

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: 306/2015

Филип Д. Ристовић

Анализа напонско-деформационог стања елемената таласног редуктора

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Зорица Ђорђевић, ред. проф. - ментор
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да одради:

1. Увод,
2. Принцип рада, карактеристике, предности, врсте и примена таласних редуктора,
3. Специфичности конструктивних решења таласних редуктора,
4. Прорачун и моделирање елемената таласног редуктора,
5. Прорачун напона и деформација елемената таласног редуктора применом МКЕ,
6. Закључак

Препоручена литература:

- [1] Николић В.: Машински елементи – теорија, прорачун, примери, Крагујевац, 2004.
- [2] Биочанин Б.: Конструкција и анализа таласног редуктора специјалне намене, Магистарски рад, Машински факултет у Крагујевцу, 1999.
- [3] Јовановић М.: Пројектовање рачунаром, Ниш 2010.

Крагујевац, 2021.

Ментор:

Име, презиме и звање ментора
Др Зорица Ђорђевић, ред. проф.

Садржај:

1. Увод	1
2. Принцип рада, карактеристике, предности, врсте и примена таласних редуктора	3
2.1 Принцип рада таласног редуктора.....	3
2.2 Основне карактеристике.....	6
2.3 Предности таласних редуктора.....	6
2.4 Врсте и примена таласних редуктора.....	7
3. Специфичности конструктивних решења таласних редуктора	9
3.1 Структурна решења таласних редуктора	9
3.2 Конструктивна решења таласних редуктора	11
3.3 Конструисање основних елемената таласног редуктора.....	12
3.3.1 Конструисање генератора таласа.....	12
3.3.2 Конструисање еластичног и чврстог зупчаника	14
4. Прорачун и моделирање елемената таласног редуктора.....	15
4.1 Прорачун главних параметара таласног редуктора	15
4.2 Прорачун елемената таласног редуктора.....	27
4.3 Прорачун задатог таласног редуктора	30
4.4 Моделирање елемената таласног редуктора.....	40
5. Прорачун напона и деформација елемената таласног редуктора применом МКЕ.....	43
5.1 Основе на којима се заснива МКЕ.....	43
5.2 Алгоритамски концепти МКЕ.....	43
5.3 Општа теорија МКЕ	44
5.4 Прорачун напона и деформација еластичног зупчаника.....	45
5.5 Прорачун напона и деформација чврстог зупчаника.....	50
5.6 Прорачун напона и деформација на генератору таласа	53
5.7 Прорачун напона и деформација излазног вратила	56
6. Закључак.....	59
Литература	61
Прилог	62

Summary

The paper performs a detailed calculation of the harmonic drive, based on the given data related to the type and power of the drive motor. Done 3D model in the Autodesk Inventor Professional 2015 software package was made, as well as technical documentation done in the CATIA V5R20. In addition, stress and strain analysis was performed by the FEM of the basic parts of the harmonic drive: flexspline, circular spline, wave generator and output shaft.

Key words: flexspline, circular spline, wave generator, harmonic drive, output shaft

Резиме

У раду је извршен детаљан прорачун таласног редуктора, на основу задатих података који се односе на врсту и снагу погонског мотора. Одрађен је 3D модел у софтверском пакету Autodesk Inventor Professional 2015, као и техничка документација која је рађена у софтверу CATIA V5R20. Поред тога извршена је и анализа напона и деформација методом коначних елемената основних делова таласног редуктора: еластичног зупчаника, чврстог зупчаника, генератора таласа и излазног вратила.

Кључне речи: еластични зупчаник, чврсти зупчаник, генератор таласа, таласни редуктор, излазно вратило

1. Увод

Развој технике доводи до све веће примене различитих видова енергије за погон машина и уређаја. Данас се у машинској индустрији користе различите врсте погона као што су: електрични, механички, хидраулички, пнеуматски. Ради ефикаснијег функционисања машина и искоришћења енергије, користе се и комбиновани погони: хидро-пнеуматски, електро-механички, хибридни и други. Приликом избора погона, сагледавањем резултата добијених конструисањем и различитим анализама машине, бира се погон који се користи.

Без обзира на врсту погона коју машина користи, преносници заузимају посебно место. Под појмом преносник, подразумева се посебан уређај који треба да пренесе енергију и механичко кретање са једног тела на неко друго тело. Истовремено се преносе све три основне карактеристике: енергија, снага и кретање. Првенствено се користе за расподелу енергије, повећање или смањење брзине, регулисања брзине, промену смера кретања. У свакој конструкцији њихово место је између погонске и радне машине (Слика 1.1).



Слика 1.1 *Шема погонске машине, преносник, радна машина*

Пренос енергије и обртног момента се може вршити на више начина:

- механичким преносником,
- хидрауличним преносником,
- пнеуматским преносником,
- комбинацијом неких од ових преносника.

Најзаступљенији су механички преносници и они се могу поделити на: зупчасте, ланчане, каишне и друге преноснике. Поред ових основних типова механичких преносника, постоје и други који представљају комбинацију постојећих или специјални вид основних механичких преносника. Тако, на пример, зупчasti каишни преносници представљају комбинацију зупчастог и ланчаног преносника, која укључује добре особине оба типа преносника и ствара нови квалитет. Планетарни преносник је тип зупчастог преносника, чије конструктивно решење омогућава знатно боље карактеристике од класичног зупчастог преносника. Таласни преносници су вид планетарних и зупчастих преносника, специфичне конструкције неких класичних елемената која даје низ предности преноснику.

Основне карактеристике механичких преносника су:

- угаона брзина: ω , s^{-1} ,
- број обртаја: n , min^{-1} ,
- обртни момент: T , Nm,
- снага: P , kW,
- преносни однос: i ,
- степен искоришћења: η .

Веза између погонске и радне машине, зависно од потребе, остварује се на два начина. Ако на излазном вратилу треба да се добије мања брзина обртања, а већи обртни момент користи се веза која се зове редуктор. Међутим, ако је потребна већа брзина обртања на излазном вратилу, а мањи обртни момент користи се веза која се зове мултипликатор.

Под појмом редуктор подразумева се зупчасти или пужни преносник, смештен у засебно кућиште. Задатак редуктора је да преноси снагу од погонског мотора до извршне машине уз одговарајућу промену обртног момента, а притом се брзина обртања умањује тј. редукује.

Према броју степена преноса редуктори могу бити једностепени и вишестепени. Једностепени редуктори са паралелним вратилима имају један пар цилиндричних зупчаника, а вишестепени више пари. Једностепени редуктор са вратилима која се секу има један пар коничних зупчаника, а вишестепени још и један или више пари цилиндричних зупчаника. Редуктори са вратилима која се укрштају имају један пужни пар, ако су једностепени, а два пужна пара ако су двостепени. Комбиновани двостепени редуктор има у свом склопу пужни и цилиндрични пар зупчаника. Планетарни редуктори такође могу бити једностепени и вишестепени [1].

Када је потребна велика прецизност померања примењују се таласни и циклоидни редуктори. Таласни редуктор (Слика 1.2) је редуктор релативно новије конструкције, сличан планетарном редуктору. Погодан је за преносе где се тражи обезбеђење херметичности. Нашао је широку примену у финим механизмима, у роботима на пример. Одликује се малим зазорима, што му је велика предност у односу на друге редукторе [2].



Слика 1.2 Таласни редуктор

2. Принцип рада, карактеристике, предности, врсте и примена таласних редуктора

Таласни редуктори су се први пут појавили шездесетих година прошлог века. Коришћени су за потребе космичке индустрије, где је потребно максимално смањење масе и димензија приликом конструисања. Касније се њихова употреба повећавала. Данас се користе у области роботике и прецизне контроле, при изради алатних машина и сл. [7].

Таласни зупчасти преносници представљају основни вид планетарних преносника. Погодани су за преносе где се тражи обезбеђење херметичности, одликују се малим зазорима, што им је велика предност у односу на друге редукторе. Раде на принципу преноса ротационог кретања које настаје из таласне деформације једног зупчаника. Због таквог таласног кретања овај преносник је добио име. За разлику од других зупчастих преносника, таласни зупчасти преносници омогућавају знатно веће преносне односе при мањим габаритима и маси конструкције. Осим тога таласни преносници имају могућност рада и у херметички затвореним просторима [5].

2.1 Принцип рада таласног редуктора

Таласни преносник се састоји из три основна елемента чије се осе међусобно поклапају. То су: чврсти зупчаник, еластични зупчаник и генератор таласа (Слика 2.1).

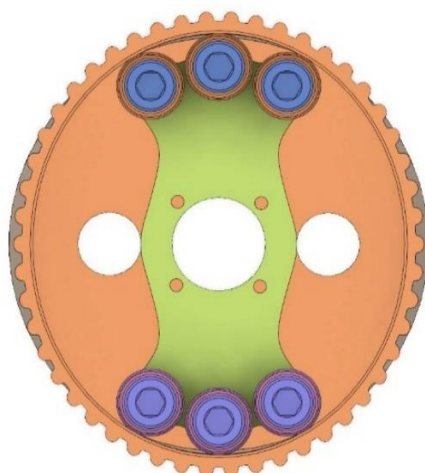


Слика 2.1 Основни делови таласног редуктора [12]

Еластични зупчаник има облик танкозидног цилиндра са спољашњим озубљењем. То је нестандардан машински елемент и јавља се само код оваквих преносника. Зупчасти венац налази се на једном крају, док је други крај повезан са излазним вратилом. Пре монтирања генератора таласа, еластични зупчаник је цилиндричан у односу на чврсти зупчаник. Када се монтира генератор таласа, еластични зупчаник добија елиптични облик тј. поприма облик генератора таласа. Он је најодговорнији елемент хармонијског преносника, и одређује његову способност оптерећења и век трајања [6].

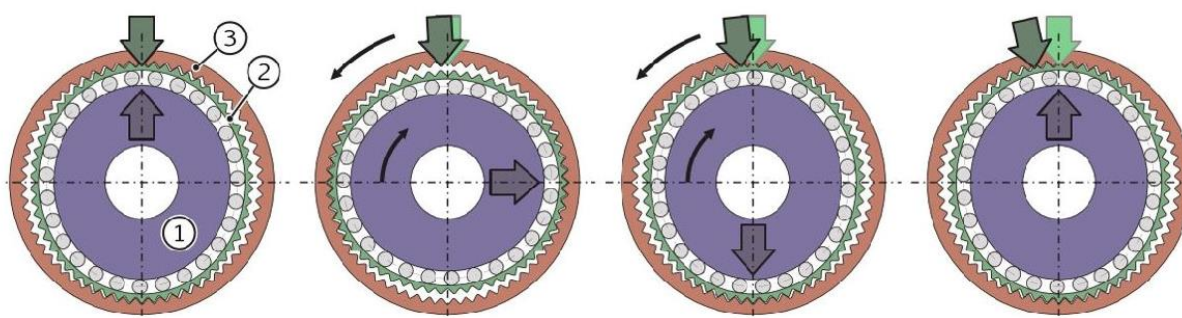
Чврсти зупчаник је кружног облика са унутрашњим озубљењем. Најчешће је чврсто везан за кућиште и не врши никакво кретање.

Генератор таласа радијално деформише еластични зупчаник тако да овај добија облик елипсе и спреже се са чврстим зупчаником у правцу главне осе елипсе. Заједно са еластичним зупчаником, генератор је један од најодговорнијих елемената хармонијског преносника. Конструкција генератора у знатној мери одређује степен корисног дејства преносника, напонско стање еластичног елемента, кинематску тачност, динамичке карактеристике, поузданост и век трајања. Сам генератор таласа не мора бити само елипсастог попречног пресека, може бити са точкићима зависно да ли је преносник двоталасни или троталасни (Слика 2.2). Генератори таласа се дела на: механичке, хидромеханичке, пнеумеханичке и електромагнетне.



Слика 2.2 Генератор таласа са точкићима [13]

Начин на који се остварује кретање код таласног редуктора најбоље је приказан на Сlici 2.3.



Слика 2.3 Начин кретања таласног редуктора [14]

Број зубаца чврстог и еластичног зупчаника није једнак. Код двоталасног преносника та разлика је 2, 4 или 6, а код троталасног 3, 6 или 9. Претпостављено је да на слици 2.3 еластични зупчаник има два зупца мање од чврстог зупчаника. Зупци ова два зупчаника потпуно су спрегнути само на правцу главне дијагонале елипсе. У почетном тренутку посматрања означен је положај осе са 0° и фиксирају се исправно спрегнути зупци. Када се генератор таласа окрене за четвртину круга, главна оса елипсе

долази у хоризонтални положај 90° и ту су зупчаници потпуно спрегнути. Претходно фиксирани зупци налазе се на међусобно највећем растојању. Када се генератор заокрене за још половину круга, главна оса елипсе долази поново у вертикални положај 180° , међутим, сада нису исправно спрегнути фиксирани зупци. Број зубаца еластичног зупчаника је мањи за два. При окретању генератора за 180° , а пошто је чврсти зупчаник непокретан, долази до релативног обртања еластичног зупчаника. То релативно обртање је величине једног зупца. Приликом једног обртања генератора релативно обртање је два зупца (3, 4. . . зависно од разлике зубаца два зупчаника). На тај начин се постижу велики преносни односи. Може се приметити да је смер обртања еластичног зупчаника (односно излазног вратила) супротан смеру обртања генератора таласа (улазног вратила) [5].

Код конструкције где је генератор таласа у облику елипсоидног диска, еластични зупчаник и генератор таласа одвојени су котрљајним лежајем који прати облик генератора таласа. На правцу мале осе елипсе између зупчаника постоји зазор. Потребно је обезбедити зазор такав да зупчаници међусобно буду потпуно одвојени (Слика 2.4).



Слика 2.4 Зазор у правцу мале осе елипсе

На слици 2.5 може се боље видети зазор који се јавља у правцу мале осе елипсе.



Слика 2.5 Зазор између еластичног и чврстог зупчаника

2.2 Основне карактеристике

У данашње време редуктори су неизоставан елемент свих постројења, било по питању смањења броја обртаја или повећању обртног момента. Зависно од тога где се уграђује и од услова рада, потребно је одабрати најоптималније решење. Избор оптималног редуктора зависи од више фактора као што су: тип редуктора, смер обртања, обртни момент, димензије, преносни однос, снага, број радних сати на дан, број укључења на сат итд [15].

Примена редуктора је врло широка па се тако употребљавају у готово свим гранама индустрије као и у уређајима у домаћинству. У индустрији служе за транспорт, подизање терета, пренос снаге итд. [3].

Основна карактеристика таласних редуктора, која им даје предност у односу на друге типове редуктора, је мала релативна маса која се рачуна помоћу израза (2.1) [5]:

$$\gamma = \frac{m}{T_{iz}}, \quad (2.1)$$

где је:

m - маса редуктора,

T_{iz} - обртни момент на излазном вратилу.

Важан фактор код таласних редуктора је и кинематска тачност. Конструкција обезбеђује минималан „мртви ход“ јер приликом спрезања нема клизања. Осе елемената, који учествују у преношењу снаге и кретања, се поклапају што доводи до елиминисања динамичких сила и додатних оптерећења елемената.

Радни век таласних редуктора није мањи од 15000h, тј. не пројектују се за мањи радни век.

2.3 Предности таласних редуктора

Таласни преносник се састоји само од три елемента, што конструкцији пружа велике могућности тј. не оптерећује машину у којој се уграђује у смислу масе и димензија. С обзиром на облик еластичног зупчаника, могуће је уградити електро- мотор у унутрашњост редуктора, и самим тим додатно скратити конструкцију.

Стално напрегнути еластични зупчаник омогућава таласном редуктору минималан „мртви ход“. Клизање, које се јавља, постаје минимално јер је преносни однос велики.

Степен искоришћења је приближно исти као и код осталих преносника снаге. Посматрајући губитке настале од улазног до излазног вратила они се крећу од 0,8 до 0,9.

Обртни момент се преноси паром зупчаника, не јављају се додатне радијалне силе које оптерећују редуктор, а самим тим су и лежаји мање оптерећени. Такође су и кућишта једноставнија и лакша и све то доводи до мањих габарита самог редуктора.

Преносни однос једноступеног таласног редуктора креће се од 50 до 250, а може и више, што није могуће постићи са другим преносницима. Обртни моменти који се могу пренети таласним редукторима, такође су већи него код других редуктора истих габарита. Маса им је много мања у поређењу са другим редукторима.

2.4 Врсте и примена таласних редуктора

Таласни редуктори су релативно нови преносници. Нашли су примену у космичкој индустрији, као и у области роботике где су захтевани велики преносни односи, а мало простора за уградњу преносника. Због велике кинематске тачности таласни преносници налазе примену код прецизних алатних машина и изради мерних инструмената. У медицини се користе код апарата за рендгенско зрачење, вештачких органа, дијагностичкој опреми. У војној индустрији примењују се код ракетних система и лансирним рамама. Такође се користе и код штампарских машина. У аутомобилској индустрији се користе за потпуно аутоматизоване и роботизоване машине.

Примећује се да таласни редуктори налазе примену у новијим технологијама где класични преносници излазе из употребе, а примењују се таласни са свим својим предностима. На Слици 2.6 приказане су неке могућности примене таласних редуктора.



Слика 2.6 Роботизована машина

Као што је раније речено, таласни редуктори се користе као покретачи руку робота. Захваљујући њиховом прецизном раду примена им се пуно проширила (Слика 2.7).



