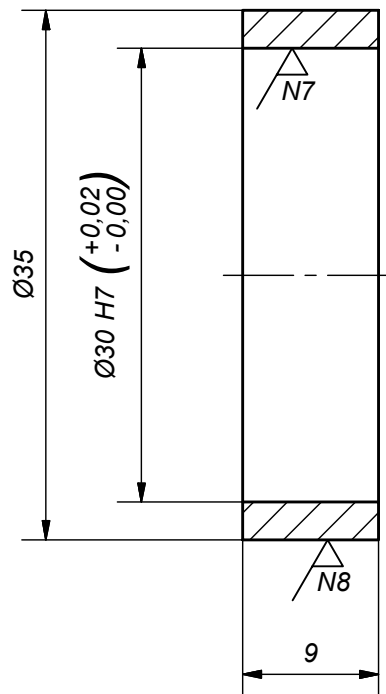
Presek A-A (2 : 1)



Dimenzije: Ø30x5				Masa: 0.008 kg		Materijal: Č0361		Termička obrada:		Razmera: 2:1			
								Površinska zaštita:					
					Datum	Ime		Čaura 1					
				Crtao	06-Sep-15	Ivan Pantić							
				Overio									
				Standard									
								CR-01.04					
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac									
St. i	Izmene	Datum	Ime							1			
										A4			



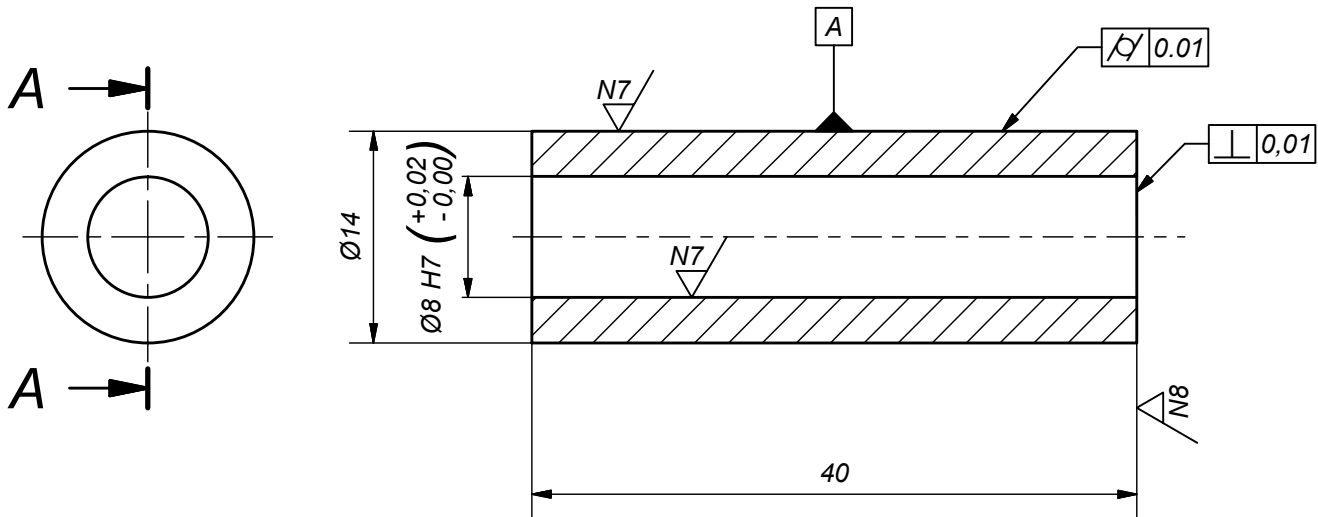
Presek A-A (2 : 1)



Dimenzije: Ø30x9				Masa: 0.018 kg		Materijal: Ć0361		Termička obrada:		Razmera: 2:1			
								Površinska zaštita:					
					Datum	Ime		Čaura 2					
				Crtao	06-Sep-15	Ivan Pantić							
				Overio									
				Standard									
								CR-01.05					
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac								1	
St. i	Izmene	Datum	Ime					A4					

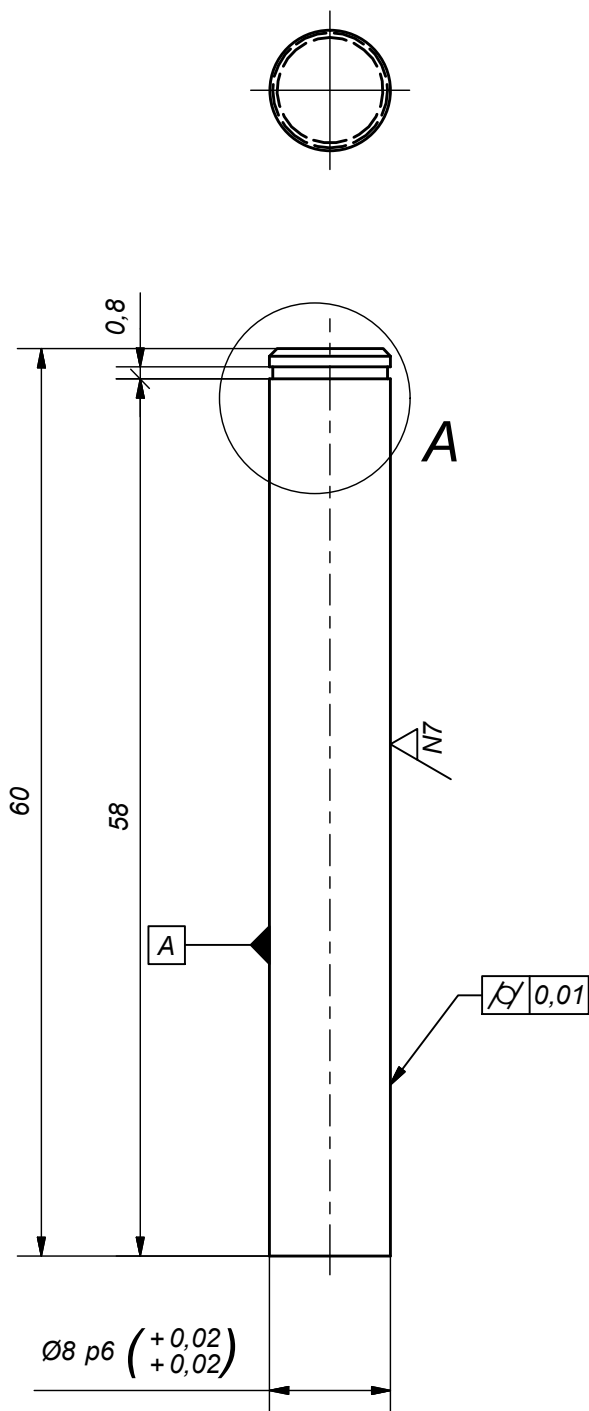
N7 / N8 /

Presek A-A (2 : 1)

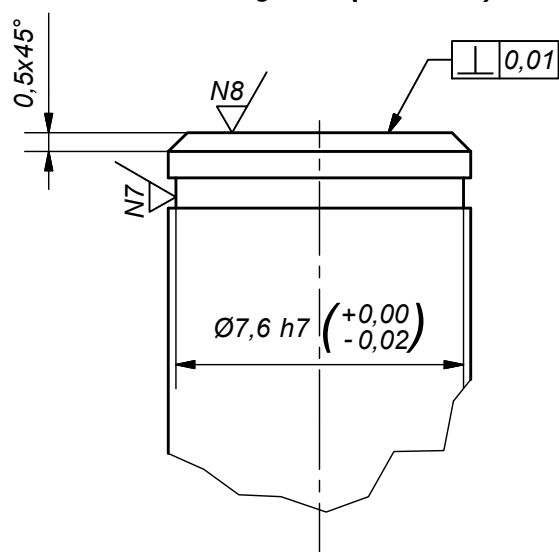


Dimenzije: Ø14x40				Masa: 0.033 kg		Materijal: Č5420		Termička obrada:				Razmera: 2:1				
								Površinska zaštita:								
					Datum	Ime		Valjak izlaznog mehanizma								
				Crtao	06-Sep-15	Ivan Pantić										
				Overio												
				Standard												
								CR-02.02								
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac			1									
St. i	Izmene	Datum	Ime					A4								