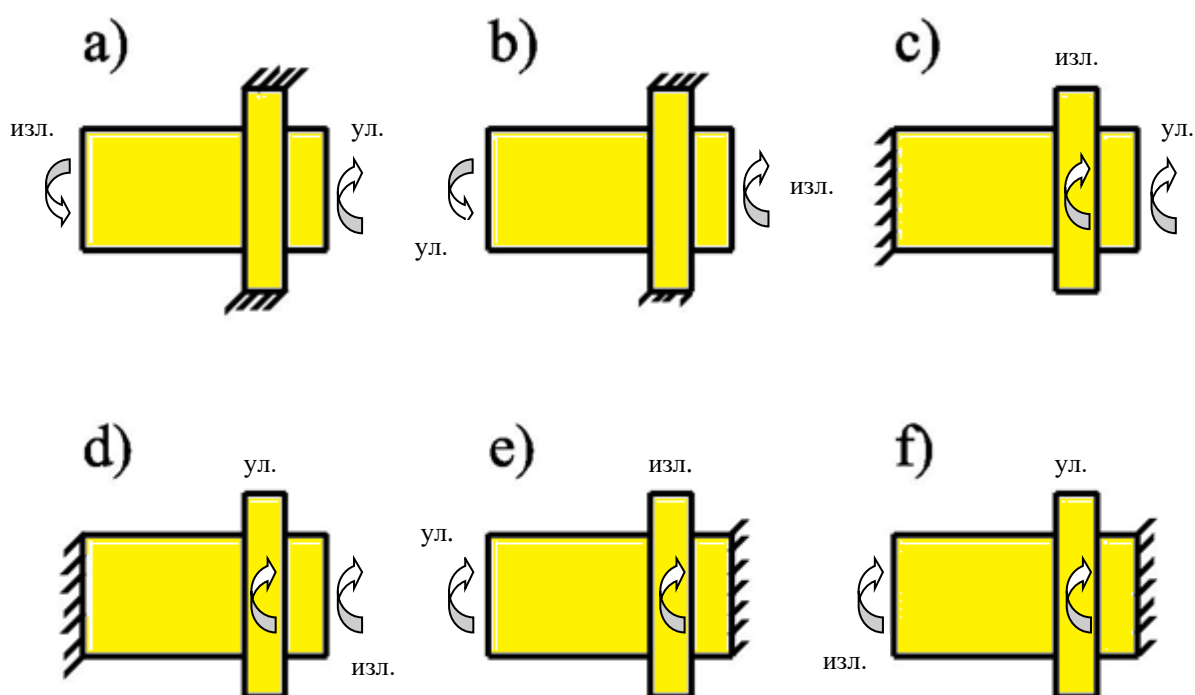
Слика 2.7 Примена таласних редуктора у роботизи

3. Специфичности конструктивних решења таласних редуктора

3.1 Структурна решења таласних редуктора

Структура таласних преносника заснована је на трансформацији ротационог кретања путем деформисања еластичног зупчаника, од стране генератора таласа и његовим спрезањем са чврстим зупчаником. Што се тиче конструкционог решења еластичног зупчаника он је цилиндричан пре деформисања, танкозидан са спољним озубљењем. Чврсти зупчаник је кружан, недеформабилан, са унутрашњим озубљењем, а генератор таласа је или у облику елипсоидног диска или са точкићима. Ако би улазно вратило било повезано са генератором таласа, еластични зупчаник са излазним вратилом, а чврсти зупчаник би био непокретан, онда би смер обртања излазног вратила био супротан од смера обртања улазног. Ово је уобичајена конструкција таласног редуктора и шематски је приказан на слици 3.1.а. Преносни однос добијен оваквом конструкцијом узима се за основни [9].

На Слици 3.1 шематски су приказане све могућности које проистичу од истог типа таласног преносника.



Слика 3.1 Шематски приказ свих могућности једног типа таласног редуктора [9]

Преносник који је на слици 3.1.b је мултипликатор, тј. врши повећање излазног броја обртаја у односу на улазни. Улазно вратило повезано је са еластичним зупчаником, а излазно са генератором таласа. Чврсти зупчаник и даље је непокретан. Преносни однос једнак је основном, с тим што се сада ради о мултипликатору. Смерови обртања улазног и излазног вратила су супротни [9].

Код таласног редуктора који је на Слици 3.1.c улазно вратило повезано је са генератором таласа, излазно вратило са чврстим зупчаником, а непокретни елемент је еластични зупчаник. Смер обртања улазног вратила исти је као и смер обртања излазног. Преносни однос оваквог преносника већи је за један од основног преносног односа [9].

На Слици 3.1.d непокретни елемент је еластични зупчаник, с тим што је улазно вратило везано за чврсти зупчаник, а излазно за генератор таласа. Овај таласни преносник је мултипликатор и преносни однос му је такође за један већи од основног. Улазно и излазно вратило се обрћу у истом смеру [9].

Шема на Слици 3.1.e представља редуктор брзине-диференцијал. Непокретан елемент у овом случају је таласни генератор. Улазни елемент везан је за еластични зупчаник. Смер обртања ова два члана је исти. Преносни однос може се одредити изразом:

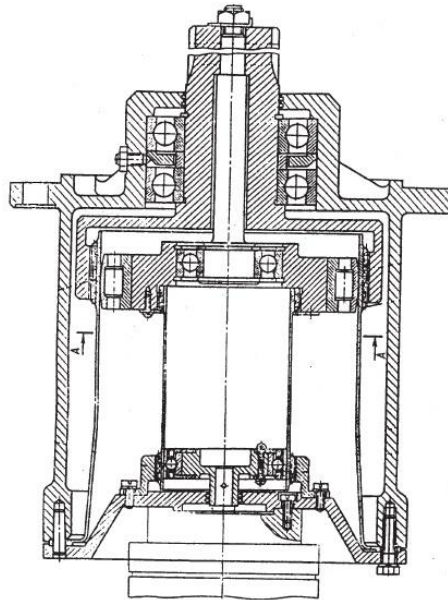
$$\text{преносни однос} = \frac{\text{основни преносни однос}}{\text{основни преносни однос} + 1}.$$

Слично решење представљено је на Слици 3.1.f. Генератор таласа је такође фиксиран, док је улазни елемент причвршћен за чврсти зупчаник, а излазни елемент за еластични зупчаник. Преносник представља мултипликатор брзина-диференцијал. Улазни и излазни елементи имају исти смер обртања, а смањење броја обртаја (угаоне брзине) на излазу се огледа кроз преносни однос дат изразом [5]:

$$\text{преносни однос} = \frac{\text{основни преносни однос} + 1}{\text{основни преносни однос}}.$$

3.2 Конструктивна решења таласних редуктора

Конструкција двостепеног таласног редуктора приказана је на слици 3.2. Приказани су изглед и функционисање основних и помоћних елемената таласног редуктора.



Слика 3.2 Конструкција двостепеног таласног редуктора [5]

На излазном вратилу електромотора причвршћен је генератор таласа. Таласни редуктор се најчешће везује директно за извор кретања без додатних елемената. Неке конструкције представљају сложене склопове који се састоје од погонског елемента (обично електромотора) и таласног редуктора. Генератор таласа је облика елипсастог диска и циклично деформише еластични зупчаник. Између еластичног зупчаника и генератора таласа смештен је еластични лежај. Еластични зупчаник има облик танкозидног цилиндра са прирубницом. За кућиште таласног редуктора је везан завртњима поклопац који омогућава подешавање везе. Кружне плоче су помоћни елементи који омогућавају и осигуравају везу. Такође, ови елементи пригушују вибрације и таласне деформације настале на другом крају еластичног зупчаника. Чврсти зупчаник причвршћен је уз помоћ чепова за излазно вратило редуктора. Поклопац је већег пречника од вратила, јер је у њему чаура која је чепом везана за вратило и онемогућава му аксијално кретање у односу на лежаје [9].

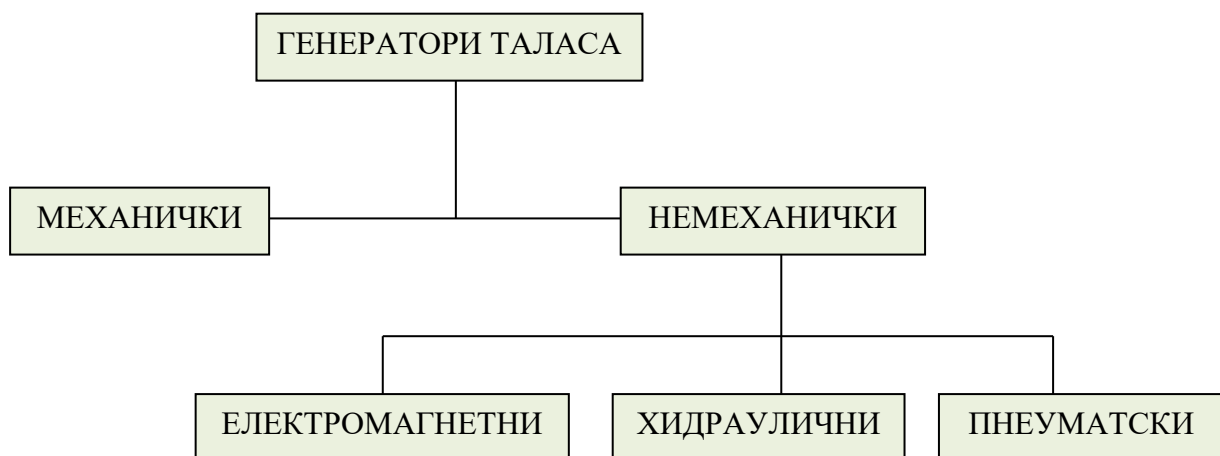
3.3 Конструисање основних елемената таласног редуктора

Основни елементи таласног редуктора су: генератор таласа, еластични зупчаник и чврсти зупчаник. Зависно од конструктивног решења и самог изгледа констукције бира се и решење основних елемената таласног редуктора.

3.3.1 Конструисање генератора таласа

Генератор таласа остварује еластичне деформације на еластичном зупчанику. Може бити конструисан тако да ствара један, два, три или више таласа деформација. При томе генератор таласа се може уграђивати унутар еластичног зупчаника или споља, тако да је ослоњен на спољашни обод еластичног зупчаника са унутрашњим озубљењем. Избор количине таласа зависи од врсте таласног преносника и мора да задовољи тражену кинематску тачност. Генератор таласа има важну улогу у начину спрезања зупчаника и величине највећих напрезања у материјалу еластичног зупчаника код таласног редуктора.

Према врсти енергије коју користе да би обезбедили покретање и појаву таласа деформације, генератори таласа могу да се поделе на механичке и немеханичке. Немеханички се деле на пнеуматске, хидрауличне и електормагнетне (Слика 3.3).



Слика 3.3 Подела генератора таласа

Једноставнији али и најсигурнији су механички генератори таласа. За стварање таласних деформација није потребан додатни извор енергије, већ се то узрокује самим геометријским обликом генератора. Према облику линије деформисања еластичног зупчаника разликују се генератори слободних таласа деформација и генератори принудних таласних деформација. Сваки од ова два типа генератора таласа, зависно од трења између унутрашње површине еластичног зупчаника и површине ослонца генератора, може бити генератор са вишим и нижим паровима. Код таласних редуктора примењују се обе врсте генератора, а код таласних мултипликатора примењују се само генератори са вишим паровима. Код генератора слободних таласа еластични прстен причвршћује котрљајне лежаче и он је у контакту са унутрашњом површином еластичног зупчаника на два или три места. Генератор таласа има облик елипсоидног диска, одеђеног је профила и често се назива брегасти генератор таласа.

Двоталасни генератор код једноставних конструкција састоји се од вођице која се окреће око непокретне осе и два котрљајна лежаја мањег пречника која се ослањају на унутрашњи обод еластичног зупчаника и деформишу га (Слика 3.4). Преносници са овим таласним генератором имају већи моменат инерције што им отежава рад и повећава оптерећења на лежајима, зато се користе код машина на ручни погон (где је улазни број обртаја редуктора мањи него када је електромотор погонска машина) и квалитетнијих преносника пројектованих за краћи век. Код таквих преносника улазно вратило се прави изједна са вођицом, а на ексцентричним осовиницама монтирају се радијални куглични лежаји. Радијални зазор се бира померањем ексцентричним осовиницама.



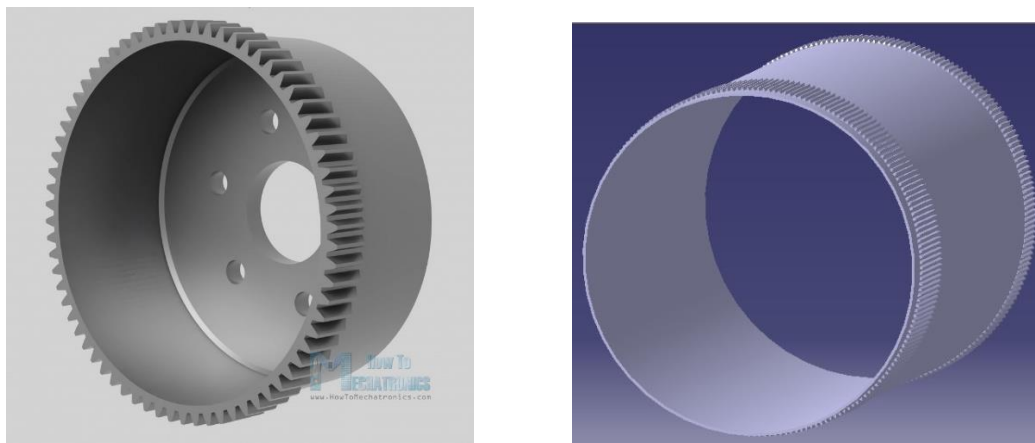
Слика 3.4 Двоталасни генератор [10]

Поред двоталасних генератора са два ваљчића постоје и генератори са четири ваљчића који такође дају два таласа деформације, али обезбеђују знатно већи број зубаца. Захваљујући томе повећава се дозвољена граница оптерећења и побољшава кинематска тачност. Овакав тип таласног преносника уграђује се у машинама са повећаним оптерећењем. Челични прстен, који се налази између генератора и еластичног зупчаника, умањује концентрацију вођице на зупчаник, и отклања опасност класичне деформације унутрашње површине еластичног зупчаника таласног редуктора. Тврдоћа прстена креће се од 56 до 58 HRC [10].

Генератор таласа принудне деформације даје радијални ослонац еластичном зупчанику по целом обиму и израђује се у облику диска. По целом обиму диска смештене су куглице еластичног лежаја да би се избегло трење између генератора таласа и зупчаника. Овакав генератор таласа обезбеђује већу област спрезања, али има и знатно већи момент инерције. Према облику котрљајних тела разликујемо три типа генератора таласа: без унутрашњег прстена, са ненапрегнутим унутрашњим прстеном и напрегнутим унутрашњим прстеном. У првом случају генератор таласа има облик елипсоидног диска са једним или два реда куглица.

3.3.2 Конструисање еластичног и чврстог зупчаника

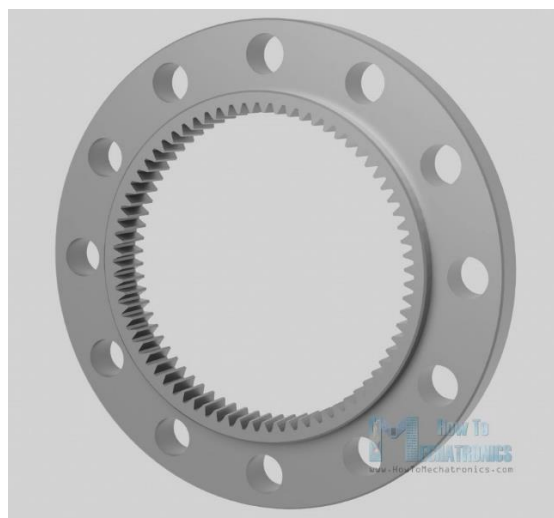
Ако се таласни преносник упореди са било којим другим преносником снаге, једина новина је еластични зупчаник. Због тога конструкција еластичног зупчаника захтева низ специфичности које овај зупчаник разликује од других класичних зупчаника. Таласне деформације се преносе са генератора таласа на еластични зупчаник, који током рада циклично мења облик. Могући конструкциони облици еластичног зупчаника дати су на Слици 3.5.



Слика 3.5 Конструкциони облици еластичног зупчаника [11]

Обе конструкције у основи имају облик танкозидног цилиндра. Поред ових постоје и другачије конструкције еластичног зупчаника. Еластични зупчаници херметички затворених таласних преносника су такође танкозидни цилиндрични омотачи са дном. Зупчasti венац се налази на средини еластичног зупчаника.

Чврсти зупчаник таласног преносника је обичан цилиндрични зупчаник са унутрашњим озубљењем (Слика 3.6). Ширина венца је обично једнака дужини зупчастог венца код еластичног зупчаника, а могуће је и да ширина зубаца чврстог зупчаника буде мало мања. Материјали чврстог и еластичног зупчаника су углавном исти, а може и да тврдоћа чврстог зупчаника буде мања за 20 до 30 НВ.



Слика 3.6 Чврсти зупчаник таласног редуктора [11]

4. Прорачун и моделирање елемената таласног редуктора

У овом поглављу биће приказан прорачун кинематских карактеристика као и прорачун и препоруке за израду главних елемената таласних редуктора. Прорачун се односи на једностепени двоталасни редуктор, чији се преносни однос налази у распону од 80 до 315. Еластични зупчаник је покретан и повезан је са излазним вратилом, док је улазно вратило повезано са генератором таласа. Чврсти зупчаник је непокретан. Угао додирнице чврстог и еластичног зупчаника је 20° .

4.1 Прорачун главних параметара таласног редуктора

1. Преносни однос је основни параметар сваког преносника па и таласног. Основу за одређивање преносног односа представља познати израз који се примењује код свих врста преносника:

$$i = \frac{\omega_{ul}}{\omega_{iz}} = \frac{n_{ul}}{n_{iz}}, \quad (4.1)$$

где је преносни однос количник улазне и излазне угаоне брзине, односно количник броја обртаја на улазу и излазу преносника [16].

Таласни преносници могу да достигну преносне односе од 2500 до 100000. Међутим, такви преносници имају низак степен искоришћења и обично се користе као преносиоци кретања. У даљем току прорачуна еластични зупчаник означава се бројем 1, а чврсти зупчаник бројем 2. Према томе преносни однос таласног преносника типа GCF биће:

$$i = \frac{\omega_{ul}}{\omega_{iz}} = \frac{n_{ul}}{n_{iz}} = \frac{z_1}{z_2 - z_1}. \quad (4.2)$$

Бројеви зубаца еластичног и чврстог зупчаника могу се изразити на следећи начин (ако је познат преносни однос таласног преносника):

$$\begin{aligned} z_1 &= K \cdot i \cdot W \\ z_2 &= z_1 + K \cdot W, \end{aligned} \quad (4.3)$$

где је:

W број таласа деформација које се стварају од стране генератора таласа (у предпостављеном примеру $W=2$), а $K=1,2$ или 3 је мултиплицирајући фактор (фактор вишеструкости). Усваја се $K=1$ да би се смањила наглашеност деформације еластичног зупчаника.

2. Номинални обртни момент еластичног зупчаника израчунава се помоћу израза:

$$T_{01} = T_g \cdot i \cdot \eta, \quad (4.4)$$

T_g - **обртни** момент генератора таласа. Код директне везе таласног редуктора са погонском машином, овај обртни момент једнак је обртном моменту излазног вратила мотора.

Обртни момент вратила мотора T_{EM} , Nm добија се из израза:

$$T_{EM} = \frac{P_{EM}}{\omega_{EM}} \cdot 1000, \quad (4.5)$$

где је:

P_{EM} , kW снага мотора, а ω_{EM} , s^{-1} угаона брзина мотора која је једнака:

$$\omega_{EM} = \frac{n_{EM} \cdot \pi}{30}, \quad (4.6)$$

где је:

n_{EM} , $\min^{-1}$ – број обртаја вратила мотора.

Степен искоришћења редуктора означава се са η . Експериментално добијени степени искоришћења једноступених таласних редуктора, у зависности од преносног односа, приказани су у табели 4.1.

Табела 4.1 Степени искоришћења таласног редуктора са генератором у облику елипсоидног диска [5]

i	315	250	200	160	125	100	80
$\eta \cdot 0.01$	72-75	75-78	78-81	81-84	84-87	87-90	90-93

Степен искоришћења таласног редуктора може се одредити и рачунским путем. Узимају се у обзир губици настали приликом спрезања чврстог и еластичног зупчаника и губици у генератору таласа. Губици у лежајима улазног и излазног вратила се занемарују, јер су мали у односу на остале. Приближни губици рачунају се помоћу израза [5]:

$$\eta = \frac{1}{1 - \psi(1 - i)}. \quad (4.7)$$

Код комбинованих таласних преносника (комбинација са планетарним преносницима или вишеступени таласни преносници) укупни степен искоришћења једнак је производу степена искоришћења сваке појединачне целине. На пример, за таласне преноснике типа GFCGFC укупни степен искоришћења износи:

$$\eta_{GC2} = \eta_{GC}^F \cdot \eta_{G2C2}^{F2}.$$

Треба нагласити да су степени искоришћења сложених таласних преносника врло мали и крећу се од 0,08 до 0,01 и они се користе само за пренос кретања, не и за пренос снаге. Величина ψ из израза (4.7) представља коефицијент губитка и израчунава се помоћу израза:

$$\psi = \frac{K_\psi}{r_2}, \quad (4.8)$$

где је r_2 , cm подеони полупречник чврстог зупчаника, док је:

$$K_\psi = \frac{1,27 \cdot K_A \cdot m \cdot f}{\cos \alpha - f \sin \alpha} + \mu \left(1 + \frac{2}{z_1} \right) \left(\frac{D_u}{d_{rk}} - 1 \right) (\sin \alpha - f \cos \alpha), \quad (4.9)$$

где је:

m - модул зупчаника,
 $f=(0,05 \div 0,07)$ – коефицијент трења приликом спрезања при нормалном подмазивању,
 $\mu=(0,006 \div 0,008)$ – коефицијент трења при котрљању куглица еластичног лежаја,
 $\alpha=25^\circ$ - угао профила зупца у средини висине зупца,
 z_1 - број зубаца еластичног зупчаника,
 D_u - унутрашњи пречник цилиндра еластичног зупчаника у недеформисаном положају,
 d_{rk} - пречник котрљања куглица еластичног лежаја.

Да би се избегле веће грешке код рачунског одређивања степена искоришћења, потребно је да се тачност одређивања ψ креће минимално до пет десетих.

3. Мераважни обртни момент за прорачун елемената таласног преносника израчунава се помоћу израза:

$$T = T_{01} \cdot K_A \cdot K_V \quad (4.10)$$

где је:

K_A - фактор радних услова. Узима у обзир неравномерност рада погонске и радне мнашине. Неравномерност доводи до пораста обртног момента у односу на номиналну вредност, тако да фактор K_A представља однос:

$$K_A = \frac{T_{eq}}{T_{01}}, \quad (4.11)$$

где је:

T_{eq} - еквивалентни обртни момент који се одређује на основу спектра оптерећења и броја промена оптерећења,

T_{01} - номинална вредност обртног момента.

Тачне вредности фактора K_d се добијају експерименталним путем, као и вредности дате литературе [3].

K_v – фактор унутрашњих динамичких сила и он се усваја помоћу табеле 4.3.

Табела 4.3 Фактори унутрашњих динамичких сила K_v [3]

Обрада	Класа храпавости	Број обртаја таласног генератора n_g		
		1000	1000-1500	1500-3000
Грубо брушење или глодање са глачањем или љуштењем	7-8	1,00	1,15	1,40
Средње глодање и електрополирање	7-8	1,07	1,20	1,50
Средње глодање и рендисање релативним кретањем	8	1,20	1,35	-

4. Материјал еластичног и чврстог зупчаника генератора таласа треба да припада групи квалитетних челика (челици за побољшање или челици за цементацију). У даљем прорачуну користиће се челик за побољшање по међународном стандарду EN 10083-1, 42CrMo4. Механичке и динамичке карактеристике овог челика су приказане у табели 4.4.

Табела 4.4 Карактеристике материјала [3]

Ознака материјала	Затезна чврстоћа	Граница развлачења	Тврдоћа	Динамичка издижљивост
	R_m , МПа	R_{eH} , МПа	НВ	$\sigma_{D(-1)}$, МПа
42CrMo4	1100-1300	750	241	460-550

Челици у Србији од којих се израђују опруге имају висок садржај угљеника, а немају хрома и са њима се не може постићи жељена тврдоћа и еластичност истовремено. Велики садржај угљеника повећава тврдоћу језгра као и крутост, док смањује еластичност. Због тога је пожељније да се материјал наручи из неке друге земље.

Материјал мора бити отпоран на замор. За израду еластичног зупчаника мањих таласних редуктора, могуће је користити и пластичне масе. Тада су еластични зупчаници знатно дебљи и већи.

5. Дозвољени торзиони напон код еластичног зупчаника изложеног деловању обртног момента може се израчунати помоћу израза:

$$\tau_d = \frac{0,22 \cdot R_m \cdot K_d}{S \cdot K_\tau}, \quad (4.12)$$

τ_d , МПа – дозвољени торзиони напон,

R_m , МПа – максимална затезна чврстоћа еластичног зупчаника (Табела 4.4),

$S = (1,4 - 1,6)$ – степен сигурности који се усваја према намени машине за коју је таласни редуктор намењен ($S = 1,4$ за покретне механизме, а $S = 1,6$ за дизаличне механизме),

K_τ - фактор концентрације напона који се креће у распону од 1,7 до 2,2 када су зупци еластичног зупчаника израђени рендисањем, или 1,6 до 2 када су зупци израђени одвалним глодалом (мање вредности односе се за $i=315$, а веће за $i=80$),

K_d - фактор потребне дужине експлоатације таласног редуктора. Вредности фактора K_d дате су у табели 4.5 за вредности броја обртаја $n_g=1000 \text{ min}^{-1}$. Ако радни бројеви обртаја улазног вратила имају друге вредности, потребно је одредити редуковано време рада помоћу израза (4.13) и на основу њега одредити вредност K_d из табеле 4.5.

$$t^* = \frac{t \cdot n_g}{1000}, \quad (4.13)$$

где је:

t, h – тражено време експлоатације таласног редуктора.

Табела 4.5 Фактор времена рада [5]

Услови рада			
Време рада	Лаки	Средњи	Тешки
Преко 1000	1,22	1,17	1,10
2500	1,10	1,05	1,00
6300	1,00	0,95	0,90
10000	0,95	0,90	0,85
25000	0,85	0,81	0,77

6. Унутрашњи пречник цилиндра еластичног зупчаника може се израчунати помоћу израза:

$$d_{in} = C \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot \psi_d}{(\tau)}}. \quad (4.14)$$

Константа C утиче на расподелу притиска дуж еластичног зупчаника, а последица су расподеле напона између константних зона и деформација еластичног зупчаника. Друга константа ψ_d може се изразити помоћу израза:

$$\psi_d = \frac{d_m}{s_1}, \quad (4.15)$$

где је:

d_m – средњи пречник зупчаника,

s_1 – дебљина венца код еластичног зупчаника.

Ове две константе зависе од преносног односа, одређују се експериментално и могу се прочитати из табеле 4.6.

Табела 4.6 Вредности константи C и ψ_d [5]

i	80-160	160-250	250-315
C	14	13	12
ψ_d	85	90	95

Код таласних редуктора где је генератор таласа у облику елипсоидног диска, вредности унутрашњег пречника еластичног зупчаника заокружују се на прву ближу вредност спољашњег пречника еластичног лежаја. У табели 4.7 налазе се типови лежаја по руском стандарду ГОСТ. У нашем стандарду наилази се на проблем, јер таквих лежаја у њему нема.

Табела 4.7 Типови лежаја [5]

Серија лежаја	d	D	B	$n_{\max}, \text{min}^{-1}$
815	75	100	15	3000
818	90	120	18	3000
822	110	150	24	2500
824	120	160	24	2000
830	150	200	30	1600
836	180	240	35	1600
844	220	300	45	1600

7. Модул еластичног и чврстог зупчаника таласног редуктора израчунава се изразом:

$$m = \frac{d_{f1} + 2,5}{2 \cdot i}, \quad (4.16)$$

где је:

d_{f1} – подножни пречник еластичног зупчаника добијен у оквиру претходног прорачуна елемената редуктора помоћу израза:

$$d_{f1} = d_{in} + 2S_1, \quad (4.17)$$

Прво треба израчунати дебљину венца еластичног зупчаника помоћу израза (4.15). Непозната величина средњег пречника d_m апроксимира се величином спољашњег пречника еластичног лежаја D , који је претходно усвојен, тако да се добија:

$$S_1 \approx \frac{d_m}{\psi_d}, \quad (4.18)$$

Вредност модула зупчаника, добијена коришћењем израза (4.16), заокружује се на најближу стандардну вредност дату у табели 4.8.

Табела 4.8 Вредности стандардних модула [5]

Серија 1	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25
Серија 2	0,35	0,45	0,55	0,7	0,9	2,125	-

8. Број зубаца еластичног зупчаника може се израчунати помоћу израза:

$$z_1 = \frac{d_1}{m}. \quad (4.19)$$

Пошто је подеони пречник еластичног зупчаника d_1 још увек непознат, уместо њега узима се унутрашњи пречник цилиндра еластичног зупчаника па се на основу тога добија израз:

$$z_1 \approx \frac{d_{in}}{m}. \quad (4.20)$$

На овај начин добијена вредност представља оријентациони број зубаца еластичног зупчаника. Помоћу њега се може одредити стварни број зубаца.

Пошто се зупци у току рада деформишу, потребно је да се одреди фактор померања:

за еластични зупчаник

$$x_1 = \frac{1,35 - \Delta^*}{0,85 \cdot z_1^{-(1/3)} - 0,04}, \quad (4.21)$$

за чврсти зупчаник

$$x_2 = x_1 + (\Delta^* - 1), \quad (4.22)$$

где је:

Δ^* - коефицијент радијалне деформације еластичног зупчаника и изражава се као:

$$\Delta^* = \frac{\Delta}{m}. \quad (4.23)$$

Ако је непозната вредност коефицијент Δ , за њено одређивање користи се експериментално добијена формула:

$$\Delta^* = 0,89 + 8 \cdot 10^{-5} z_1 + 2 \cdot \frac{j_{max}}{m} \quad (4.24)$$

Да би се избегло сабирање максималних обртних момената T_{max} спрегнутих зубаца потребно је да максимални бочни зазор j_{max} буде већи од зазора j_ϕ проузрокованог торзијом. Овај услов се обично израчава помоћу израза:

$$\frac{j_{max}}{m} = \frac{j_\phi}{m} + \frac{j_0}{m} = \frac{T_{max} \cdot b \cdot 10^3}{d_1^2 \cdot S_3 \cdot G} + 4 \cdot 10^{-4} \cdot (i - 60), \quad (4.25)$$

где је:

T_{max} – максимални обртни момент. Обично се узима да је $T_{max} \geq 2T_{01}$,

G – модул смицања (за челик износи $G = 8,1 \cdot 10^{-4} \frac{N}{mm^2}$),

b – дужина зубаца (за преноснике снаге $b=(0,18\div 1,2)d_1$, за преноснике кретања $b=(0,12\div 0,17)d_1$),

$d_1=mz_1$ – подеони пречник еластичног зупчаника,

S_3 – дебљина цилиндра еластичног зупчаника ван зупчастог прстена. Према препорукама $S_3=(0,6\div 0,9)S_1$.

Стварни број зубаца еластичног зупчаника одређује се помоћу израза:

$$z_1 = \frac{d_{f1}}{m} + 2 \cdot \frac{h_{fp}}{m} - 2 \cdot x_1, \quad (4.26)$$

где су:

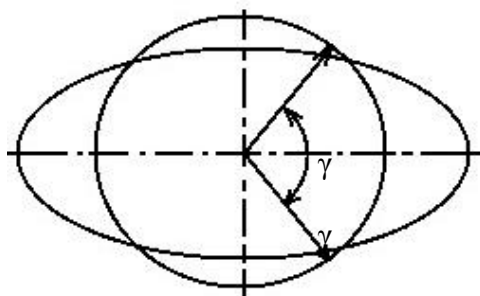
$h_{fp}=m+c_p$ и $c_p=(0,1\div 0,3)m$ – константне вредности.

Број зубаца чврстог зупчаника се добија помоћу израза (4.3). Потребно је израчунати и стварни преносни однос (4.2). Одступање стварног од захтеваног преносног односа не сме да буде веће од 5%.

9. Геометријски параметри редуктора и провера зупчаника на радијална оптерећења спрегнутих зубаца

За разлику од класичног зупчастог преносника, код којих се геометријски параметри одређују на основу чврстоће бока зубаца или чврстоће подножја зубаца, код таласног зупчастог преносника геометријски параметри се одређују на основу деформације еластичног зупчаника од стране генератора таласа.

Еластични зупчаник се деформише на начин приказан на Слици 4.1. Вредност угла γ зависи од преносног односа редуктора и његове препоручене вредности налазе се у табели 4.9.



Слика 4.1 Начин деформисања еластичног зупчаника

Табела 4.9 Вредности угла γ у зависности од преносног односа [5]

i	80-120	120-160	>160
γ	25	30	35

Стварне вредности подножног и теменог пречника еластичног зупчаника, као и вредности теменог пречника чврстог зупчаника рачунају се помоћу следећих израза:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{fp} + 2x_1 \cdot m, \quad (4.27)$$

$$d_{a1} = d_{f2} - 2a - 2c, \quad (4.28)$$

$$d_{a2} = 2a + d_{f1} + 2c, \quad (4.29)$$

где је:

$$c = c_p = (0,1 \div 0,3)m,$$

$$a = m \cdot \frac{z_2 - z_1}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (4.30)$$

Подножни пречник чврстог зупчаника зависи од начина на који се овај израђује. Та зависност приказана је изразом:

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{fp} + 2x_2 \cdot m. \quad (4.31)$$

Чврсти зупчаник је израђен рендисањем, зупчастим ножем.

d_{a0} — темени пречник зупчастог ножа, зависи од модула и броја зубаца зупчастог ножа. То је приказано у табли 4.10.

a_{w0} — осно растојање између чврстог зупчаника и зупчастог ножа, се рачуна помоћу израза:

$$a_{w0} = \frac{m \cdot (z_2 \pm z_0) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{w0}}, \quad (4.32)$$

где су:

z_2 и z_0 — бројеви зубаца чврстог зупчаника и зупчастог ножа. Знак минус у изразу користи се код израде унутрашњег озубљења код чврстог зупчаника, а знак плус код израде спољашњег озубљења. Угао додирнице је означен са α , а вредности α_{w0} израчунава се помоћу инволут функције.

Табела 4.10 Елементи зупчастог ножа [5]

Модул		Подеони пречник зупчастог ножа				$h_a^*{}_0$
Серија		40		64		
1	2	Z_0	d_{a0}	Z_0	d_{a0}	
0,3		132	40,60	214	65,20	1,5
	0,35	114	41,06	182	64,86	
0,4		100	41,33	160	65,33	
	0,45	90	42,00	144	66,30	
0,5		80	41,66	128	65,66	1,35
	0,55	72	41,43	116	65,63	
0,6		66	41,60	108	66,80	
	0,7	56	41,53	90	65,33	
0,8		50	42,66	80	66,66	

Остали параметри се одређују помоћу инволут функције и помоћу израза:

$$\text{inv}\alpha_{w0} = 2 \cdot \frac{x \pm x_0}{z \pm z_0} \text{tg}\alpha + \text{inv}\alpha. \quad (4.33)$$

У изразу x и x_0 представљају факторе померања зупчаника који се обрађује и зупчастог ножа. Знак минус користи се при изради унутрашњег озубљења (код израде чврстог зупчаника), а знак плус при изради спољашњег озубљења (код израде еластичног зупчаника). Фактор померања за зупчasti нож израчунава се применом израза:

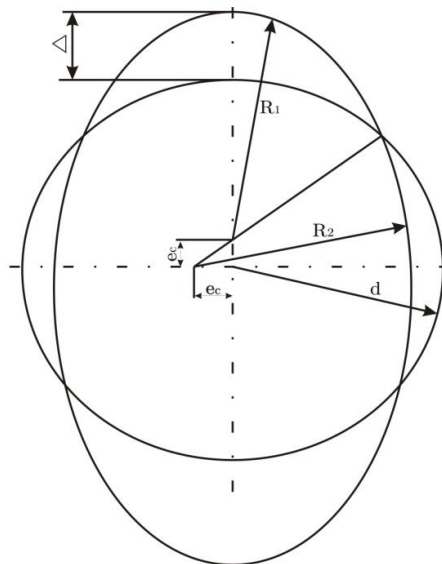
$$x_0 = \frac{d_{a0}}{2 \cdot m} - 0,5 \cdot [z_0 + (h_a^* + C^*)] \quad (4.34)$$

После овога врши се провера спрезања еластичног и чврстог зупчаника. Радијални зазор између пречника теменог круга еластичног зупчаника и подножног круга чврстог зупчаника по правцу главне осе елипсастог генератора мора да задовољи услов:

$$C_c = 0,5 \cdot (d_{f2} - d_{a1}) - \Delta \geq 0,15m. \quad (4.35)$$

Ако израз (4.35) није задовољен, потребно је при изради чврстог зупчаника користити други зупчasti нож, или покушати са редукцијом коефицијента неопходног зазора између спрегнутих зубаца h_a . Као алтернатива може се повећати коефицијент радијалне деформације Δ^* и тако обезбедити да се чврстоћа еластичног зупчаника не смањује.

Геометријски параметри генератора таласа у облику елипсастог диска могу се израчунати на основу Слике 4.2.



Слика 4.2 Приказ геометријских параметара

$$\begin{aligned} e_c &= 3,41\Delta, \\ R_1 &= 0,5d - e_c + \Delta = 0,5d - 2,41\Delta, \\ R_2 &= 0,5d + e_c - \Delta = 0,5d + 2,41\Delta, \end{aligned} \quad (4.36)$$

где је:

d – унутрашњи пречник еластичног лежаја (табела 4.7),

e_c – растојање центра елипсе до жиже. На основу ових израза главна и мала оса елипсе генератора таласа рачунају се као:

$$\begin{aligned} 2a &= 2(R_1 + e_c) = d + 2\Delta, \\ 2b &= 2(R_2 - e_c) = d - 2\Delta. \end{aligned} \quad (4.37)$$

Ове елипсе деформисаног еластичног зупчаника добијају се када се на вредности добијене из израза (4.38) дода двострука ширина еластичног лежаја $H=0,5(D-d)$, где је D спољашњи пречник еластичног лежаја.

10. Анализа отпорности еластичног зупчаника на заморна напрезања, односно степен сигурности еластичног зупчаника треба да је већи или једнак прописаном.

Еластични зупчаник је изложен сложенем напрезању, савијању и увијању (торзији), па самим тим укупни степен сигурности укључује оба напрезања појединачно. Потребно је одредити напоне на савијање σ_s који укључује и периферијске деформације цилиндра и торзиони напон τ_t који је последица обртног момента T_{01} на излазном вратилу. Ови напони се одређују на следећи начин:

$$\sigma_s = K_b C_\sigma \Delta s_1 \frac{E}{Y r_m^2}, \quad (4.38)$$

$$\tau_t = \frac{T_{01} \cdot 10^3}{K_t \cdot 2\pi \cdot S_t \cdot r_m^2}, \quad (4.39)$$

где су:

σ_s и τ_t , МПа – напони савијања и увијања,

E , МПа – модул еластичности материјала еластичног зупчаника,

$K_b=(1,1 \div 1,4)$ – фактор оптерећења који узима у обзир повећање притиска на еластични зупчаник изазвано деформацијом еластичног зупчаника под оптерећењем. Нижа вредност се користи за преноснике мање снаге.