N7 / N8

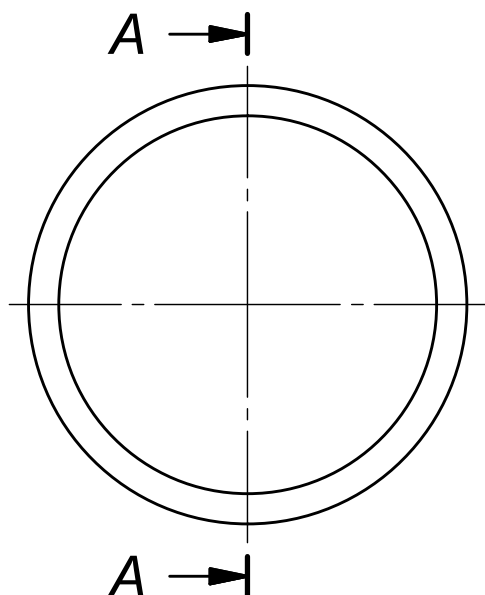


Detalj A (5: 1)

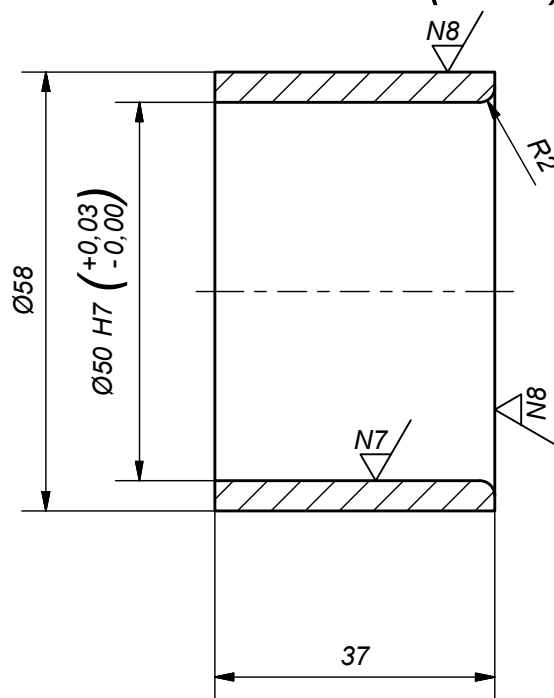


Dimenzije: Ø8x60				Masa: 0.024 kg		Materijal: Č5420		Termička obrada:		Razmera: 2:1		
								Površinska zaštita:				
					Datum	Ime		Osovinica izl. mehanizma				
				Crtao	06.09.2015.	Ivan Pantić						
				Overio								
				Standard								
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac			CR-02.03			1		
										A4		
St. i	Izmene	Datum	Ime									

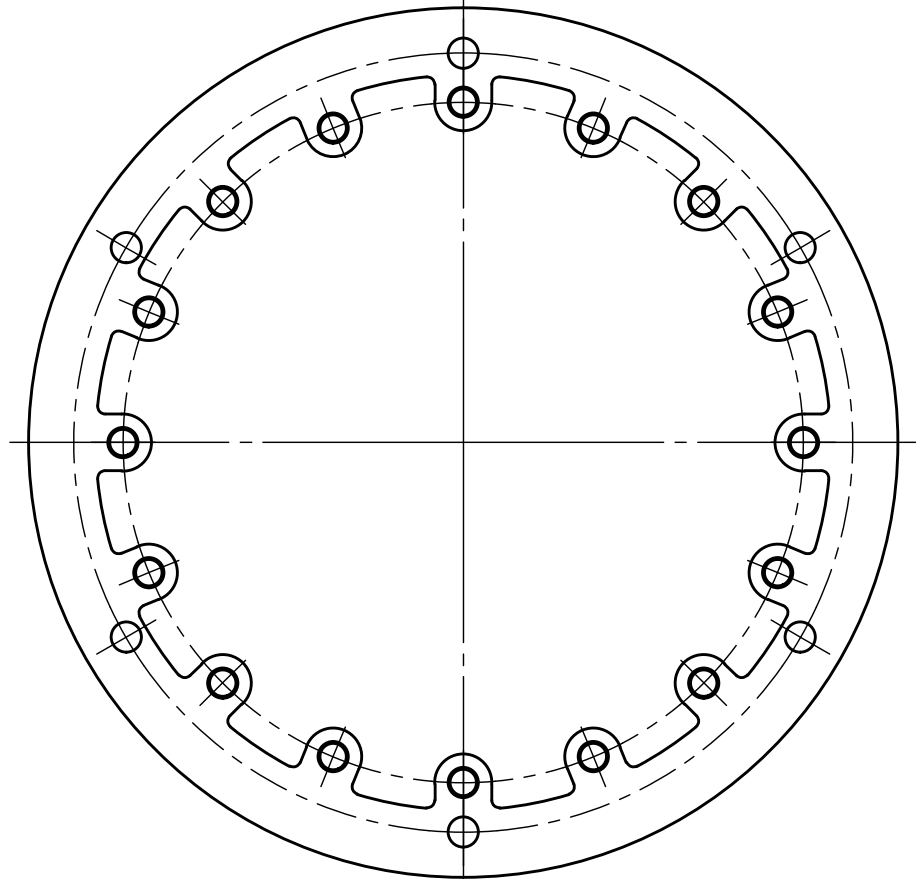
N7/ N8/



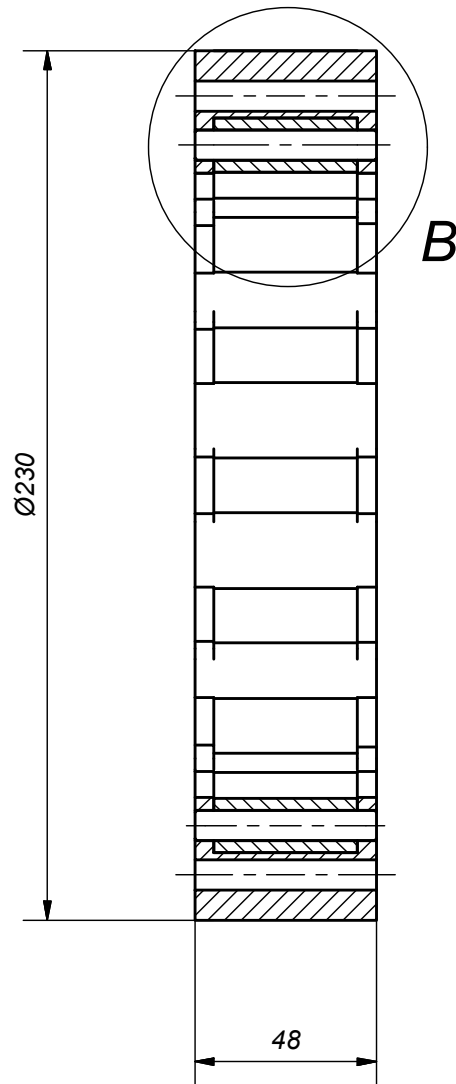
Presek A-A (1 : 1)