$K_t=(0,2 \div 0,3)$ – фактор који узима у обзир неравномерну расподелу торзионог напона на прелазу зупчастог прстена и цилиндра еластичног зупчаника,

C_σ – коефицијент који зависи од начина деформације еластичног зупчаника. Његове вредности, у зависности од угла γ (Слика 4.1), дате су у табели 4.11:

Табела 4.11 Коефицијент оптерећења [5]

γ°	25	30	35
C_σ	1,45	1,55	2,0

Y – укључује ефекте које зупчasti прстен има на чврстоћу еластичног зупчаника, и одређује се изразом:

$$Y = 1 - K_s \left[1 - \left(\frac{s_1}{s_b} \right)^3 \right], \quad (4.40)$$

где је:

K_s – фактор дебљине зубаца и креће се у интервалу од 0,78 до 0,82,

s_b – дебљина еластичног зупчаника која укључује и део зупца који учествује у савијању и рачуна се као: $s_b = s_1 + m$, ако се користе стандардни алати за израду зубаца са углом додирнице од 20° .

Степени сигурности могу се израчунати помоћу израза:

степен сигурности услед дејства напона на савијање:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a}, \quad (4.41)$$

степен сигурности услед дејства напона на увијања:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \tau_a + 0,1\tau_m}, \quad (4.42)$$

укупни степен сигурности:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{(S_\sigma^2 + S_\tau^2)^{\frac{1}{2}}} \geq S = 1,5. \quad (4.43)$$

За чисто наизменично промењиво напрезање (овакав је случај код еластичног зупчаника), а границе развлачења материјала повезане су емпиријским релацијама:

- квалитетни угљенични челици:

$$\sigma_{-1} = 0,45 R_m \text{ – за савијање,}$$

$$\tau_{-1} = 0,6 \sigma_{-1} \text{ – за увијање (торзију),}$$

- легирани челици:

$$\sigma_{-1} = 0,5 R_m \text{ – за савијање,}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1} \text{ – за увијање (торзију).}$$

За пресек на прелазу зупчастог прстена еластичног зупчаника, узима се да је:

$$\sigma_a = \sigma_s,$$

$$\tau_a = \tau_b = 0,5 \tau_t,$$

$$K_\sigma = 1,8 \div 2,0,$$

$$K_\tau = (0,7 \div 0,8) K_\sigma.$$

Ако израчунати степен сигурности не задовољава захтевани услов, потребно је у претходном прорачуну изабрати квалитетнији материјал за еластични зупчаник, са бољим карактеристикама.

11. Стварни радни век еластичног зупчаника таласног редуктора са генератором таласа у облику елипсоидног диска одређује се помоћу израза:

$$L_h = 10^4 \cdot \frac{n_{max}}{n_g} \cdot \left(\frac{T_{max}}{T_{01}} \right)^3, \quad (4.44)$$

где је:

T_{max} – максимални обртни момент којим еластични зупчаник може бити оптерећен (табела 4.12),

n_{max} – максимални број обртаја који еластични лежај може да пренесе (табела 4.7).

Табела 4.12 Стандардни параметри таласних редуктора [5]

T_{max}											
i	$n_g=3000$	$n_g=1500$	$n_g=1000$	Z_1	m	X_1	d_{in}	l	b	S_3	m,kg
80	625	625	625	160	1,0	2,95	160	140	40	1,2	9,0
100	705	900	970	202	0,8	3,35					
125	705	900	1050	264	0,6	4,85					
160	705	900	1050	320	0,5	3,95					
200	705	900	1050	406	0,4	4,85					
258	705	900	1050	460	0,35	5,07					

Радни век еластичног лежаја одређује радни век читавог редуктора оваквог начина конструисања. Еластични лежај је најосетљивији елемент у читавој конструкцији. Израчуната вредност стварног радног века еластичног лежаја треба да је већа од захтеване. У противном је потребно изабрати други тип еластичног лежаја.

4.2 Прорачун елемената таласног редуктора

Генератор таласа јавља се у облику елипсоидног диска са еластичним лежајем на спољној површини или се састоји од вођице на чијим крајевима су котрљајни лежаји.

При конструисању генератора таласа са вођицама треба водити рачуна на пречник кугличних лежаја на крајевима вођица и он се израчунава помоћу израза:

$$D_p = (0,2 - 0,3)d_1, \quad (4.45)$$

где је:

d_1 – подеони пречник еластичног зупчаника у недеформисаном положају, а при томе је потребно задовољити услов $D_p \leq 0,33d_{in}$.

Међутим, чешће се јављају генератори таласа у облику елипсоидног диска. Сам диск се обликује помоћу препорука. Да би се овакав генератор олакшао, израђују му се отвори у телу. Пречник и ширина главчине оваквих генератора одређује се на основу препорука:

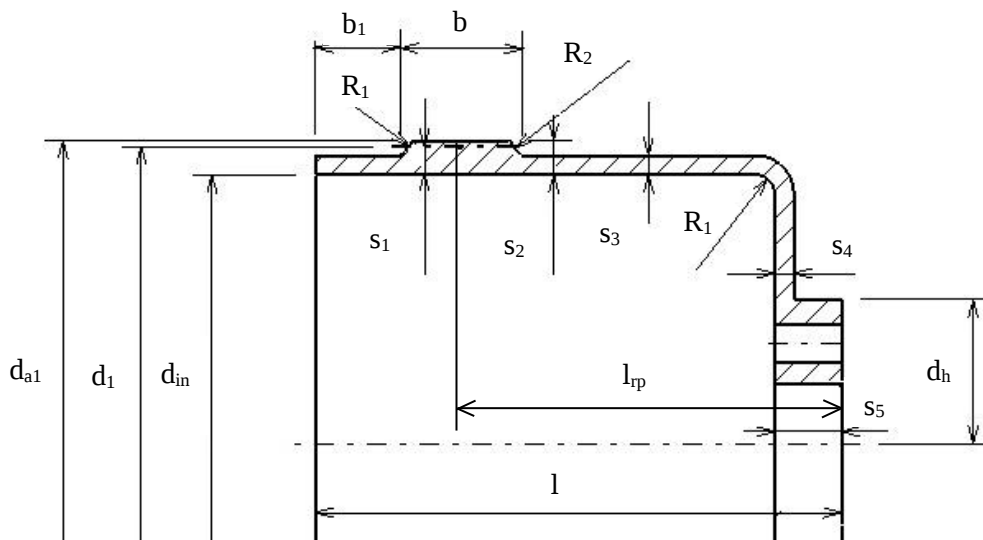
$$d_g = (1,5 \div 1,7)d_0; \quad b_g = (1,2 \div 1,5)d_0, \quad (4.46)$$

где је:

d_0 – пречник вратила за који је генератор таласа везан.

Ширина венца једнака је ширини еластичног лежаја. Жлеб треба да је такав да дебљина диска на том делу буде од 0,25 до 0,3 дебљине венца.

Еластични зупчаник је тнкозидни цилиндар. Може бити са или без дна. Конструкција која нема дно има зупчasti прстен са обе стране, с тим што се један спреже са чврстим зупчаником, а други са елементима који су повезани са излазним вратилом, које представља један вид зупчaste спојнице. Модули зубаца су обично једнаки због једноставније израде, а разлике су само у дужини зубаца. Еластични зупчаник везује се за вратило завртњима. Одређивање параметара еластичног зупчаника приказано је на слици 4.3 и израчунавају се помоћу израза:



Слика 4.3 Параметри еластичног зупчаника [5]

$$\begin{aligned} s_2 &= s_1 + d_{a1} - d_{f1}, \\ s_3 &= (0,6 \div 0,9)s_1, \\ s_4 &\geq s_3; & s_5 &= (1,8 \div 2)s_3, \\ b &= 0,2d_1; & b_1 &= (0,15 \div 0,25)b, \\ R_1 &= (10 \div 15)m; & R_2 &= (2 \div 3)s_3, \\ d_h &= 0,6d_1, \\ l_{tp} &= (0,85 \div 1,1)d_{in}; & l &= l_{tp} + (0,1 \div 0,2)d_{in}. \end{aligned} \quad (4.47)$$

Дужина зубаца зупчасте спојнице код еластичног зупчаника без дна (Слика 3.5.6) је: $b'=(0,3\div 0,5)b$.

Чврсти зупчаник је обичан зупчаник са унутрашњим озубљењем. Дужина зубаца се креће исто као и код еластичног зупчаника, међутим не мора да буде тако. Постоје конструкције код којих је дужина зубаца код чврстог зупчаника мања него код еластичног.

Вратила таласних редуктора нису основни елементи, али без њих конструкција не би могла да функционише па је неопходно добро урадити прорачун вратила. Силе које се јављају у спрези еластичног и чврстог зупчаника су обимна и радијална, исто као и код два цилиндрична зупчаника. Ове силе делују на улазно вратило на месту где је генератор таласа везан клином. Због тога би вратило требало да буде изложено савијању, али спрезање се врши у две супротне тачке. То значи да радијална и обимна сила имају исте интензитета, а супротан смер и самим тим не савијају вратило. Радијална сила је усмерена ка генератору, а обимна сила је нормална на главну осу и чине спрег силе које стварају обртни момент. На основу тог обртног момента врши се димензионисање вратила.

Слично је и код излазног вратила. Било да је израђено изједна са еластичним зупчаником, или да је са њим везано завртњима или зупчастом спојницом, због осносиметричности није оптерећено на савијање. Основа за димензионисање излазног вратила је излазни обртни момент који врши торзију.

На основу свега овога треба одредити еквивалентни обртни момент и он се рачуна као:

$$M_i = \sqrt{M^2 + 0,75T_t^2}, \quad (4.48)$$

где је:

M_i - еквивалентни момент,
 $M=0$ – укупни момент савијања,
 T_t – укупни торзиони момент.

Пречник вратила се израчунава помоћу израза:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{doz}}}, \quad (4.49)$$

где је:

σ_{doz} – дозвољени напон при савијању материјала вратила.

Ако је у питању веза са клином потребно је на рачунски пречник додати и дубину жлеба за клин:

$$d_{vr} = d_{rac} + t. \quad (4.50)$$

Овако добијену вредност треба стандардизовати на прву већу стандардну вредност.

На котрљајне лежаје, на којима су вратила ослоњена, не делују аксијалне силе, па се могу усвојити радијални лежаји. Вратило није изложено дејству концентрисаних сила и савијању па се ови лежаји димензионишу према пречнику вратила и броју обртаја.

4.3 Прорачун задатог таласног редуктора

Пример:

Прорачунати основне параметре таласног редуктора дизалице. Дати подаци су:

Тип редуктора:	GCF
Снага електромотора:	$P_{EM}=2kW$
Број обртаја електромотора:	$n_{EM}=n_g=1200min^{-1}$
Излазни број обртаја:	$n_1=12,5 min^{-1}$
Радни век редуктора:	$L_h=11000 h$

1. Преносни однос се рачуна као однос улазног и излазног броја обртаја редуктора помоћу израза (4.1). Улазни број обртаја је број обртаја вратила електромотора, односно генератора таласа, а излазни број обртаја је број обртаја еластичног зупчаника:

$$i = \frac{n_{ul}}{n_{iz}} = \frac{n_{EM}}{n_1} = \frac{1200}{12,5} = 96.$$

Добијену вредност треба стандардизовати тако што се из табеле 4.12 усвоји најближа стандардна вредност преносног односа. Најближа стандардна вредност је $i=100$. Након овако усвојеног преносног односа настаје грешка која се рачуна:

$$\Delta i = \frac{|i - i_{st}|}{i_{st}} \cdot 100\% = \frac{|100 - 96|}{96} \cdot 100\% = 4,1667\%.$$

Пошто је грешка преносног односа мања од 5%, задржава се усвојени преносни однос $i=100$. Стварни број обртаја еластичног зупчаника је:

$$n_1 = \frac{n_{EM}}{i} = \frac{1200}{100} = 12min^{-1}$$

2. Степен искоришћења усвојеног таласног редуктора налази се у табели 4.1 и за преносни однос $i=100$, степен искоришћења се креће $\eta=(0,78\div 0,90)=0,89$. Угаона брзина електромотора (4.6):

$$\omega_{EM} = \frac{n_{EM} \cdot \pi}{30} = \frac{1200 \cdot \pi}{30} = 125,664s^{-1},$$

а на основу израза (4.5) обртни момент вратила електромотора као и генератора таласа је:

$$T_{EM} = T_g = \frac{P_{EM}}{\omega_{EM}} \cdot 1000 = \frac{2 \cdot 1000}{125,664} = 15,915Nm.$$

Помоћу ових података може се израчунати номинални обртни момент еластичног зупчаника (4.4):

$$T_{01} = T_g \cdot i \cdot \eta = 15,915 \cdot 100 \cdot 0,89 = 1416,435 Nm.$$

3. Да би се одредио меродавни обртни момент за прорачун елемената таласног редуктора потребно је одредити фактор радних услова K_A и фактор унутрашњих динамичких сила K_V .

$$K_A=1,1 \quad ; \quad K_V=1,2;$$

па се меродавни обртни момент рачуна помоћу израза (4.10):

$$T = T_{01} \cdot K_A \cdot K_V = 1869,694 Nm$$

4. Материјал еластичног и чврстог зупчаника генератора таласа треба да припада групи квалитетних челика (челици за побољшање или челици за цементацију). У даљем прорачуну користиће се челик за побољшање по међународном стандарду EN 10083-1, 42CrMo4. Механичке и динамичке карактеристике овог челика су приказане у табели 4.4.

Ознака материјала	Затезна чврстоћа	Граница развлачења	Тврдоћа	Динамичка издижљивост
	R_m, MPa	R_{eH}, MPa	HB	$\sigma_{D(-1)}, MPa$
42CrMo4	1100-1300	750	241	460-550

5. Дозвољени површински притисак, настао од спрега сила на еластичном зупчанику, рачуна се помоћу израза (4.12). Пошто је таласни редуктор пројектован за дизалични механизам, усваја се степен сигурности $S=1,6$. Ако се претпостави да се зупци еластичног зупчаника израђују одвалним глодалом интерполацијом се одређује фактор концентрације притиска K_τ и он износи:

$$K_\tau=1,966.$$

Да би се одредио фактор потребне дужине експлоатације таласног редуктора, потребно је одредити редуковано време експлоатације (4.13), јер су у табели 4.5 дате вредности за 1000 обртаја у минути улазног вратила.

$$t^* = \frac{t \cdot n_g}{1000} = \frac{11000 \cdot 1200}{1000} = 13200h.$$

Интерполацијом је добијено K_d за тешке услове рада и износи:

$$K_d=0,7871.$$

6. Унутрашњи пречник еластичног зупчаника се рачуна помоћу израза (4.14). Из табеле 4.6 одређују се константе C и ψ_d :

$$C=14; \quad \psi_d=85;$$

$$d_{in} = C \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot \psi_d}{\tau_d}} = 187,592 mm.$$

Ово је унутрашњи пречник цилиндра недеформисаног еластичног зупчаника. Пошто на њега треба да налегне еластични лежај, унутрашњи пречник еластичног зупчаника треба заокружити на прву ближу вредност спољашњег пречника еластичног лежаја из табеле 4.7. То је лежај серије 830, чије су димензије:

$$\begin{aligned} D &= d_{in} = 200 \text{ mm}; \\ d &= 150 \text{ mm}; \\ B &= 30 \text{ mm}; \\ n_{max} &= 1600 \text{ min}^{-1}; \end{aligned}$$

7. Да би се израчунао модул зупчаника, неопходно је прво одредити дебљину венца еластичног зупчаника. На основу израза 4.18 рачуна се приближна вредност венца, с тим што се уместо d_m користи D , због лакшег прорачуна:

$$S_1 = \frac{d_m}{\psi_d} \approx \frac{D}{\psi_d} = \frac{200}{85} = 2,353 mm.$$

Подножни пречник еластичног зупчаника је (4.17):

$$d_{f1} = d_{in} + 2S_1 = 200,5 \text{ mm}.$$

Модул спрегнутих зупчаника се рачуна на основу израза (4.16):

$$m = \frac{d_{f1} + 2,5}{2 \cdot i} = 1,03603 mm,$$

а најближа стандардна вредност модула према табели 4.8:

$$m = 1 mm$$

8. Одређивање геометријских мера зупчаника се одвија у две фазе. Прва фаза је претходни прорачун где се на основу кинематских карактеристика спрезања одређују димензије зупчаника. Друга фаза или завршни прорачун се односи на проверу напрезања која се јављају током спрезања. Израчунава се степен сигурности зупчаника и ако је мањи од дозвољеног претходни прорачун се понавља са другим параметрима.

Претходни број зубаца се израчунава као:

$$z_1 = \frac{d_1}{m},$$

али пошто још није одређен подеони пречник еластичног зупчаника d_1 користи се израз (4.20) у којем се подеони пречник апроксимира унутрашњим пречником:

$$z_1 \approx \frac{d_{in}}{m} = 200.$$

Дужина зубаца је:

$$b=(0,18\div 1,2)d_1=40 \text{ mm}.$$

За подеони пречник узета је апроксимативна вредност:

$$d_1=m\cdot z_1=200 \text{ mm}.$$

Дебљина еластичног зупчаника ван зупчастог прстена је:

$$S_3=(0,6\div 0,9)S_1=1,76475 \text{ mm}.$$

Максимални бочни зазор је:

$$\frac{j_{max}}{m} = \frac{j_{\varphi}}{m} + \frac{j_0}{m} = \frac{T_{max} \cdot b \cdot 10^3}{d_1^2 \cdot S_3 \cdot G} + 4 \cdot 10^{-4} \cdot (i - 60)$$

$$\frac{j_{max}}{m} = 0,0358 \text{ mm}.$$

Коефицијент радијалне деформације могуће је сада израчунати уз помоћ израза (4.24):

$$\Delta^* = 0,89 + 8 \cdot 10^{-5} Z_1 + 2 \cdot \frac{j_{max}}{m}$$

и саму радијалну деформацију:

$$\Delta = \Delta^* \cdot m = 0,9776 \text{ mm}.$$

Коефицијент претходног зазора рачуна се помоћу израза (4.30):

$$h_d^* = 4\Delta^* - 2,48 - (4,6 - 4\Delta^*)z_1 \cdot 10^{-3} = 1,2925,$$

а помоћу њега се на основу израза (4.21) и (4.22) рачунају фактори померања еластичног и чврстог зупчаника:

$$x_1 = \frac{1,35 - \Delta^*}{0,85 \cdot z_1^{-(1/3)} - 0,04} = 1,5,$$

$$x_2 = x_1 + (\Delta^* - 1) = 1,3.$$

Завршни прорачун таласног редуктора почиње одређивањем стварног броја зубаца еластичног зупчаника према изразу (4.26):

$$z_1 = \frac{d_{f1}}{m} + 2 \cdot \frac{h_{fp}}{m} - 2 \cdot x_1 = 199,9.$$

$h_{fp}=m+c_p=1+0,2=1,2$ и $c_p=(0,1\div 0,3)$ – константне вредности.