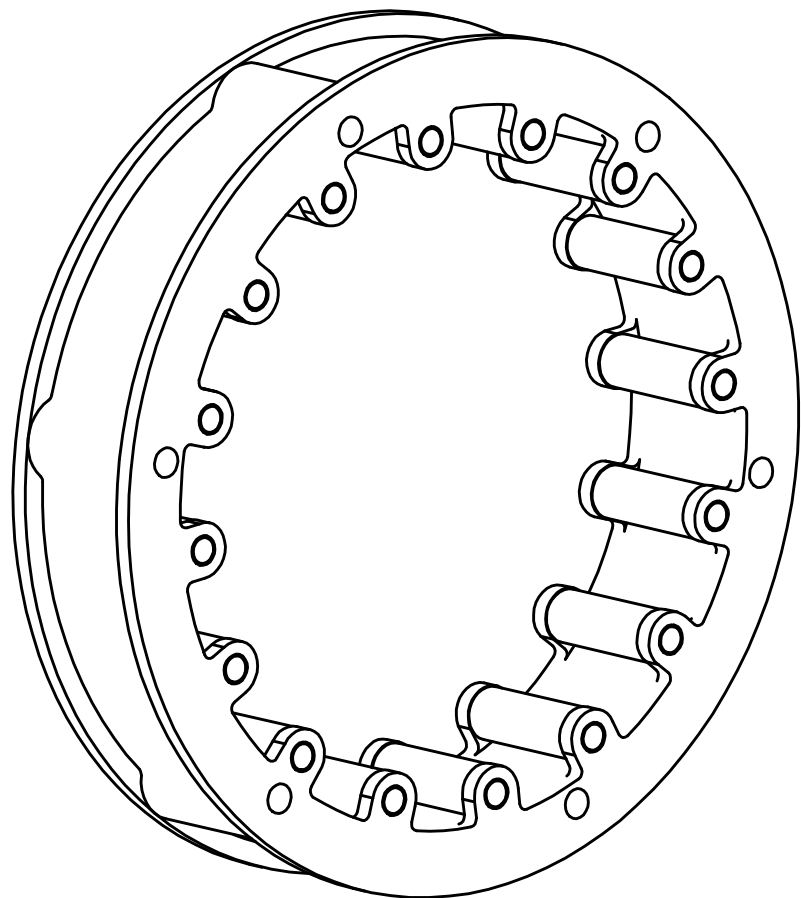
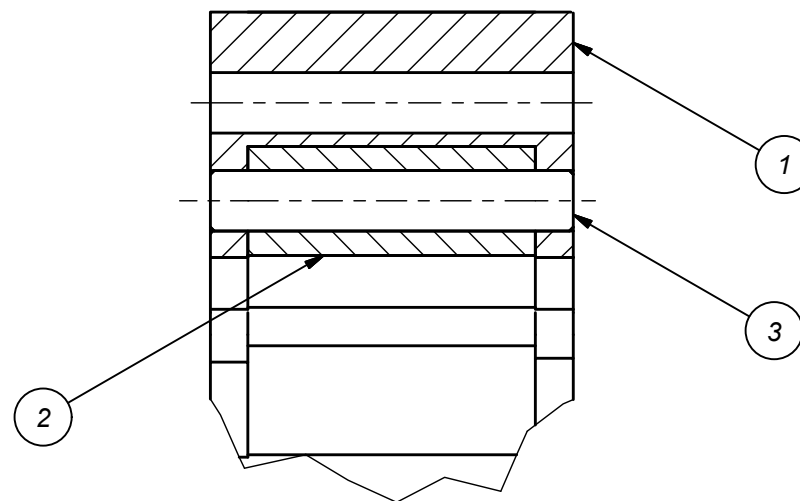
Dimenzije: Ø56x37				Masa: 0.196 kg		Materijal: Č0361		Termička obrada:		Razmera: 1:1				
								Površinska zaštita:						
					Datum	Ime		Čaura						
				Crtao	06.09.2015	Ivan Pantić								
				Overio										
				Standard										
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac				CR-02.04			1			
											A4			
St. i	Izmene	Datum	Ime											



Presek A-A

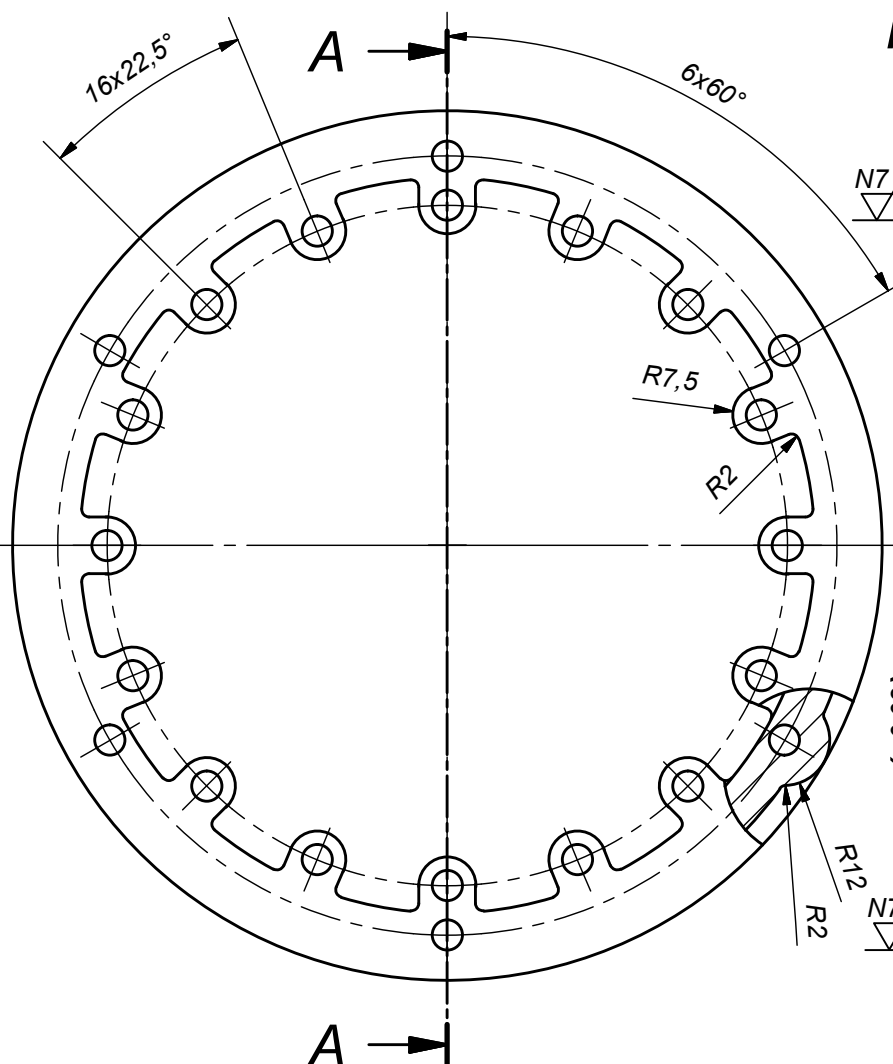


Detalj B (1 : 1)

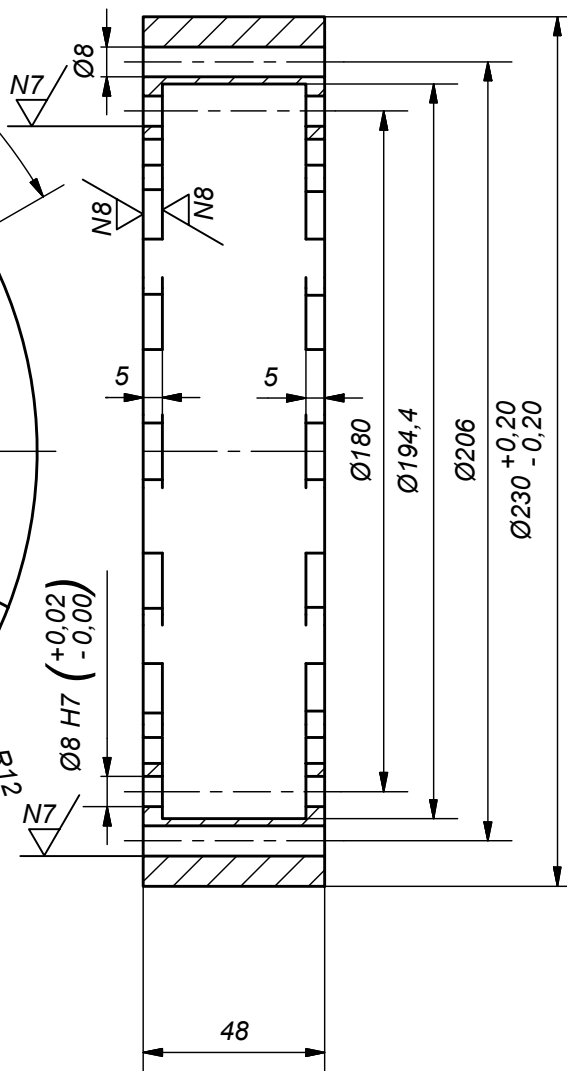


3	Osovinica centr. zupčanika	16	CR-03.03	Ø8x48
2	Valjak centralnog zupčanika	16	CR-03.02	Ø14.4x38
1	Centralni zupčanic	1	CR-03.01	Ø230x48
Pozicija	Naziv	Količina	Oznaka	Dimenzije
Dimenzije: Ø230x48		Masa: 4.024 kg	Materijal:	Termička obrada: Razmera: 1:2
		Površinska zaštita:		
		Datum	Ime	Sklop centralnog zupčanika
		Crtao	06-Sep-15 Ivan Pantić	
		Overio		
		Standard		
		Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac		CR-03
St. i	Izmene	Datum	Ime	
				1
				A3