Усваја се да је број зубаца еластичног зупчаника: $z_1=200$

Број зубаца чврстог зупчаника рачуна се помоћу израза (4.3):

$$z_2 = z_1 + K \cdot W = 200 + 1 \cdot 2 = 202,$$

Где је мултиплицирајући фактор $K=1$, а $W=2$ број таласа овог генератора.

Стварни преносни однос се одређује изразом (4.2):

$$i = \frac{z_1}{z_2 - z_1} = \frac{200}{202 - 200} = 100.$$

Примећује се да преносни однос не прелази дозвољену границу од 5% од стварног, тако да се могу усвојити ови бројеви зубаца на зупчаницима.

9. Сада се одређују стварне вредности геометријских величина еластичног зупчаника:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{fp} + 2x_1 \cdot m = 200,5 \text{ mm},$$

$$S_1 = \frac{d_{f1} - d_{in}}{2} = 0,25 \text{ mm},$$

$$d_m = d_{in} + S_1 = 200,25 \text{ mm},$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 200 \text{ mm},$$

$$d_{a1} = d_{f2} - 2a - 2c = 205 \text{ mm},$$

$$a = m \frac{z_2 - z_1}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 1 \text{ mm},$$

где су:

$$\alpha = 20^\circ, \alpha_w = 20^\circ.$$

Раније је речено да начин израде зубаца утиче на спрезање истих. Претпоставка је да се израда зубаца врши рендисањем, зупчастим ножем и из табеле 4.10 бира се алат чији су параметри:

$$m = 1 \text{ mm};$$

$$z_0 = 34 \text{ (добитојено интерполацијом);}$$

$$\alpha = 20^\circ;$$

$$d_{a0} = 43,72 \text{ mm (добитојено интерполацијом);}$$

$$h_a^* = 1,35;$$

па је фактор померања зупчастог ножа (4.34):

$$x_0 = \frac{d_{a0}}{2 \cdot m} - 0,5 \cdot [Z_0 + (h_a^* + C^*)] = 3,51.$$

Угао нагиба додирнице може се одредити помоћу израза (4.33) и инволут функције:

$$\text{inv}\alpha_{w0} = 2 \cdot \frac{x \pm x_0}{z \pm z_0} \text{tg}\alpha + \text{inv}\alpha = 2 \cdot \frac{3,524 - 3,51}{209 - 34} \cdot \text{tg}20^\circ + 14904 \cdot 10^{-6} = 14962 \cdot 10^{-6},$$

и интерполацијом се добија да је угао $\alpha_{w0}=20,15^\circ$.

Димензионисање чврстог зупчаника се врши према начину израде.

Осно растојање чврстог зупчаника од зупчастог ножа рачуна се према изразу (4.32):

$$a_{w0} = \frac{m \cdot (z_2 - z_0) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{w0}} = 87,584 \text{ mm}.$$

Подножни пречник чврстог зупчаника (4.31):

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{fp} + 2x_2 \cdot m = 207,1 \text{ mm}.$$

Подеони пречник чврстог зупчаника:

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 1 \cdot 202 = 202 \text{ mm}.$$

Темени пречник чврстог зупчаника (4.29):

$$d_{a2} = 2a + d_{f1} + 2c = 202,6 \text{ mm}.$$

После овога врши се провера геометријских параметара, тј. провера могућности њиховог спрезања. Због тога се одређује радијални зазор између теменог пречника еластичног и подножног пречника чврстог зупчаника (4.35):

$$C_C = 0,5 \cdot (d_{f2} - d_{a1}) - \Delta \geq 0,15m.$$

$$C_C = 1,4224 \text{ mm} \geq 0,15 \cdot 1 = 0,15 \text{ mm}.$$

Услов је задовољен, спрезање је могуће јер је зазор већи од потребног.

10. Пошто је извршено димензионисање основних елемената таласног редуктора, сада је потребно проверити степене сигурности еластичног зупчаника јер је он изложен највећем напрезању. Чврстоћа еластичног зупчаника огледа се кроз концентрацију напона изражену фактором Y (4.40):

$$Y = 1 - K_s \left[1 - \left(\frac{s_1}{s_b} \right)^3 \right] = 1 - 0,8 \cdot \left(1 - \left(\frac{2,353}{3,353} \right)^3 \right) = 0,476,$$

где је усвојено:

$$K_s = 0,8 \text{ (за } \alpha = 20^\circ, K_s = 0,78 \div 0,82),$$

$$\text{a } s_b = s_1 + m = 2,353 + 1 = 3,353 \text{ mm}.$$

Дозвољени степен сигурности већи је од минималног дозвољеног $S=1,5$ што значи да усвојени челик 42CrMo4 задовољава потребне услове и може се примењивати за израду еластичног зупчаника.

11. За овај таласни редуктор изабран је лежај по руском стандарду ГОСТ серије 830 чији је максимални дозвољени број обртаја из табеле 4.7, $n_{\max}=1600 \text{ min}^{-1}$, а максимални обртни момент добија се из табеле 4.12, интерполацијом $T_{\max}=982 \text{ Nm}$. Радни век лежаја треба проверити помоћу израза (4.44).

$$L_h = 10^4 \cdot \frac{n_{\max}}{n_g \left(\frac{T_{\max}}{T_{01}} \right)^3 \frac{1600}{1200} \left(\frac{982}{1416,435} \right)^3}$$

12. Основни параметри који одређују конструкцију овог таласног редуктора приказани су у табели 4.13:

Tabela 4.13 Основни параметри редуктора

Улазна угаона брзина	$\omega_{EM}=125,664 \text{ s}^{-1}$
Излазни обртни момент	$T_{01}=1416,435 \text{ Nm}$
Број зубаца еластичног зупчаника	$z_1=200$
Број зубаца чврстог зубчаника	$z_2=202$
Модул	$m=1 \text{ mm}$
Еластични лежај	серија 830
Фактори померања	$x_1=3,547; \quad x_2=3,524$
Степен искоришћења	$\eta=0,89$
Тип таласног генератора	Брегасти

У досадашњем прорачуну добијена је глобална слика таласног редуктора која одговара захтевима из датог примера. Наредни део прорачуна бави се конкретним изгледом појединих елемената и одређивањем њихових конструктивних мера.

Генератор таласа

За дату конструкцију одабран је генератор у облику елипсоидног диска. Према изреченим препорукама по којима генератор таласа и чврсти зупчаник треба да су мање тврдоће од еластичног зупчаника, одабран је челик 16MnCr5 (или по старим ознакама Č4320), чија је тврдоћа $HV=140 \div 207$, затезна чврстоћа $R_m=1000 \div 1200 \text{ MPa}$. Екцентар и радијуси елипсе (Слика 4.2) се одређују применом израза (4.36):

$$\begin{aligned} e_c &= 3,41\Delta = 3,334 \text{ mm}, \\ R_1 &= 0,5d - 2,41\Delta = 72,644 \text{ mm}, \\ R_2 &= 0,5d + 2,41\Delta = 77,356 \text{ mm}, \end{aligned}$$

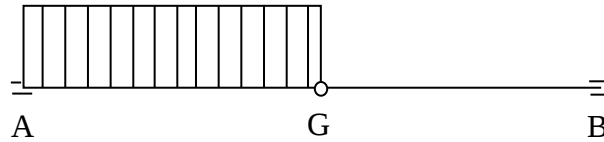
а осе елипсе су:

$$\begin{aligned} 2a &= 2(e_c + R_1) = 151,956 \text{ mm}, \\ 2b &= 2(R_2 - e_c) = 148,044 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Да би се одредила величина главчине и отвора у телу генератора потребно је димензионисати улазно вратило.

Вратила

Улазно вратило таласног редуктора ослоњено је на два лежаја (А и В) између којих се налази генератор таласа (Слика 4.4). Веза између генератора таласа и вратила се остварује клином.



Слика 4.4 Шема улазног вратила

Од активних оптерећења на вратило делује само обртни момент електромотора $T_{EM}=15,915 \text{ Nm}$ и он одређује димензије вратила. За материјал вратила одабран је конструкциони челик С45Е, или $\check{C}1531$ по старим ознакама, чије су карактеристике:

$$\sigma_{D(-1)}=(300\div 340)MPa=320 \text{ MPa},$$

$$\tau_{D(-1)}=(180\div 200)MPa=190 \text{ MPa}.$$

Усвојен је степен сигурности вратила $S=2$, па је:

$$\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{S \cdot K} = \frac{320}{4} = 80 \text{ MPa},$$

а еквивалентни момент који делује на вратило једнак је (4.48):

$$M_i = \sqrt{M^2 + 0,75T_t^2} = \sqrt{0,75 \cdot 15,915^2} = 13,783 \text{ Nm}.$$

јер је $M_s=0$ и $T_t=T_{EM}$.

Пречник вратила се рачуна према изразу (4.49):

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 13,783 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80}} = 7,076 \text{ mm}.$$

Због концентрације напона на местима где се налазе лежаји (место А и В), овако добијена вредност се множи са 1,6 и усваја прва већа стандардна вредност пречника вратила:

$$d_{\text{рач}}^A = d_{\text{рач}}^B = 1,6d = 1,6 \cdot 7,076 = 11,3216 \text{ mm}.$$

Стандардне вредности пречника улазног вратила на местима где се налази лежај су:

$$d_A = d_B = 12 \text{ mm}.$$

Рачунски пречник на месту G:

$$d_{\text{рач}}^G = d_{\text{рач}}^A + t = 11,3216 + 2,4 = 13,7216 \text{ mm},$$

где је $t=2,4\text{ mm}$ – дубина жлеба за клин.

Стандардна вредност пречника улазног вратила на месту G, где се налази клин је:

$$d_G=14\text{ mm}.$$

На месту В нема активних оптерећења па је усвојен исти пречник вратила као и на месту А. Лежаји се димензионишу на основу пречника вратила и усваја се: лежај 6001 ($d=12\text{ mm}$; $D=26\text{ mm}$; $B=8\text{ mm}$; $C=5\text{ kN}$), два комада на ослонцима А и В.

Сада се може довршити димензионисање генератора таласа. Ширина се одређује према ширини еластичног лежаја. Усваја се да је $b=34\text{ mm}$, јер је ширина еластичног лежаја $B=30\text{ mm}$, а ова разлика се јавља због челичног прстена који учвршћује еластични лежај за генератор таласа. Главчина генератора таласа димензионише се према пречнику вратила (4.46):

$$d_g=(1,5\div 1,7)d_{vt}^G=1,7\cdot 14=23,8\text{ mm};$$

$$d_g=24\text{ mm},$$

$$b_g=(1,2\div 1,5)d_{vt}^G=1,4\cdot 14=19,6\text{ mm};$$

$$b_g=20\text{ mm},$$

док је дебљина олакшаног дела:

$$s=(0,25\div 0,3)b=0,3\cdot 34=10,2\text{ mm};$$

$$s=10\text{ mm}.$$

Чврсти зупчаник

Израђује се од истог материјала као и генератор таласа тј. од челика 16MnCr5 (Ћ4320). Његови геометријски параметри су раније израчунати:

$$d_2=202\text{ mm};$$

$$d_{a2}=202,6\text{ mm};$$

$$d_{f2}=207,1\text{ mm};$$

$$m=1\text{ mm}.$$

Максимална дебљина обода се одређује као код класичних зупчаника према препорукама:

$$\delta_v=(2\div 3)m=(2\div 3)\text{ mm}.$$

Подеони пречник d_2 има фиктивну вредност која је служила само за прорачун елемената спрезања. Стварни подеони пречник се рачуна помоћу израза:

$$d_2^s=d_{a2}+2,4m=207,094+2,4\cdot 1=209,494\text{ mm}.$$

Еластични зупчаник

Конструктивне мере еластичног зупчаника одређују се на основу израза (4.47)

$$\begin{aligned}
 d_1 &= 200 \text{ mm}; \\
 d_{a1} &= 205 \text{ mm}; \\
 d_{f1} &= 200,5 \text{ mm}; \\
 m &= 1 \text{ mm}; \\
 b &= 40 \text{ mm}; \\
 s_2 &= s_1 + d_{a1} - d_{f1} = 8,982 \text{ mm}; \\
 s_3 &= (0,6 \div 0,9)s_1 = 4,5576 \text{ mm}; \\
 s_4 &\geq s_3 = 4,5576 \text{ mm}; \\
 s_5 &= (1,8 \div 2)s_3 = 8,659 \text{ mm}; \\
 b_1 &= (0,15 \div 0,25)b = 8 \text{ mm}; \\
 b' &= (0,3 \div 0,5)b = 16 \text{ mm}; \\
 R_1 &= (10 \div 15)m = 12 \text{ mm}; \\
 R_2 &= (2 \div 3)s_3 = 11,394 \text{ mm}; \\
 d_h &= 0,6d_1 = 124,2 \text{ mm}; \\
 l_{rp} &= (0,85 \div 1,1)d_{in} = 200 \text{ mm}; \\
 l &= l_{rp} + (0,1 \div 0,2)d_{in} = 230 \text{ mm};
 \end{aligned}$$

Елементи који везују цилиндар еластичног зупчаника димензионишу се према дну еластичног зупчаника. У оквиру конструкције пречници еластичног зупчаника на крају на коме је он спрегнут са чврстим зупчаником, увећавају се за величину двоструке радијалне деформације Δ , у правцу главне осе генератора таласа. На другом крају, где се налази зупчаста спојница, не постоји деформација. На месту везе са еластичним зупчаником је:

$$D'' = (0,4 \div 0,7)d_{in} = 0,5 \cdot 200 = 100 \text{ mm}.$$

Зупци зупчасте спојнице имају исте параметре, облик, број зубаца и модул као и зупци који се спрежу са чврстим зупчаником. Разлика је само у дужини зубаца.

Дебљина зида кућишта код зупчастих редуктора зависи од осног растојања зупчаника, док код таласних редуктора осе свих зупчаника се поклапају. У примеру се усваја да је дебљина зида кућишта $\delta = 8 \text{ mm}$ и да се оно израђује ливењем.

4.4 Моделирање елемената таласног редуктора

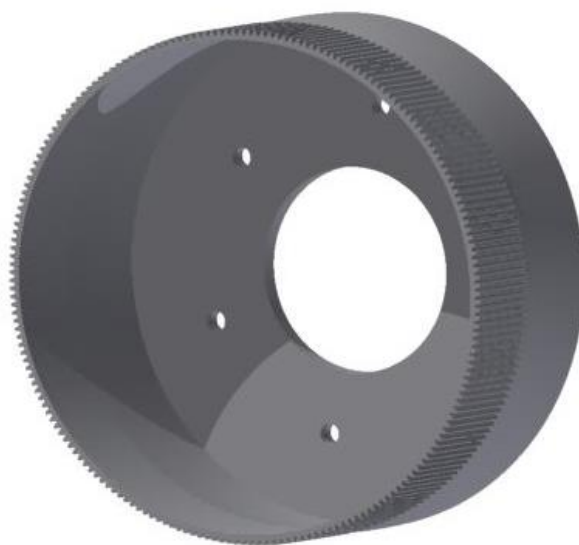
Након прорачуна основних елемената таласног редуктора, извршено је и моделирање његових делова. Софтверски пакети који су коришћени приликом моделирања су Autodesk Inventor Professional 2015 и CATIA V5R20.

Први елемент који је моделиран је чврсти зупчаник са унутрашњим озубљењем (Слика 4.5). Број зубаца чврстог зупчаника је 202.



Слика 4.5 Чврсти зупчаник

Након чврстог зупчаника моделиран је еластични зупчаник (Слика 4.6). Еластични зупчаник је у облику елипсе и има 200 зубаца.



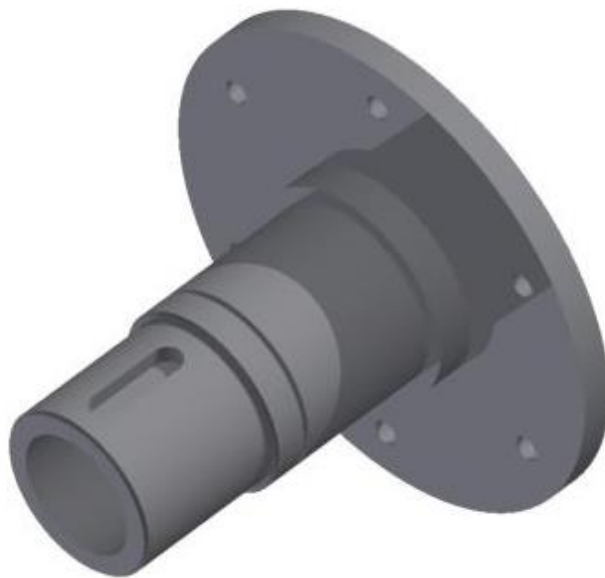
Слика 4.6 Еластични зупчаник

Следећи на реду је генератор таласа (Слика 4.7). Састоји се од две плоче и 24 ваљака које су међусобно повезане завртњима и наврткама. Генератор таласа се понаша као котрљајни лежај, само што није цилиндричног већ елипсоидног облика.



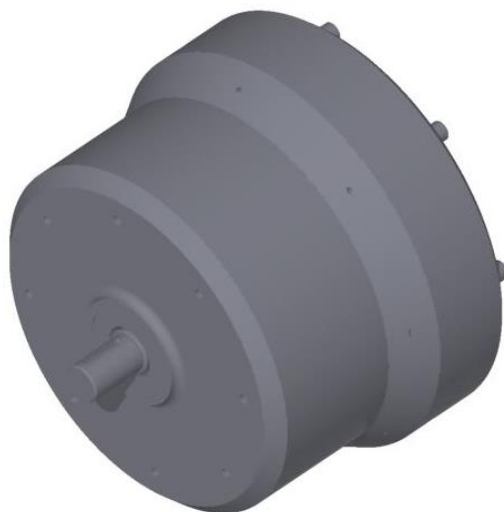
Слика 4.7 *Склоп генератора таласа*

Излазно вратило са прирубницом која је завртњима причвршћена за еластични зупчаник приказано је на (слици 4.8).



Слика 4.8 *Излазно вратило са прирубницом*

На слици 4.9 приказан је склоп таласног редуктора са свим деловима у склопљеном стању.



Слика 4.9 Склоп таласног редуктора

Таласни редуктор се састоји од три основна дела: еластични зупчаник, чврсти зупчаник и генератор таласа. Поред ових основних делова у таласном редуктору се налазе и излазно вратило на коме се пресују лежаји, као и предњи и задњи део кућишта. На слици 4.10 је приказан расклопљен таласни редуктор са свим деловима.