N9//N7, N8//



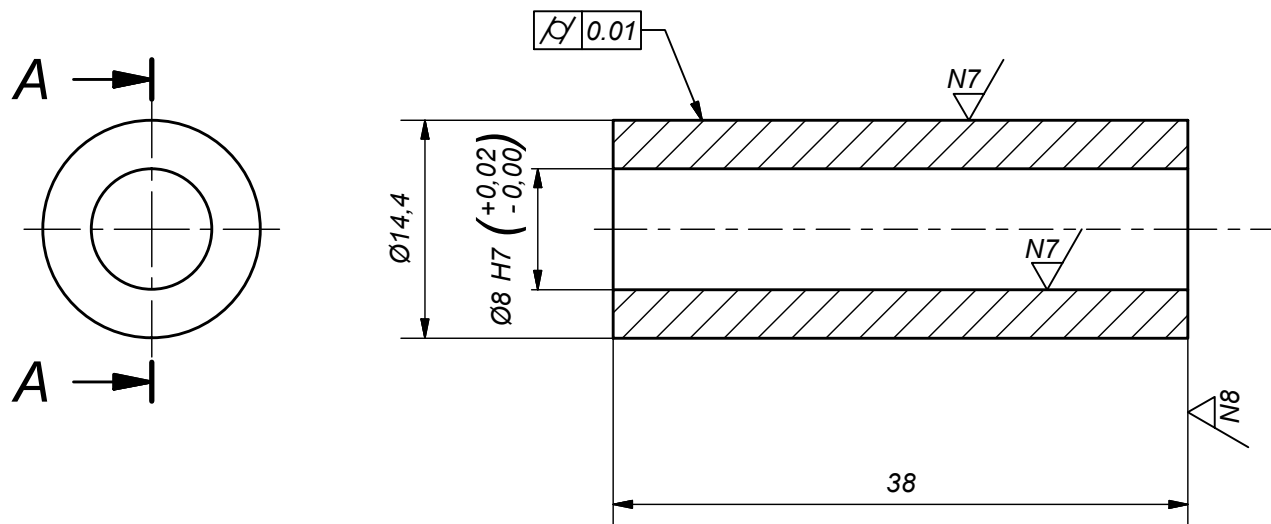
Presek A-A (1 : 2)



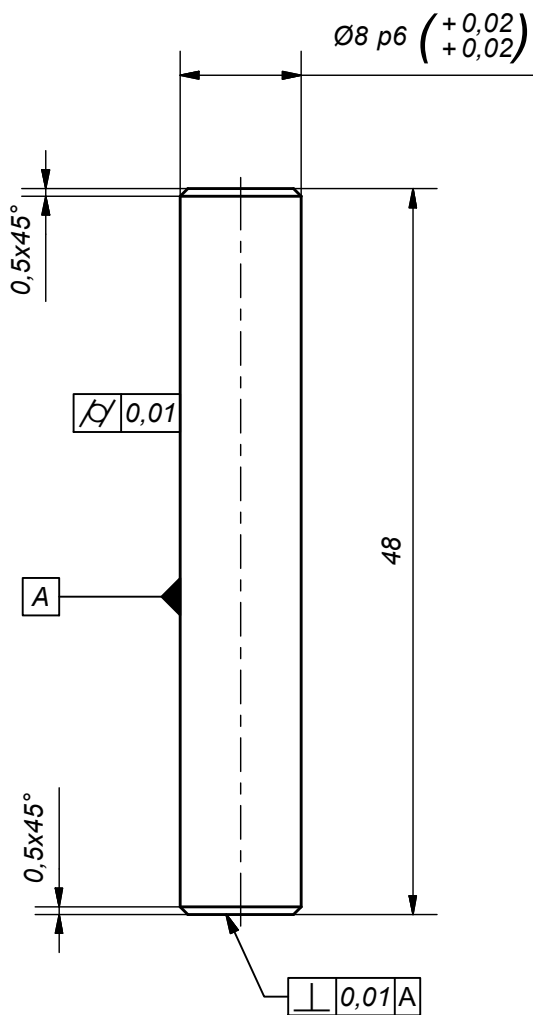
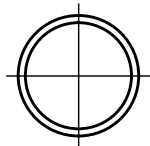
Dimenzije: Ø230x48				Masa: 3.184 kg		Materijal: SL 250		Termička obrada:		Razmera: 1:2			
								Površinska zaštita:					
					Datum	Ime		Centralni zupčanik					
				Crtao	06-Sep-15	Ivan Pantić							
				Overio									
				Standard									
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac				CR-03.01			1		
											A4		
St. i	Izmene	Datum	Ime										

N7 / N8

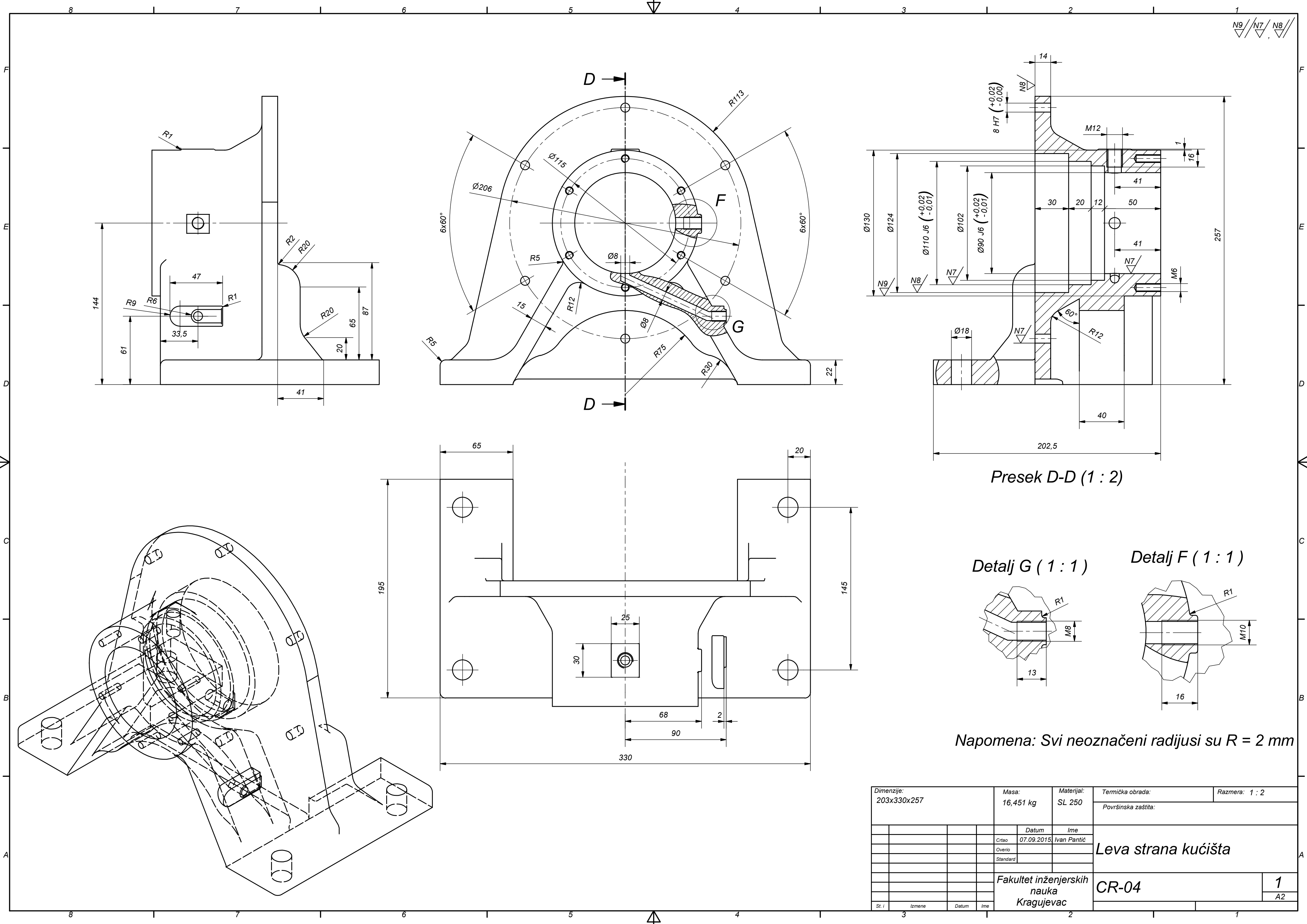
Presek A-A (2 : 1)



Dimenzije: Ø14.4x38				Masa: 0.034 kg		Materijal: Č5420		Termička obrada:			Razmera: 2:1				
								Površinska zaštita:							
					Datum	Ime		Valjak centralnog zupčanika							
				Crtao	06-Sep-15	Ivan Pantić									
				Overio											
				Standard											
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac				CR-03.02				1			
												A4			
St. i	Izmene	Datum	Ime												



Dimenzije: Ø8x48				Masa: 0.019 kg		Materijal: Č5420		Termička obrada:		Razmera: 2:1		
								Površinska zaštita:				
					Datum	Ime		Osovinica centr. zupčanika				
				Crtao	06.09.2015	Ivan Pantić						
				Overio								
				Standard								
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac			CR-03.03				1	
											A4	
St. i	Izmene	Datum	Ime									



Presek D-D (1 : 2)

Detalj G (1 : 1)

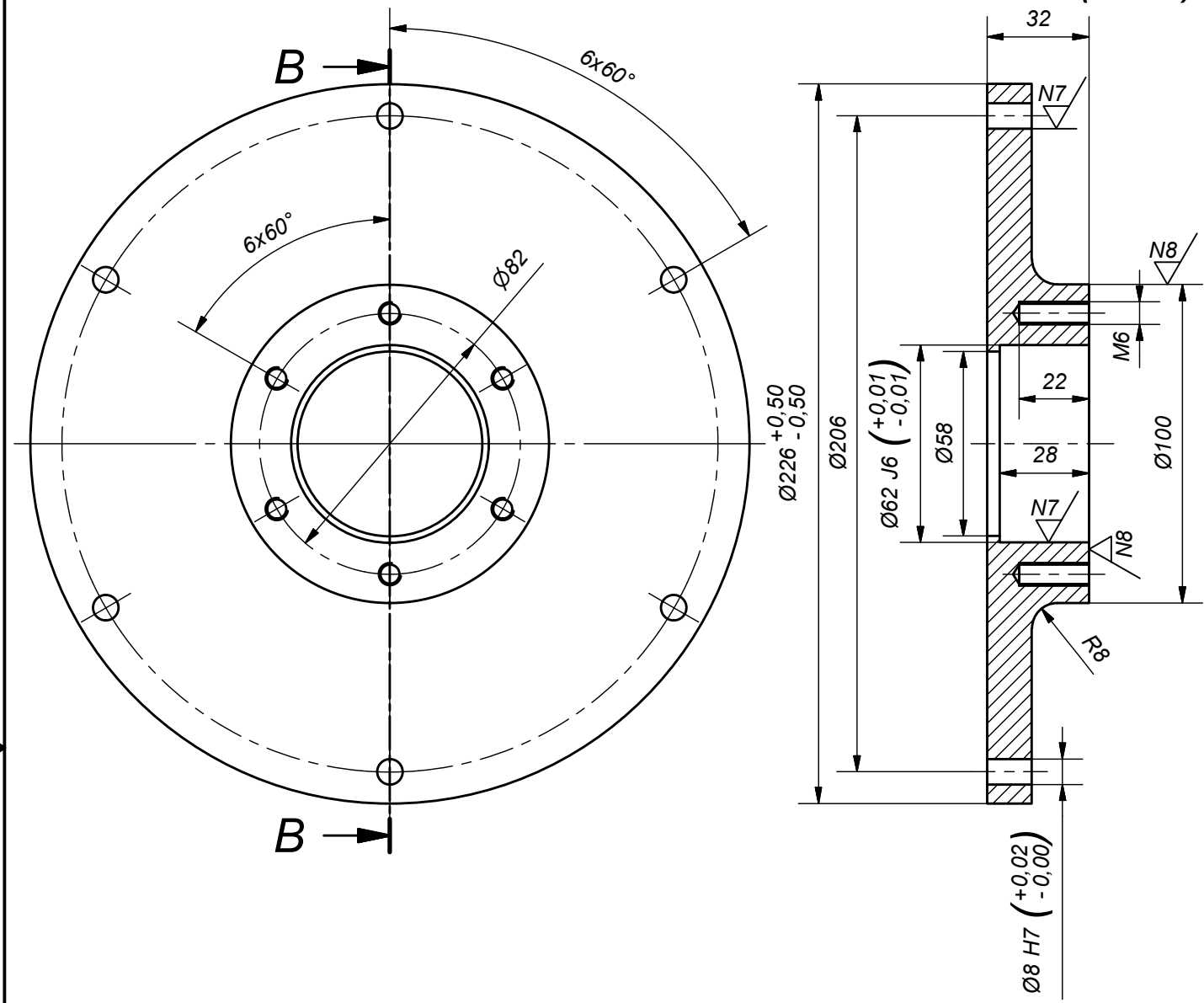
Detalj F (1 : 1)