Слика 4.10 Расклопљено стање таласног редуктора

5. Прорачун напона и деформација елемената таласног редуктора применом МКЕ

Метода коначних елемената (МКЕ) спада у савремене методе нумеричке анализе. Њена примена прво је почела у области прорачуна инжењерских конструкција. Основна идеја о тзв. физичкој дискретизацији континуума, на којој се заснива МКЕ је врло стара, отприлике колико и људско настојање да се тешко решиви проблеми замене једноставнијим, за које се лакше налазе решења [8].

Развој методе коначних елемената почео је половином прошлог века. У почетној фази он се одвијао кроз два међусобно независна приступа, прво инжењерски, а одмах затим математички. Сложене просторне конструкције, у инжењерским прорачунима замењиване су дискретним системима који су се састојали од штапова и који су рачунати по познатим поступцима статике линијских носача. Од стране математичара, тражена су приближна решења одређених гранчних задатака помоћу дискретних модела уз примену варијационих поступака. Ова два прилаза, инжењерски и математички, касније су обједињени, што је било од огромног значаја за даљи бржи развој и широку примену МКЕ [8].

5.1 Основе на којима се заснива МКЕ

Метода коначних елемената спада у методе дискретне анализе. За разлику од осталих нумеричких метода, које се заснивају на математичкој дискретизацији једначина граничних проблема, МКЕ се заснива на физичкој дискретизацији разматраног подручија. Уместо елемената диференцијално малих димензија, основу за сва проучавања представља део подручија коначних димензија, мање подручје или коначни елемент [8].

Са становишта физичке интерпретације, то значи да се разматрано подручје, као континуум са бесконачно много степени слободе, замењене моделом коначних елемената, са коначним бројем степени слободе. С обзиром на то да је број дискретних модела за један гранични проблем неограничено велики, оснивни задатак је да се изабере онај модел који најбоље апроксимира одговарајући гранични проблем [8].

5.2 Алгоритамски концепти МКЕ

Анализа и решавање проблема механике континуума по МКЕ увек се свде на тзв. процес корак по корак, што је од огромног практичног значаја за примену рачунара у ефективном прорачуну. У том процесу који се може приказати као једноставан алгоритам, издвајају се следећих шест најважних корака:

1. дискретизација континуума,
2. избор интерполационих функција,
3. рачунање карактеристика елемената,
4. формирање једначина за мрежу коначних елемената,

5. решавање система једначина,
6. прорачун потребних утицаја.

Од наведених шест корака, прва три су нарочито важна. Начин дискретизације, избор облика елемената, као и укупног броја елемената, зависи од природе проблема који се решава и потребне тачности траженог решења. Поред броја и облика елемената важан је и избор чворова, основних непознатих у њима и интерполационих функција. Помоћу интерполационих функција се дефинише поље променљивих у сваком елементу. Од њихових избора непосредно зависи и континуитет на границама између појединих елемената, а самим тим и тачност апроксимације. Променљиве у елементу могу бити скаларне, векторске или тензорске величине [8].

Карактеристите појединих елемената одређују се независно од мреже елемената као целине. Матрица крутости се формира аутономно за поједине елементе, а потом на основу њих, сасвим једноставно, формира се матрица за систем у целини. С обзиром на то да је геометрија елемената по правилу једноставна, то практично значи да се комплексан проблем разбија на низ једноставних. Последња три корака, иако су за практичне прорачуне од великог значаја, данас спадају у оквире рутинског посла, који је прилагођен аутоматском раду рачунара [8].

5.3 Општа теорија МКЕ

Основни принцип на којем се заснива МКЕ, састоји се у подели разматраног подручја на коначан број мањих подручја, односно елемената, тако да се анализом појединих елемената, уз предпоставку о њиховој међусобној повезаности, анализира целина. Овај приступ у анализи, где се од посебног иде ка општим, од индивидуалног ка универзалном, у коме се анализом делова закључије о целини, је познати индивидуални приступ, који се примењује у многоим подручјима науке. Код инжењерских и других проблема код којих се општа решења не могу добити у затвореном облику индуктивни приступ је од посебног значаја [8].

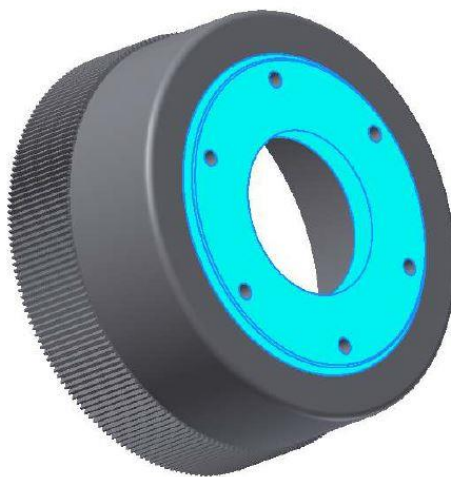
У оквиру МКЕ, разматрано подручје замењује се великим бројем малих делова коначних димензија, који су међусобно повезани у одређеном броју тачака. На овај начин, подручје са бесконачно много степени слободе, замењује се дискретним системом са коначним бројем степени слободе и анализира методама дискретне анализе. У математичкој формулацији, ово значи да се разматрани проблем преводи из подручја анализе у подручје алгебре. МКЕ се може схватити као метода нумеричке анализе у оквиру које се дефинише начин спровођења континуираних физичких система у дискретне, односно начин формирања система алгебарских једначина помоћу којих се апроксимира одређени задатак [8].

Задатак теорије еластичности, када се проблем формулише по померању, односно по методи деформације, састоји се у одређивању функцију померања, које задовољавају услове равнотеже и услове на контури, односно диференцијалне једначине и контурне услове. Гранични задатак који је формулисан на овај начин, у кинематичком смислу, представља систем с бесконачним бројем степени слободе. Задатак је да се одреди

решење овог граничног проблема помоћу одговарајућег дискретног система са коначним бројем степена слободе, односно као решење одговарајућих алгебарских једанчина.. Разматрано подручје дели се на коначан број малих делова - коначних елемената, који су међусобно повезани у одређеном броју тачака, који се азивају се чворови [8].

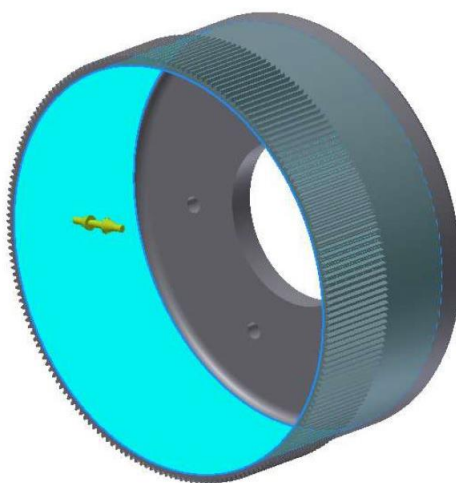
5.4 Прорачун напона и деформација еластичног зупчаника

Приликом прорачуна напона и деформација најбитније је правилно поставити граничне услове, односно базу која је фиксна и оптерећења на самом елементу који се прорачунава. Као база узета је задња површина на зупчанику (Слика 5.1).



Слика 5.1 Гранични услов - фиксна база

На слици 5.2 приказана је слика оптерећења. Сила која оптерећије зупчаник настаје услед деловања генератора таласа на унутрашњу површину еластичног зупчаника, па је представљена у једној равни са супротним смеровима магнитудом од 12,5 kN.



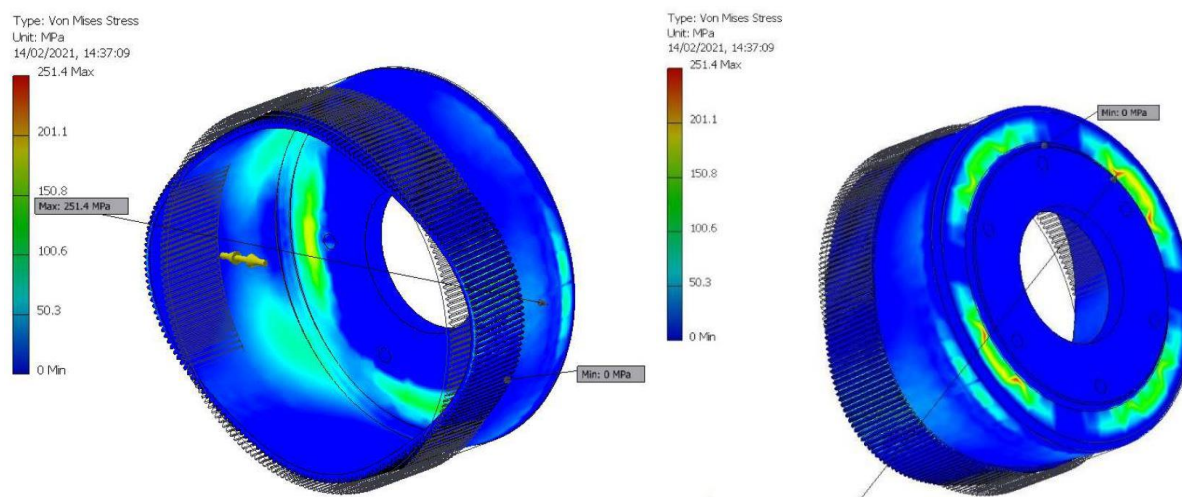
Слика 5.2 Приказ оптерећења услед деловања генератора таласа на еластични зупчаник

После дефинисања оптерећења потребно је да се изабере мрежа коначних елемената. Мрежа која је изабрана је стандардна, коју препоручује сам софтвер. Могуће је мењати параметре и густину мреже, што у овом случају није рађено (Слика 5.3).



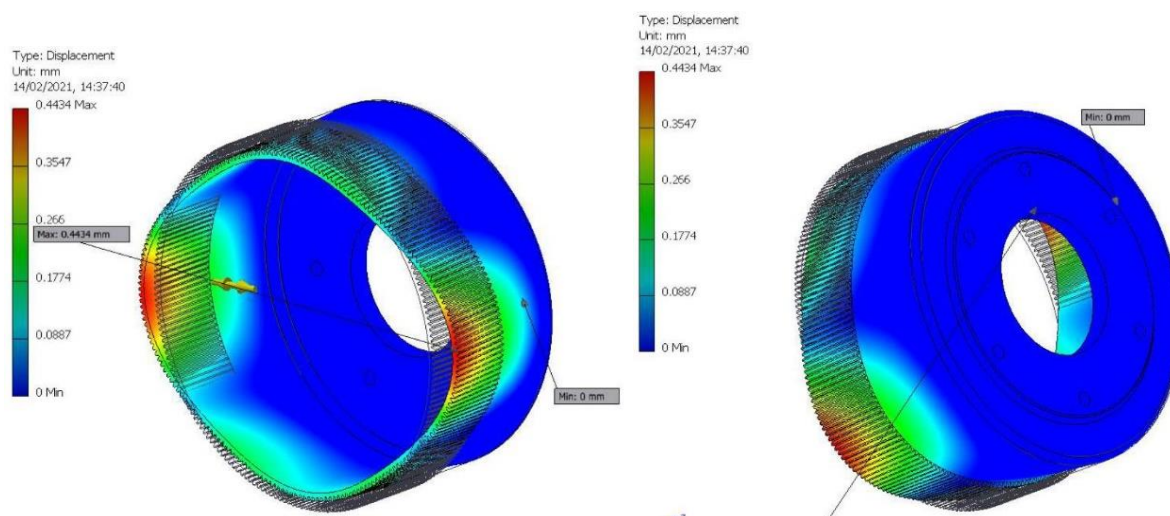
Слика 5.3 Избор мреже коначних елемената

Након постављања проблема и избора мреже коначних елемената добијени су резултати Вон - Мизесових напона. Са слике 5.4 се види да је максимални напон 251,4 МПа, а зона где се јављају највећи напони је у задњем делу еластичног зупчаника.



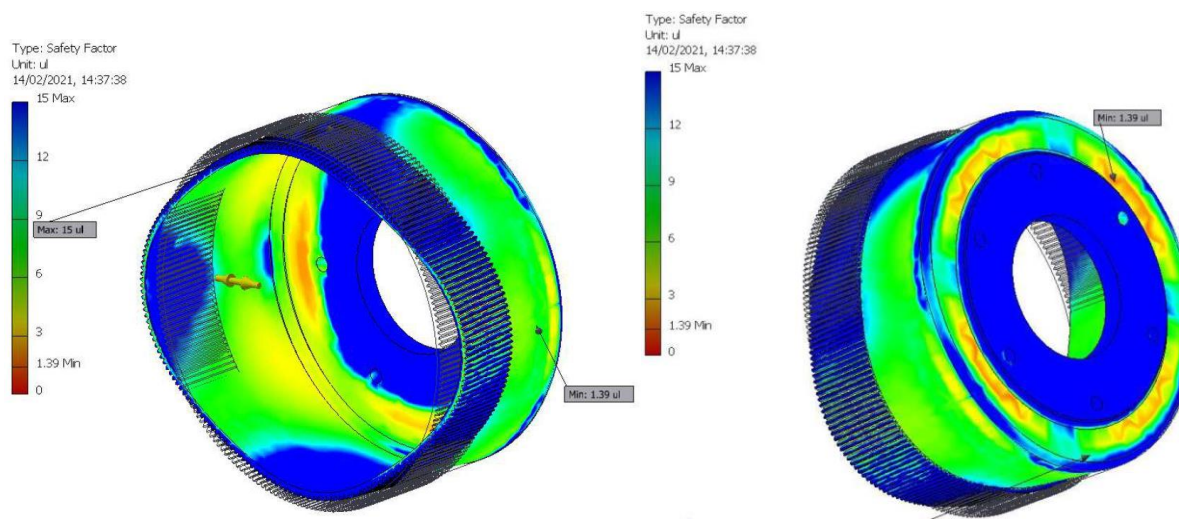
Слика 5.4 Вон – Мизесови напони

Деформације које се јављају на еластичном зупчанику су највеће у предњој зони где се налази венац са зубцима (Слика 5.5). Види се да је максимална еластична деформација на местима где делују оптерећења и да је она 0,434 mm.



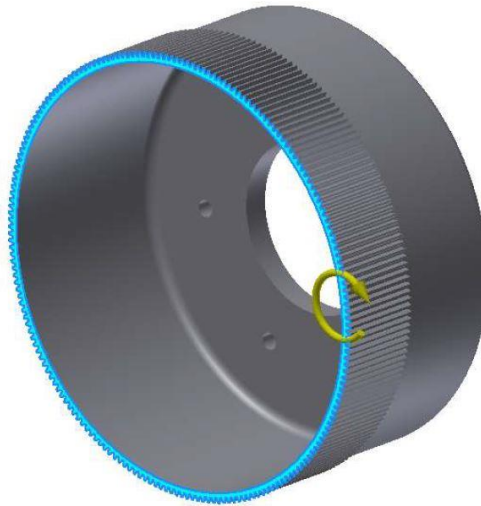
Слика 5.5 Максималне деформације

Што се тиче степена сигурности потребно је да буде већи од 1,2 како не би дошло до лома конструкције. Са слике 5.6 види се да је минимални степен сигурности 1,39 и јавља се у задњем делу еластичног зупчаника где су и Вон – Мизесови напони највећи.



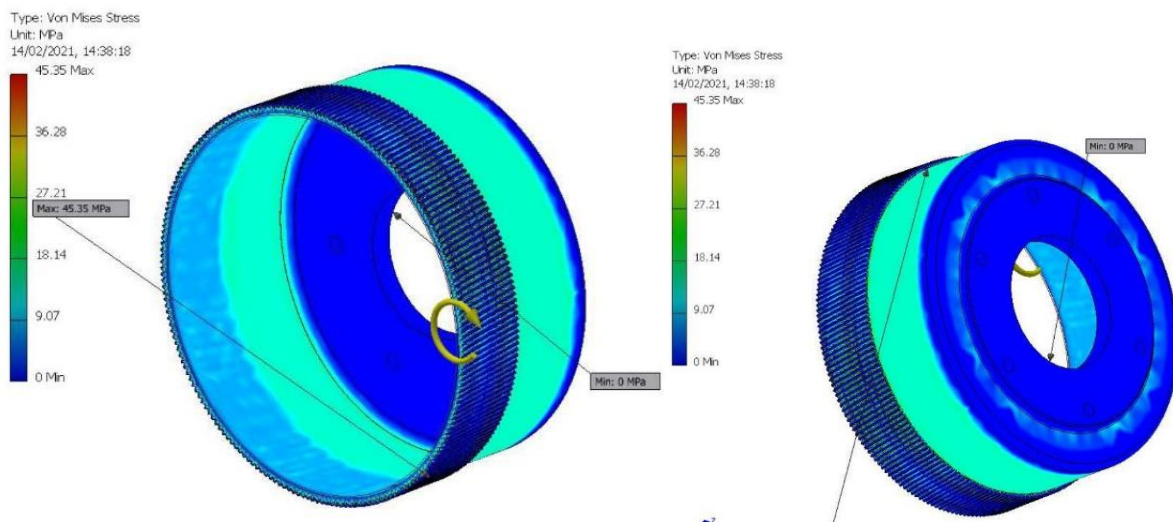
Слика 5.6 Степен сигурности

Поред оптерећења које се јавља услед притиска генератора таласа на унутрашњу површину еластичног зупчаника, постоји и оптерећење у облику момента увијања, који настаје као последица силе мотора који тежи да покрене цео систем. То оптерећење је приказано на слици 5.7. Вредност обртног момента је узета из претходног прорачуна и износи 1417 Nm.



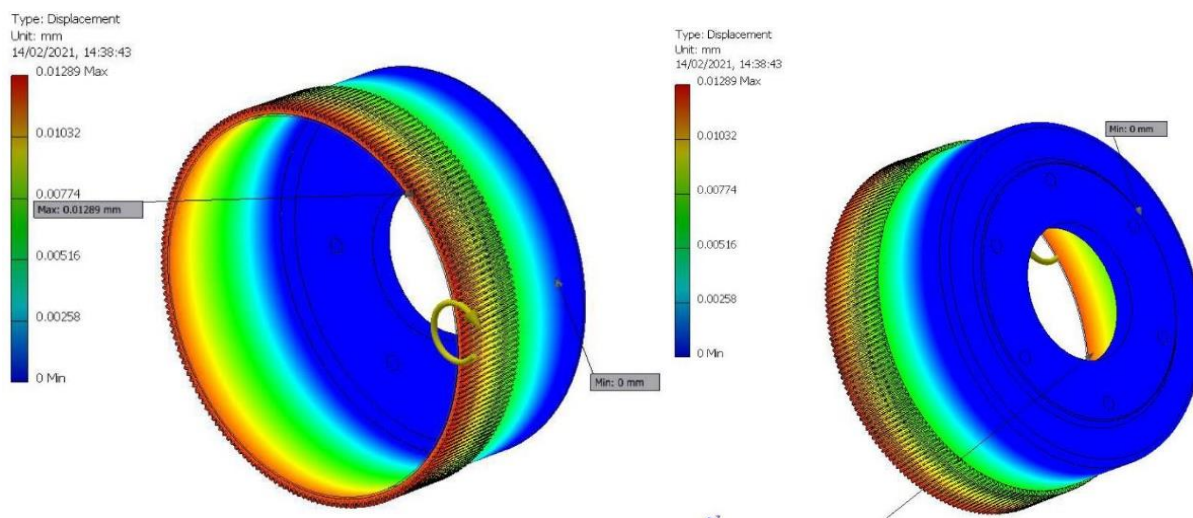
Слика 5.7 Приказ оптерећења услед деловања момента увијања

Вон - Мизесови напони који се јављају услед деловања момента увијања на еластични зупчаник приказани су на слици 5.8. Вредност максималног напона је 45,35 МПа, а јавља се у зони где се завршавају зуби еластичног зупчаника.



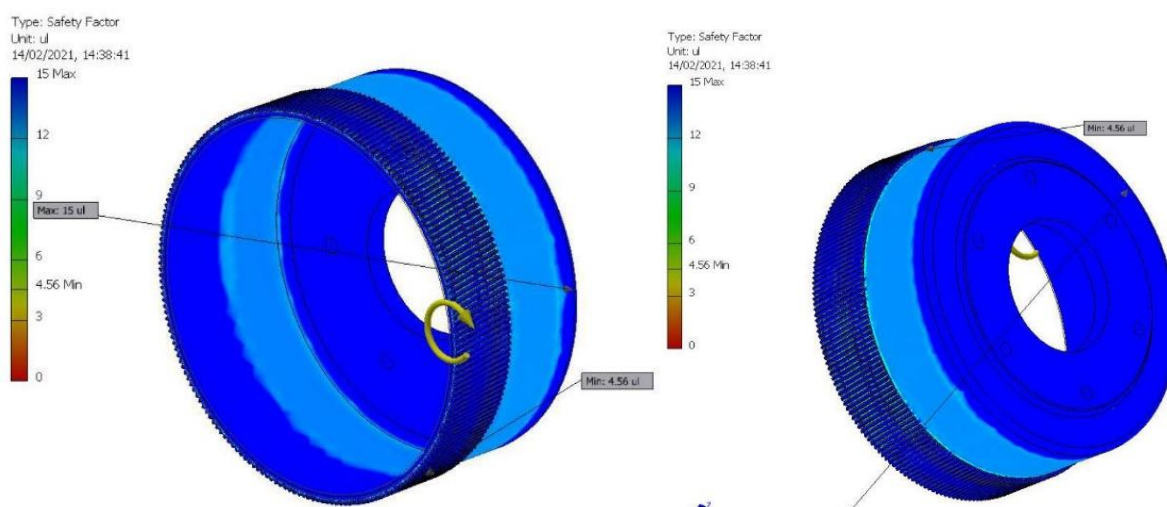
Слика 5.8 Вон – Мизесови напони

Деформације које се јављају на еластичном зупчанику услед деловања момента увијања су приказане на (слици 5.9) Максималне деформације се јављају на темену зупца и износе 0,01289 mm.



Слика 5.9 Деформације услед увијања

Примећује се да је минимални степен сигурности услед увијања 4,56 (Слика 5.10) што је веће него степен сигурности услед деловања силе генератора таласа. Самим тим се закључује да ће конструкција да издржи и ово оптерећење.



Слика 5.10 Степен сигурности

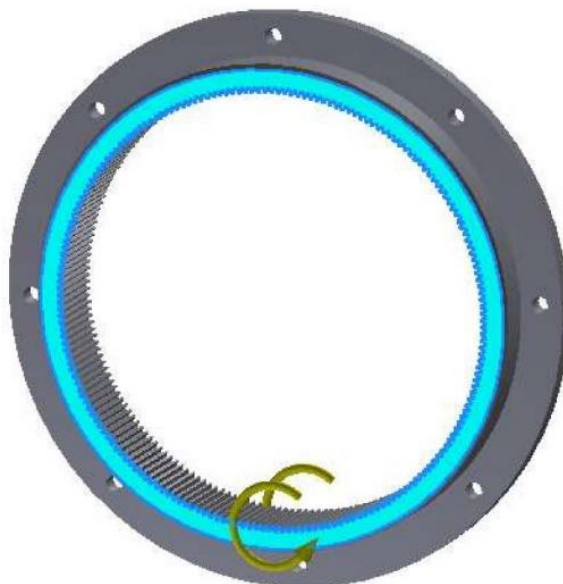
5.5 Прорачун напона и деформација чврстог зупчаника

Приликом прорачуна чврстог зупчаника као фиксни део узета је прирубница на којој се чврсти зупчаник причвршћује за кућиште (Слика 5.11).



Слика 5.11 База чврстог зупчаника

Оптерећење које се јавља је обртни момент са вредношћу 1417 Nm. Тај момент је коришћен и приликом прорачуна еластичног зупчаника (Слика 5.12).



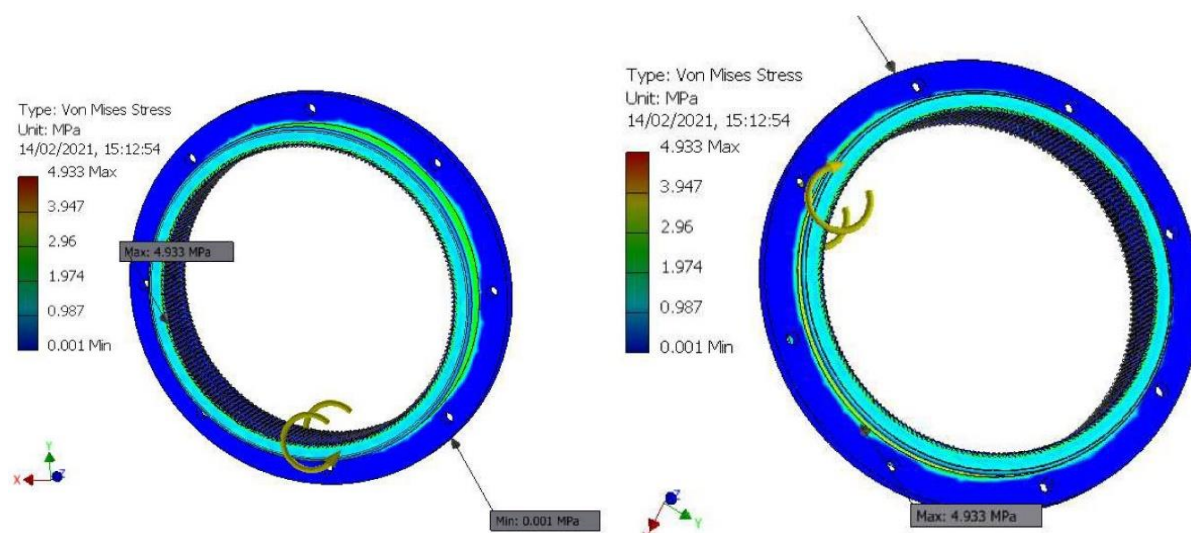
Слика 5.12 Приказ торзионог оптерећења на чврстом зупчанику

Мрежа коначних елемената која је изабрана приликом прорачуна напона чврстог зупчаника је стандардна коју је софтвер препоручио, параметри мреже нису мењани (Слика 5.13).



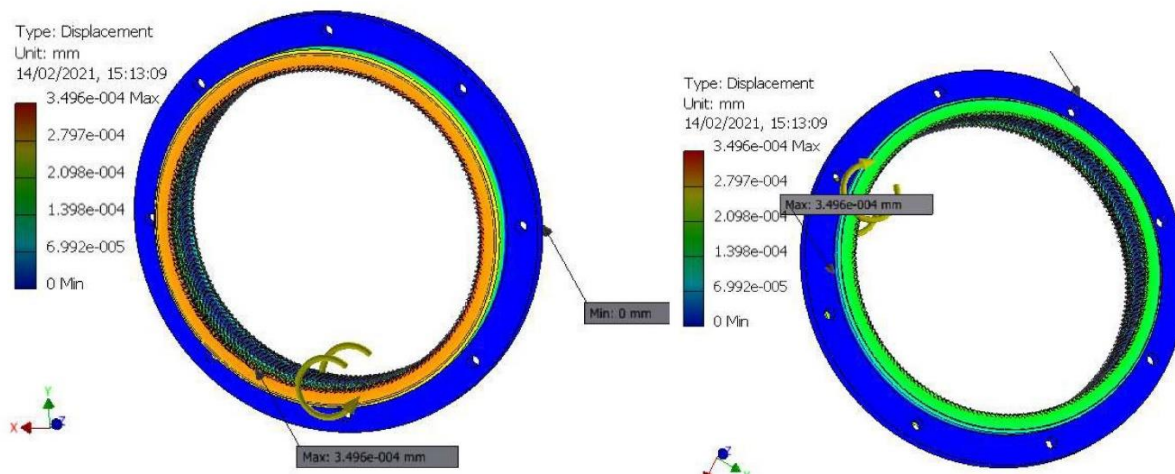
Слика 5.13 Избор мреже коначних елемената на чврстом зупчанику

Након генерисања мреже коначних елемената добијени су резултати Вон – Мизесових напона (Слика 5.14). Са слике се види да је максимални напон 4,933 МПа, а он се јавља у пределу где се налазе зупци чврстог зупчаника што је и очекивано.



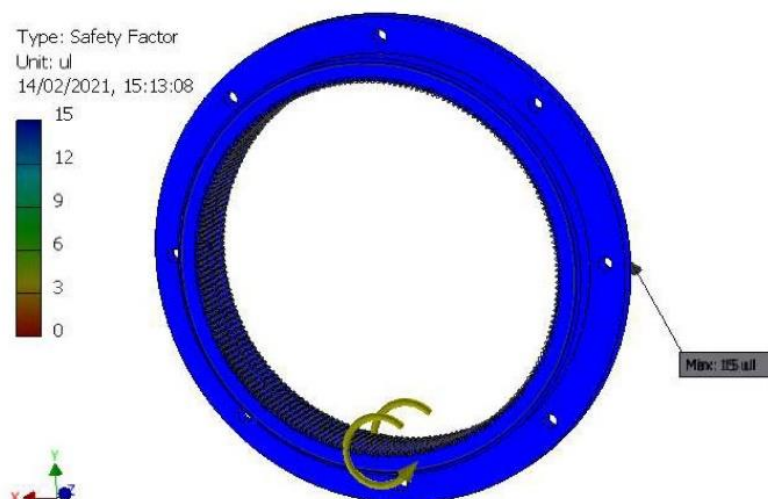
Слика 5.14 Вон – Мизесови напони

Максималне деформације (Слика 5.15) које се јављају приликом увијања чврстог зупчаника се налазе на зупчастом венцу, а максимална вредност је 0,00035mm.



Слика 5.15 Максимална деформација

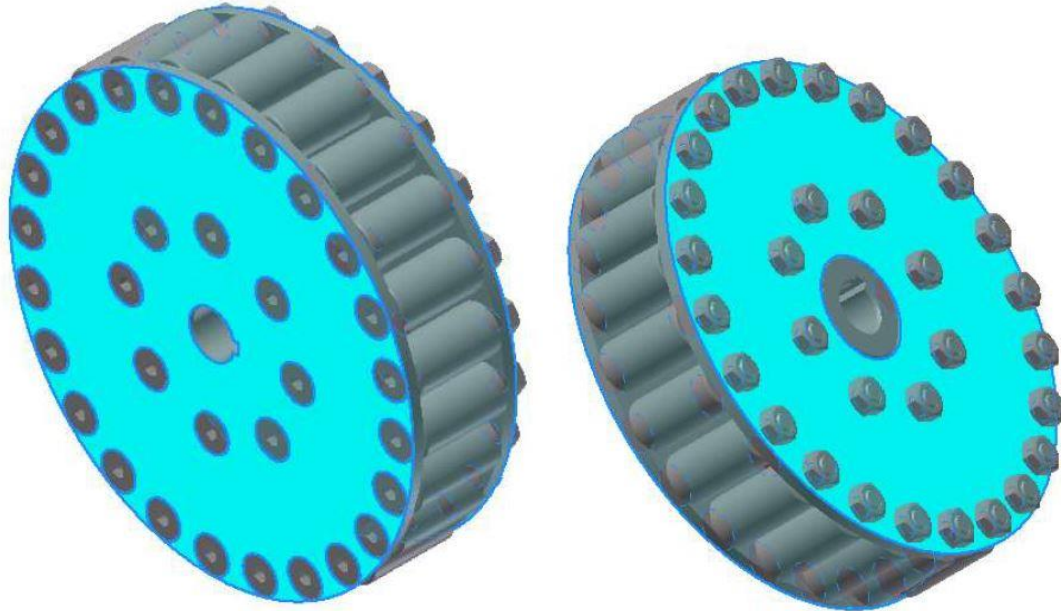
Степен сигурности на чврстом зупчанику услед деловања момента увијања износи 15, што задовољава јер је минимални степен сигурности 1,2 (Слика 5.16).



Слика 5.16 Степен сигурности на чврстом зупчанику

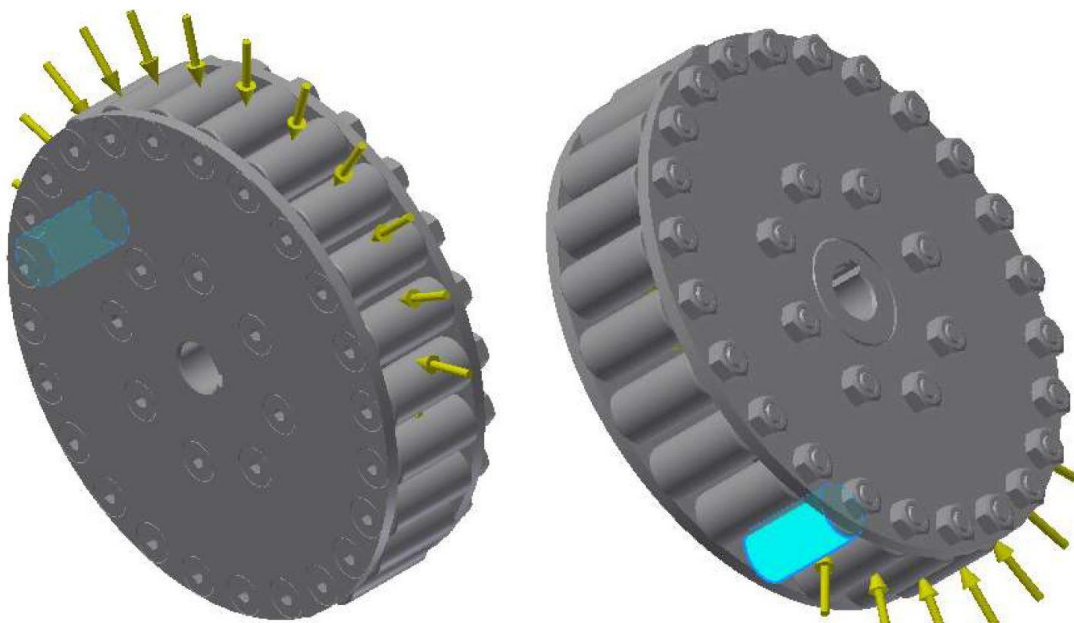
5.6 Прорачун напона и деформација на генератору таласа

Као базне површине на генератору таласа узете су предња и задња плоча које су уједно и носачи ваљака (Слика 5.17).



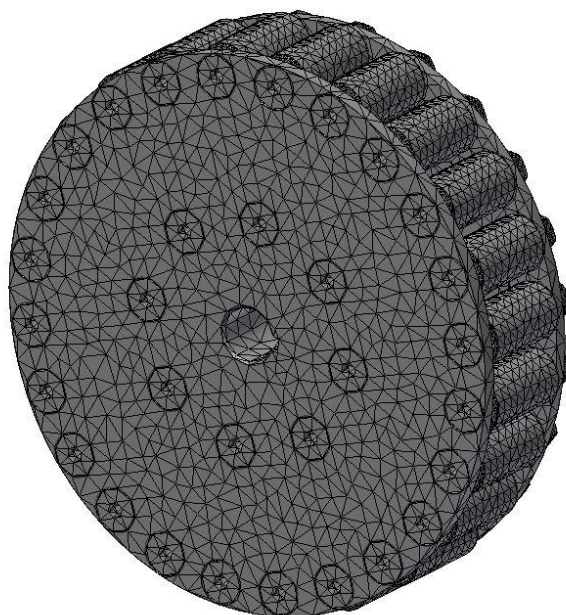
Слика 5.17. Базне површине на генератору таласа

На генератору таласа је оптерећење нешто сложеније него код чврстог и еластичног зупчаника. На сваком од ваљка делује по једна сила са смером према центру елипсе. Интезитет силе се смањује идући ка мањој висини елипсе. Максимална сила је 10000 N, док је најмања 200N (Слика 5.18).



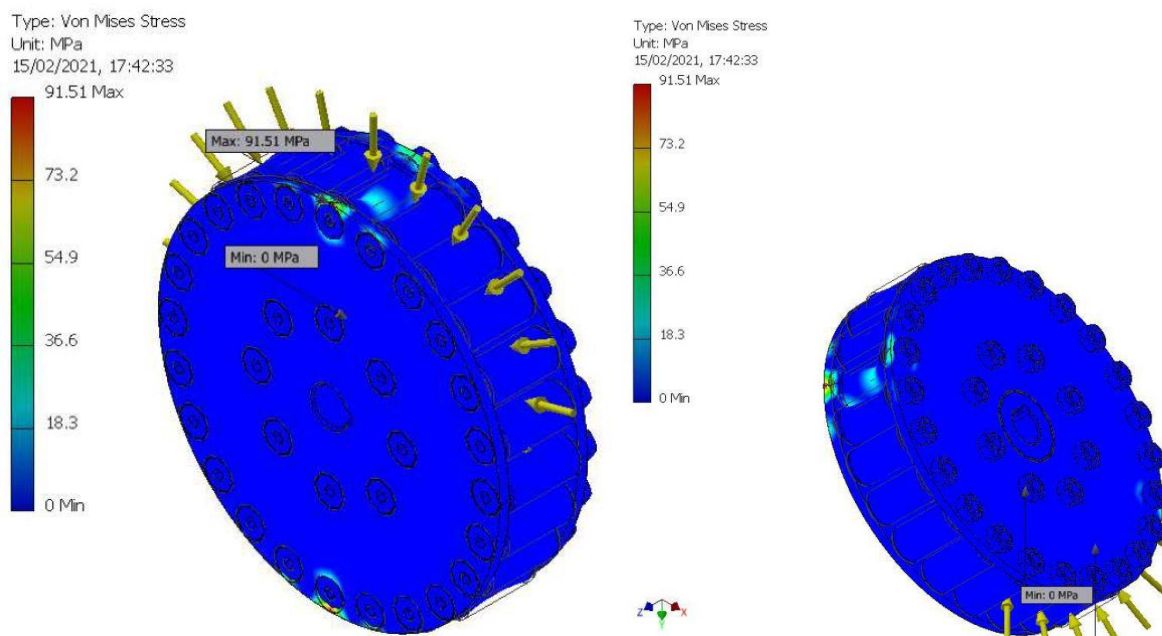
Слика 5.18 Распоред сила на генератору таласа

Након задавања оптерећења постављена је мрежа коначних елемената, коју сам софтвер оптимизује (Слика 5.19).