Napomena: Svi neoznačeni radijusi su $R = 2\text{ mm}$

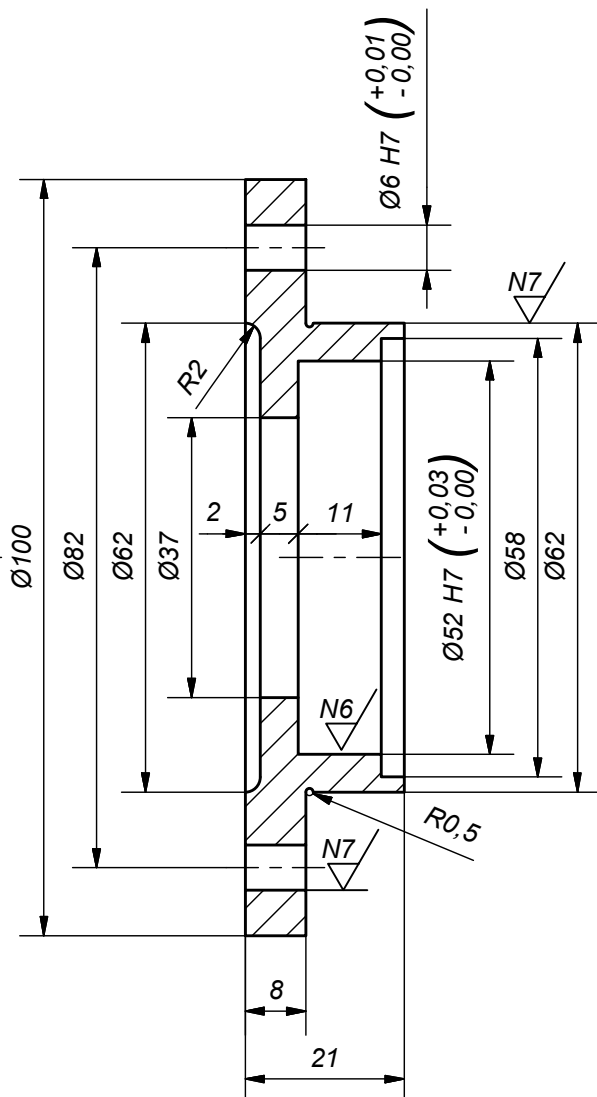
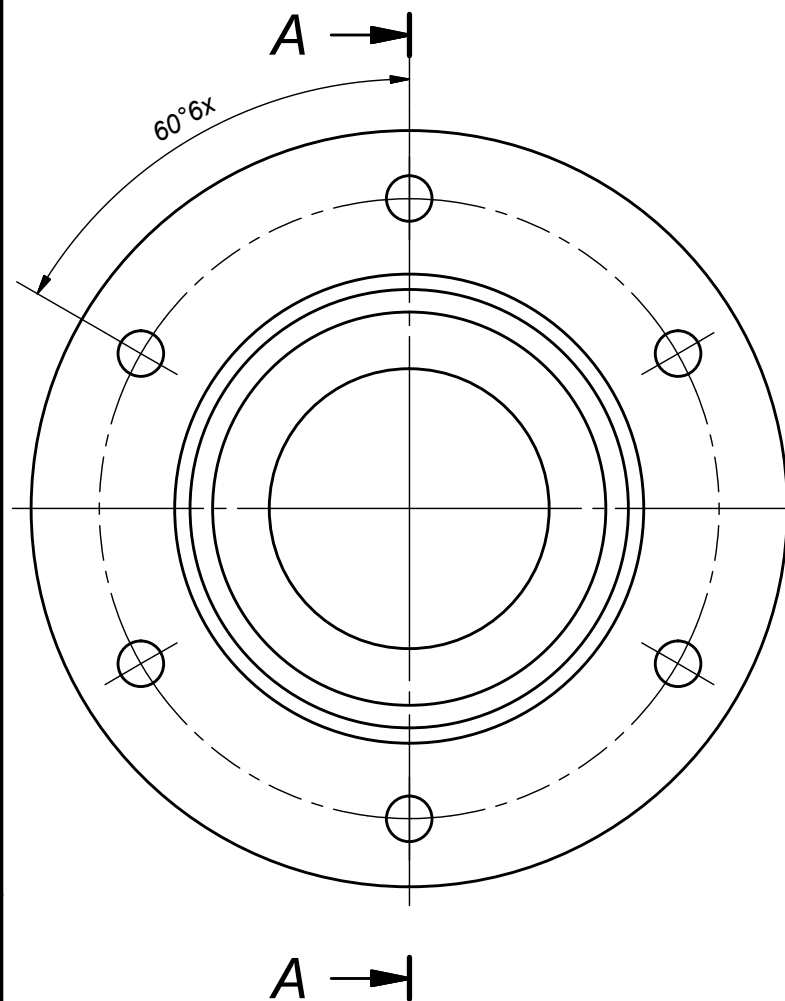
Dimenzije: 203x330x257				Masa: 16,451 kg		Materijal: SL 250		Termička obrada:				Razmera: 1 : 2	
								Površinska zaštita:					
					Datum		Ime	Leva strana kućišta					
					Crtao	07.09.2015	Ivan Pantić						
					Oveo								
					Standard								
								CR-04					
					Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac								
St. i	Izmene	Datum	Ime									1	
												A2	

N9 // N7 // N8 //

Presek B-B (1 : 2)

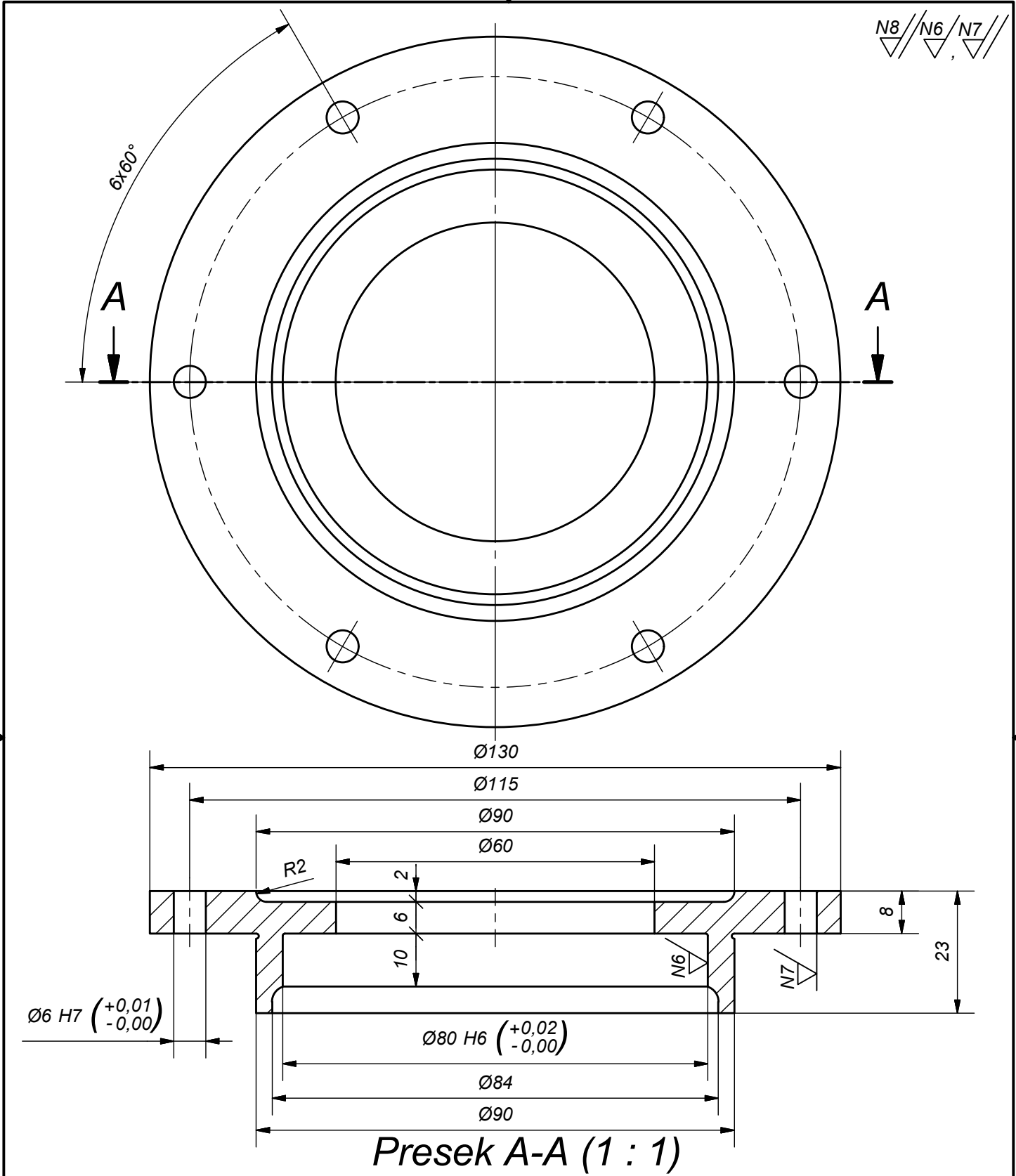


Dimenzije: Ø226x32				Masa: 4,321 kg		Materijal: SL 250		Termička obrada:		Razmera: 1 : 2	
								Površinska zaštita:			
					Datum	Ime		Desna strana kućišta			
				Crtao	07.09.2015	Ivan Pantić					
				Overio							
				Standard							
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac			CR-05				1
											A4
St. i	Izmene	Datum	Ime								



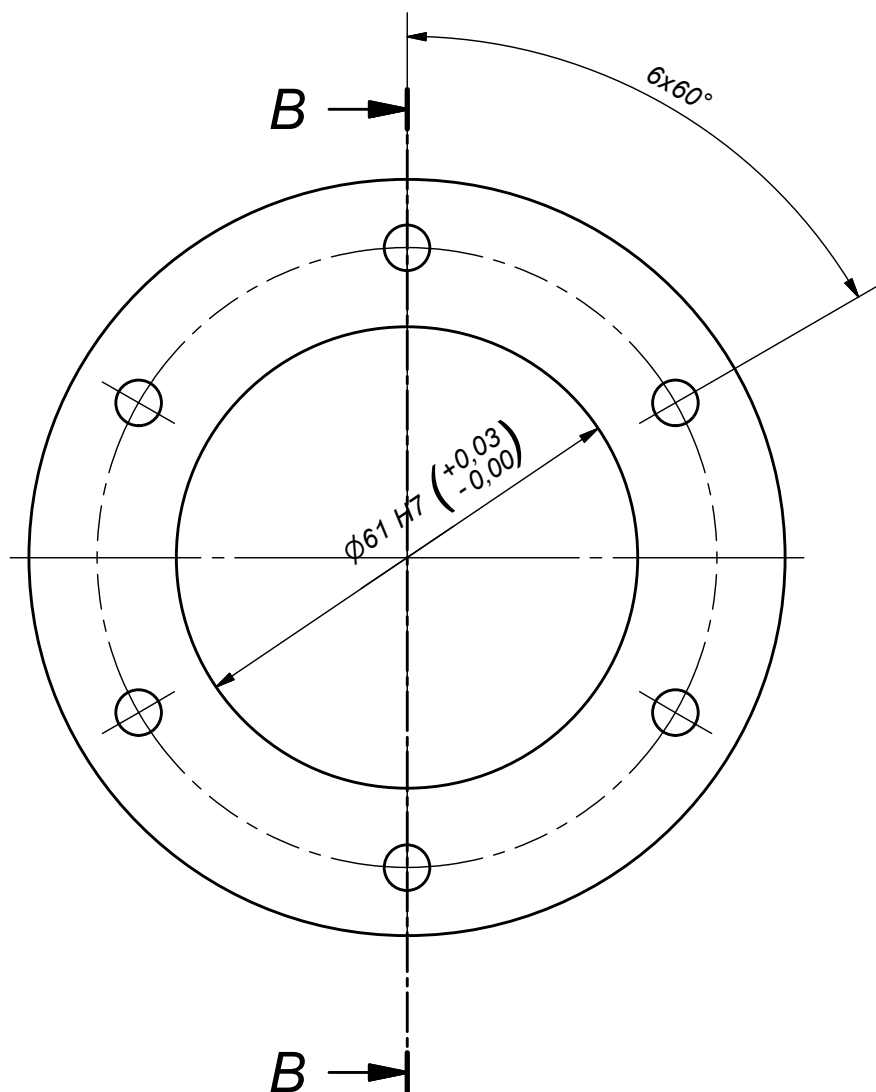
Presek A-A (1 : 1)

Dimenzije: Ø100x21				Masa: 0.058 kg		Materijal: Č0361		Termička obrada:		Razmera: 1:1		
								Površinska zaštita:				
					Datum	Ime		Poklopac desni				
				Crtao	07.09.2015	Ivan Pantić						
				Overio								
				Standard								
									CR-06			
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac								
St. i	Izmene	Datum	Ime					1				
								A4				

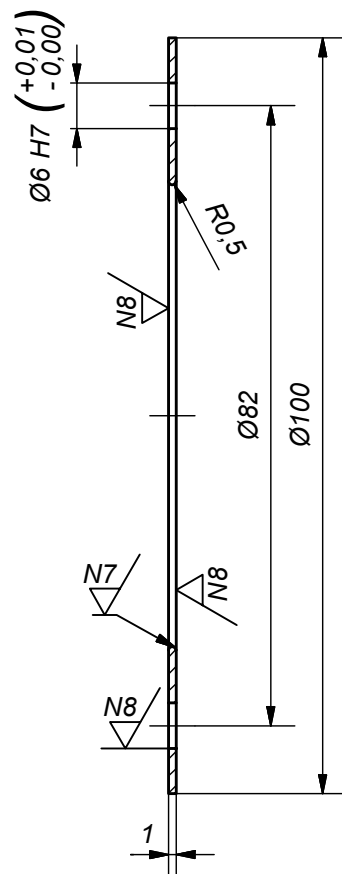


Dimenzije: Ø130x23				Masa: 0.731 kg		Materijal: Č0361		Termička obrada:		Razmera: 1:1		
								Površinska zaštita:				
					Datum	Ime		Poklopac levi				
				Crtao	07.09.2015	Ivan Pantić						
				Overio								
				Standard								
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac			CR-07				1	
											A4	
St. i	Izmene	Datum	Ime									

N7 / N8 /



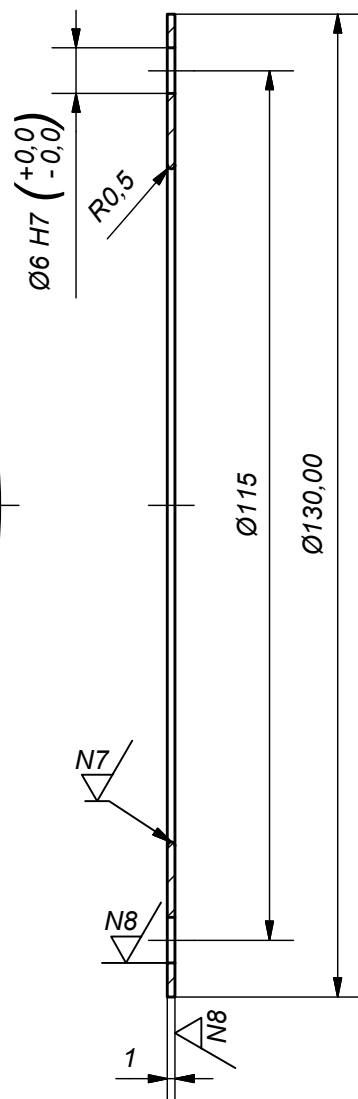
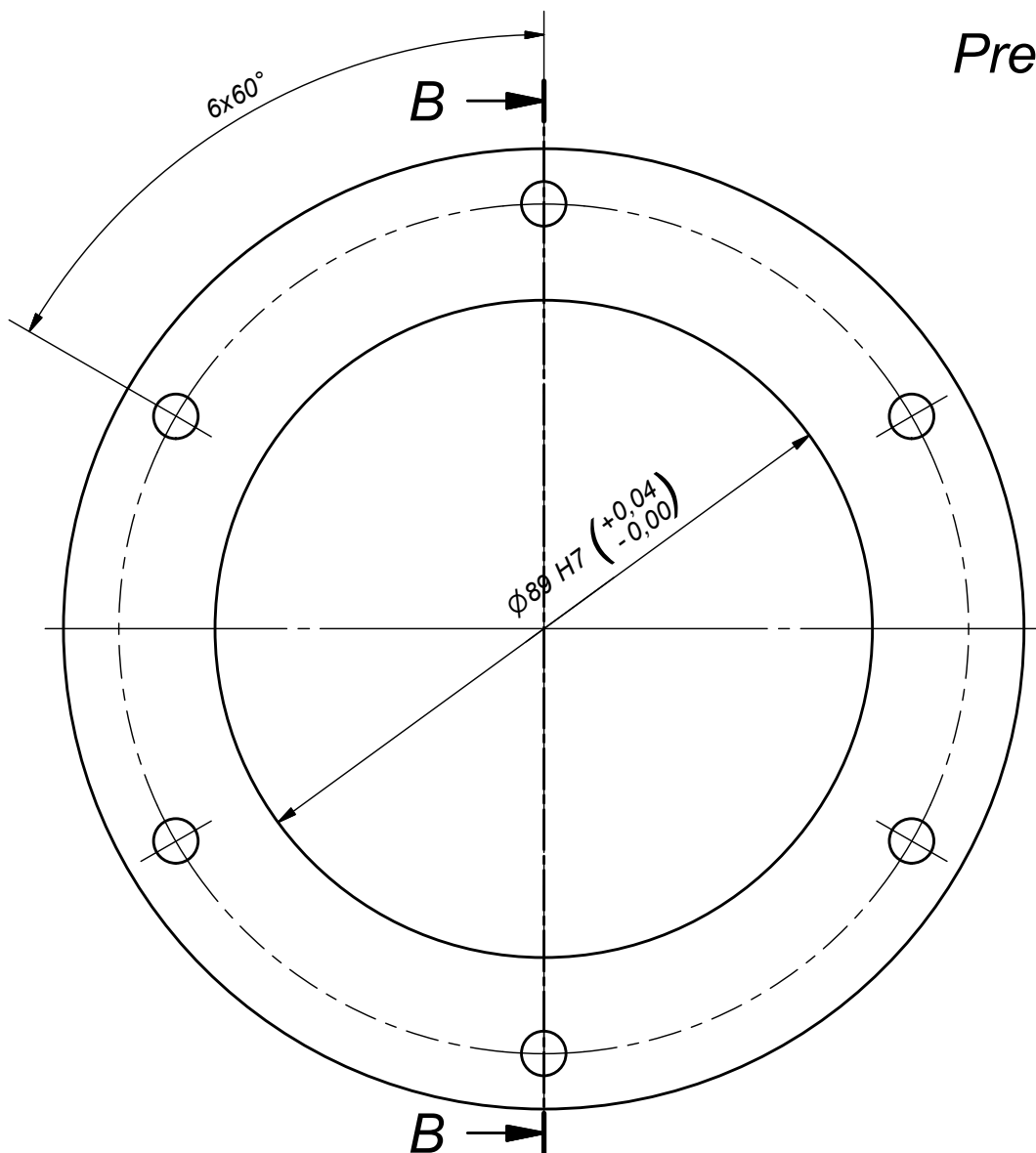
Presek B-B (1 : 1)



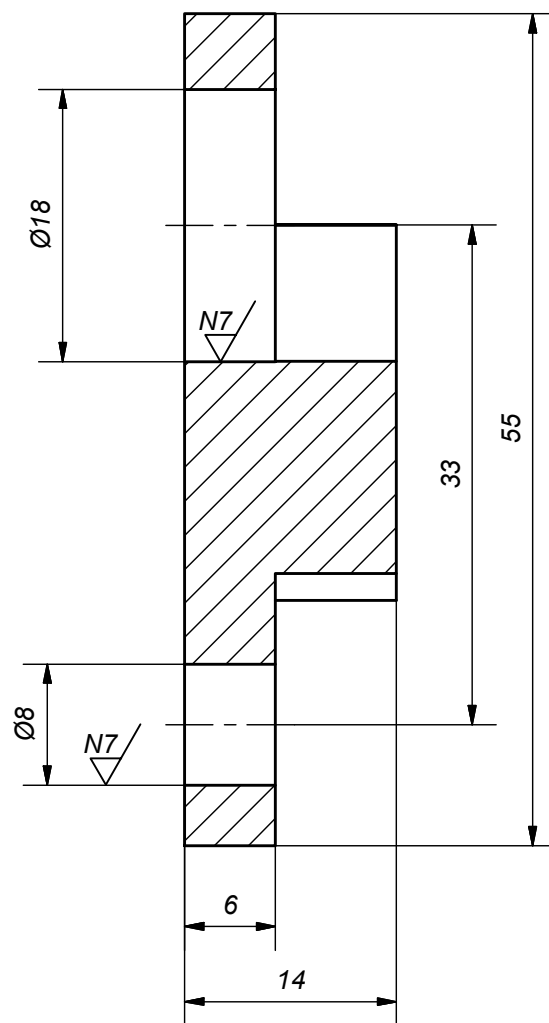
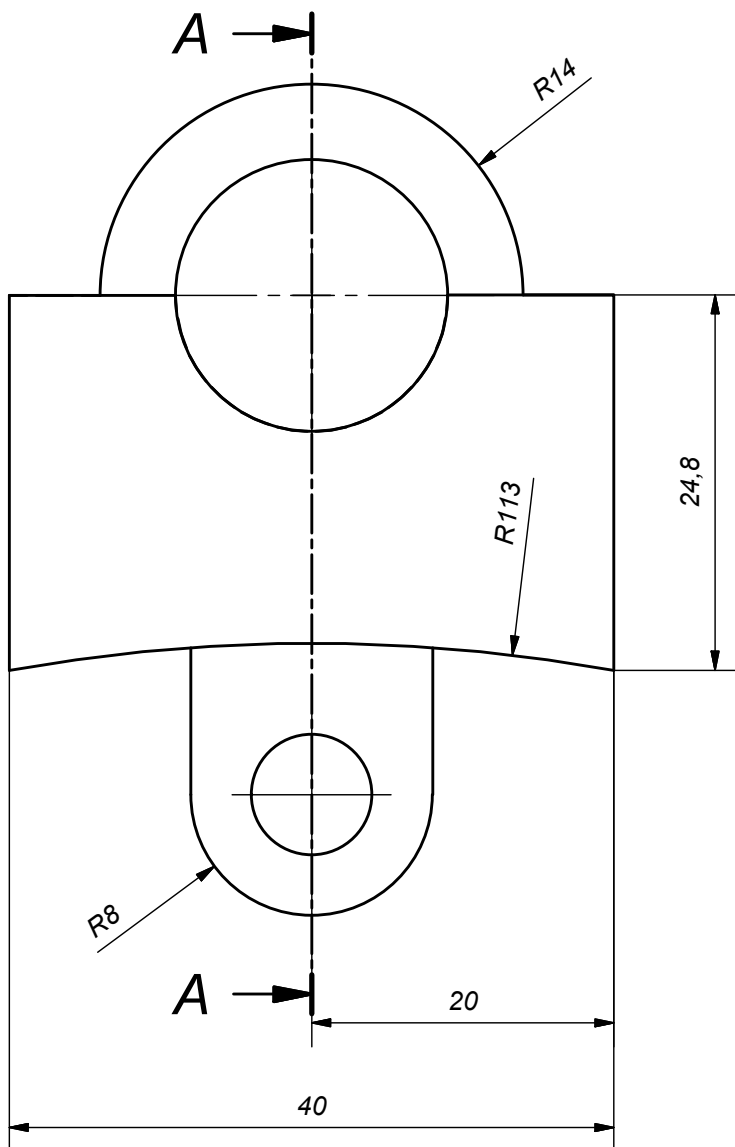
Dimenzije: Ø100x1				Masa: 0,037 kg		Materijal: Č0361		Termička obrada:		Razmera: 1:1	
								Površinska zaštita:			
					Datum	Ime		Čelični listić			
				Crtao	07.09.2015	Ivan Pantić					
				Overio							
				Standard							
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac				CR-08			1
											A4
St. i	Izmene	Datum	Ime								

N7 / N8 /

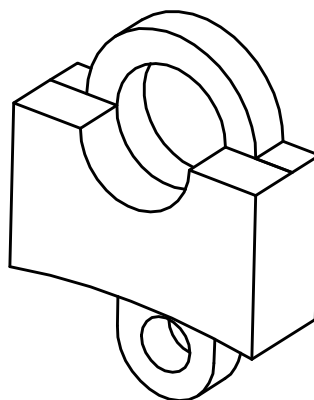
Presek B-B (1 : 1)



Dimenzije: Ø130x1				Masa: 0,054 kg		Materijal: Č0361		Termička obrada:		Razmera: 1:1			
								Površinska zaštita:					
					Datum	Ime		Čelični listić					
				Crtao	07.09.2015.	Ivan Pantić							
				Overio									
				Standard									
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac				CR-09			1		
											A4		
St. i	Izmene	Datum	Ime										



Presek A-A (2 : 1)



Dimenzije: 55x40x14				Masa: 0.108 kg		Materijal: Č0361		Termička obrada:		Razmera: 2 : 1		
								Površinska zaštita:				
					Datum	Ime		Nosač				
				Crtao	07.09.2015	Ivan Pantić						
				Overio								
				Standard								
				Fakultet inženjerskih nauka Kragujevac				CR-10			1	
												A4
St. i	Izmene	Datum	Ime									