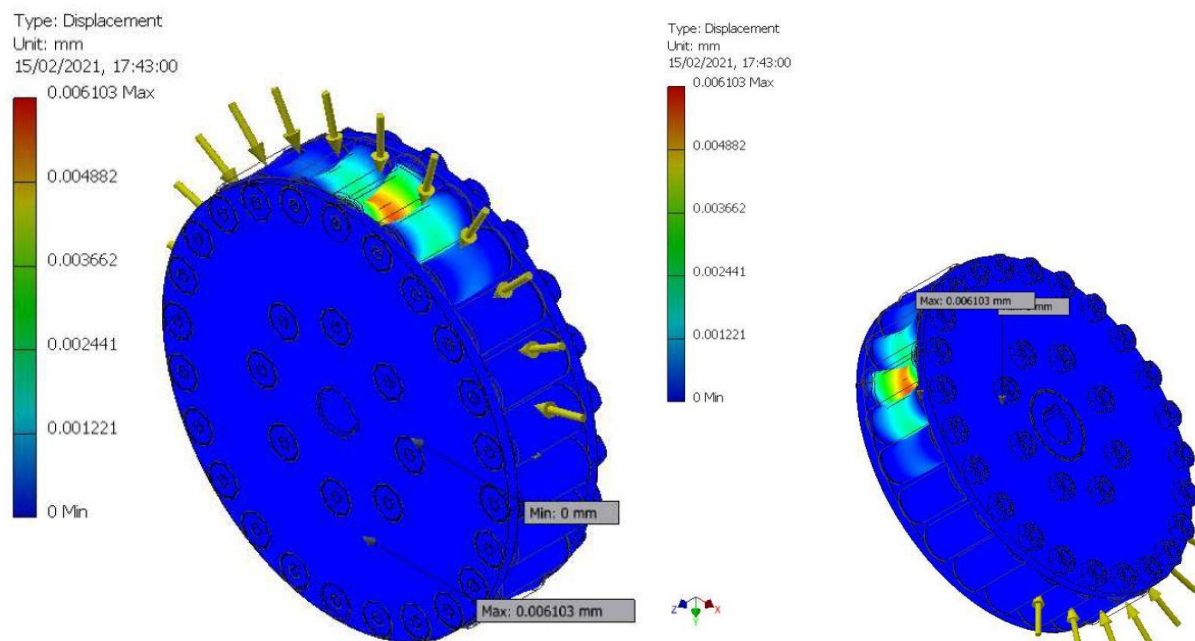
Слика 5.19 Мрежа коначних елемената на генератору таласа

Што се тиче Вон – Мизесових напона види се да је максимални напон 91,51 МПа, и налази се на ваљку где је највеће оптерећење (Слика 5.20). Идући по обиму елипсе оптерећење се смањује као и Вон – Мизесови напони.



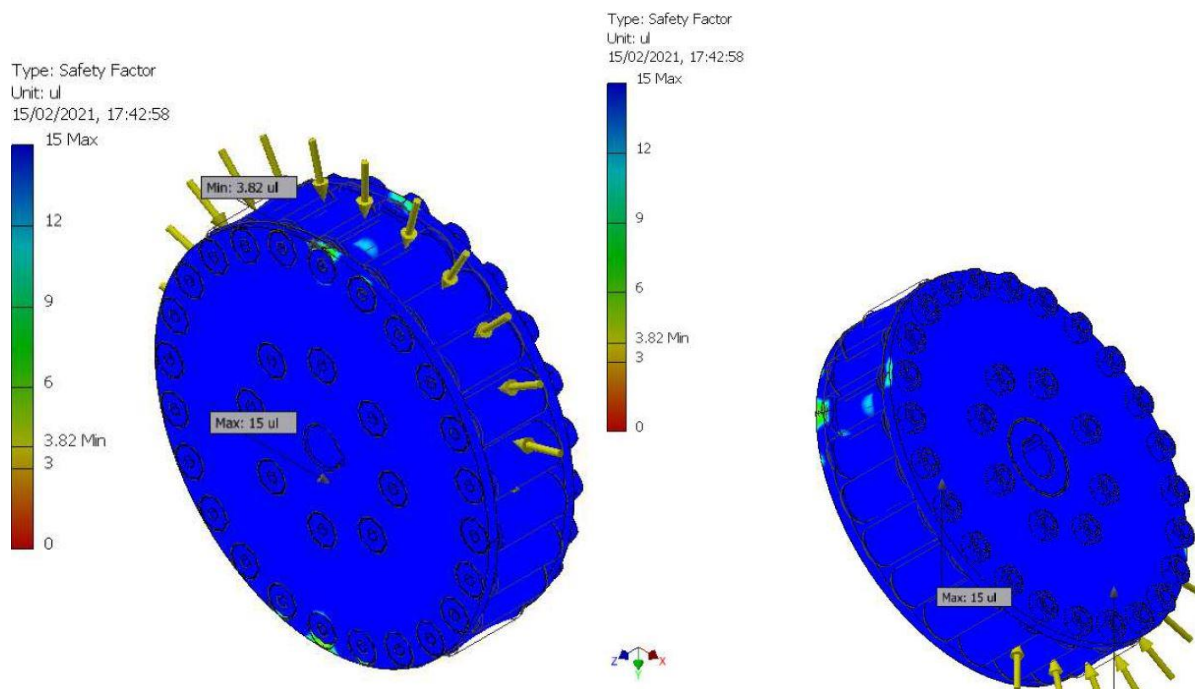
Слика 5.20 Вредности Вон -Мизесових напона на генератору таласа

Што се тиче максималних деформација и оне се очекују на месту где је оптерећење и напон највећи. Највеће деформације се јављају на ролници и износе 0,006103mm (Слика 5.21).



Слика 5.21 Максималне деформације генератора таласа

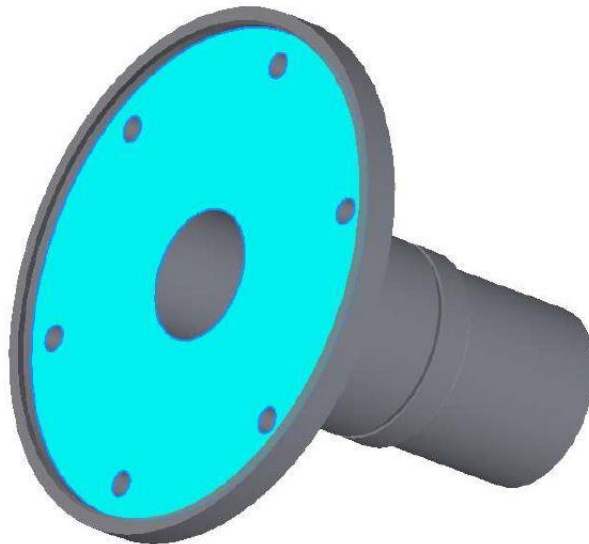
Минимална вредност степена сигурности генератора таласа је 3,82, што задовољава конструкцију. На слици се може видети да је минимална вредност степена сигурности на месту ослоња ролнице (Слика 5.22).



Слика 5.22 Вредности степена сигурности

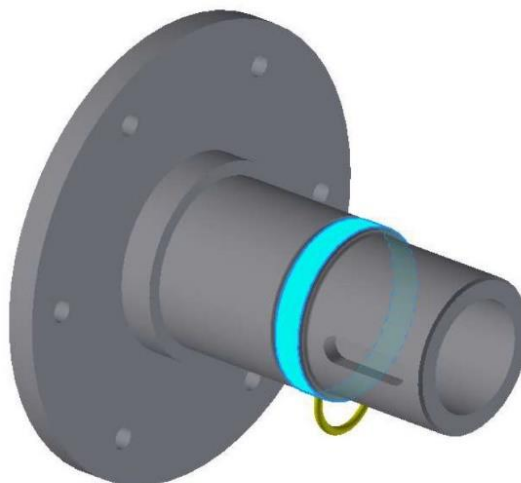
5.7 Прорачун напона и деформација излазног вратила

За базну површину на излазном вратилу узета је задња раван где се вратило причвршћује за еластични зупчаник (Слика 5.23)



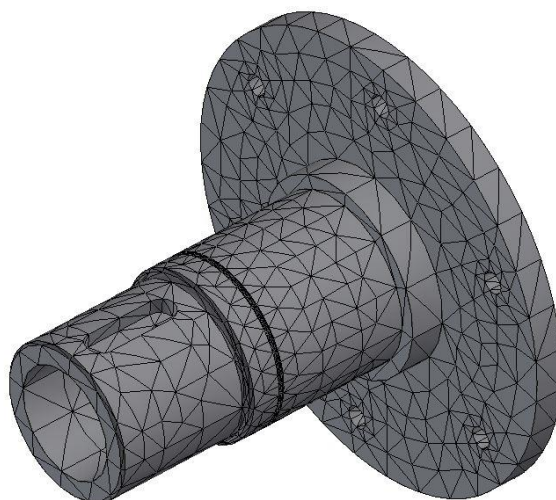
Слика 5.23 Гранични услов на излазном вратилу

Излазно вратило је оптерећеније него улазно, па је извршен прорачун само излазног. Момент увијања који се јавља на излазном вратилу је последица деловања момента еластичног зупчаника. Еластични зупчаник је завртњина причвршћен за излазно вратило, па самим тим момент који се јавља на вратилу је исти као и момент еластичног зупчаника 1417 Nm (Слика 5.24).



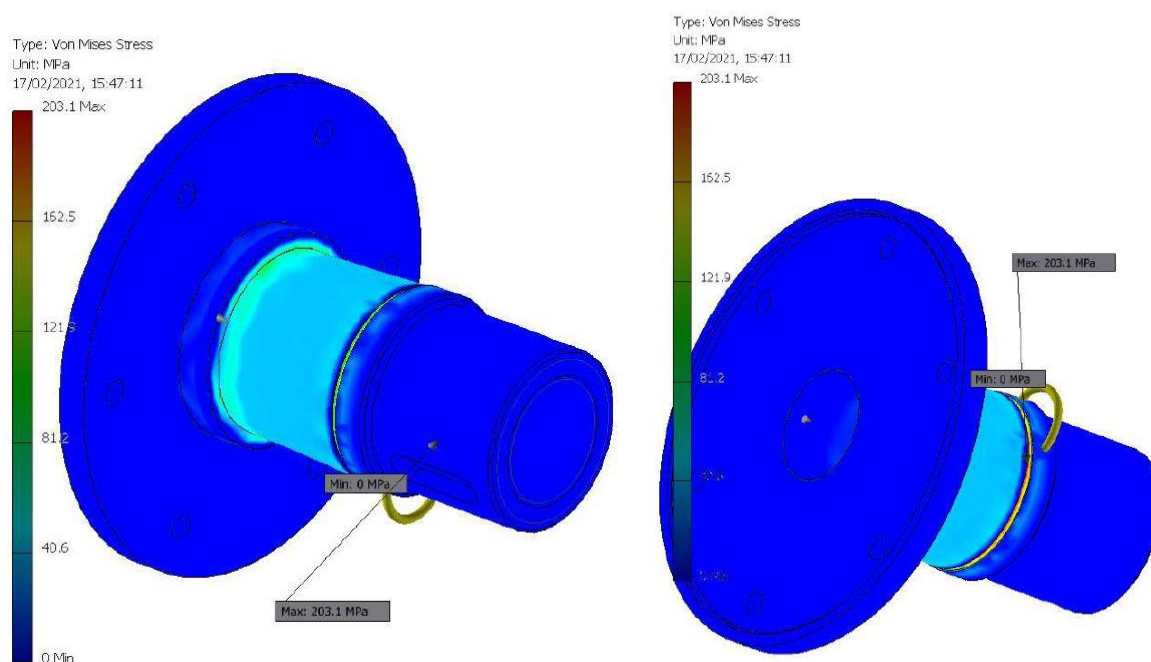
Слика 5.24 Моментувијања на излазном вратилу

Мрежа коначних елемената приликом прорачуна излазне осовине такође је дефинисана помоћу софтвера и параметри мреже нису мењани (Слика 5.25).



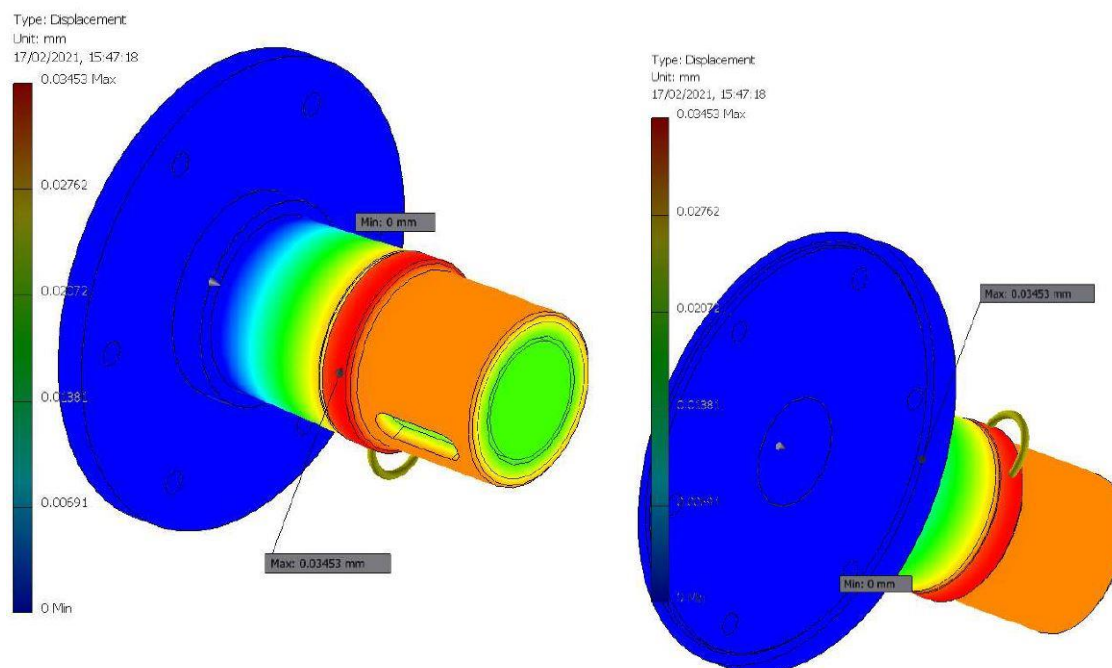
Слика 5.25 Мрежа коначних елемената на излазној осовини

Вон – Мизесови напони на излазном вратилу су највећи на делу где је жлеб за зегер (еластични) прстен. То је и очекивано, јер је ту концентрација напона највећа. Максимална вредност напона износи 203,1 МПа (Слика 5.26).



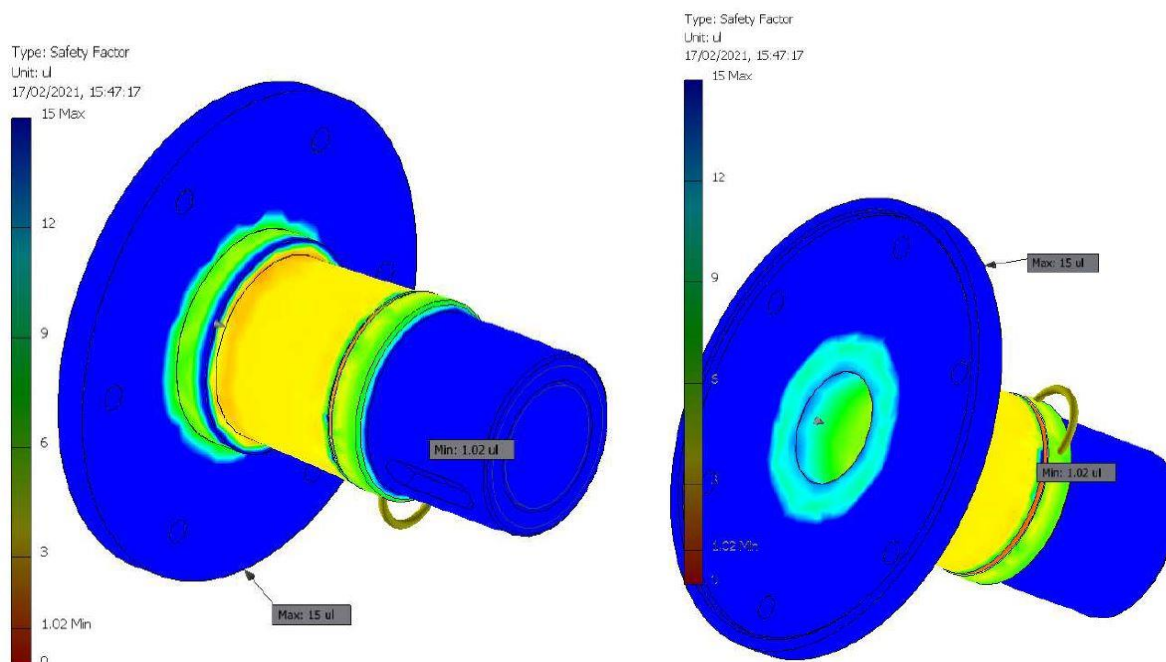
Слика 5.26 Вредности Вон – Мизесових напона

Максималне деформације су на месту где је и концентрација напона највећа. То је на средини вратила где се налази жлеб за зегеров (еластични) прстен. Вредност максималне деформације је 0,03453 mm (Слика 5.27).



Слика 5.27 Вредности еластичних деформација

Степен сигурности на излазном вратилу износи 1,02, што није довољно. Како би се степен сигурности повећао потребно је урадити радиусе на делу где је концентрација напона највећа што је и урађено (Слика 5.28).



Слика 5.28 Вредности степена сигурности излазног вратила

6. Закључак

Може се закључити да таласни преносници представљају будућност у области механичких преносника. У Србији њихова примена није толико распрострањена, готово су непознати.

Предности таласних преносника се најбоље испољавају када се пореде са осталим механичким преносницима и када се анализирају њихове механичке карактеристике појединачно. Таласни преносници имају високе преносне односе у односу на друге преноснике, а губици су минимални. Следећа значајна предност таласних преносника у односу на друге је то што имају мале габарите и масу. Облик конструкције омогућава додатна скраћења јер је могуће улазно и излазно вратило монтирати унутар преносника. Често се таласни преносници израђују заједно са електромотором, а таква конструкција не ремети равнотежу унутар самог склопа. Таласни преносници представљају једноставан механизам, састоје се из три елемента чије се осе међусобно поклапају и који су смештени унутар кућишта. Ово је значајно јер не долази до додатних динамичких сила и осцилација при раду. Треба поменути и минимални „мртви ход“ који утиче на кинематску тачност преносника.

Предности ових преносника су најбоље искоришћене у космичкој индустрији и у изради робота. Ове две гране индустрије у Србији нису заступљене па отуда и таласни преносници нису добили на значају. У свету се примена таласних преносника проширује и на друге гране индустрије. Кинематска тачност је дошла до изражаја у алатним машинама, паркерицама, прецизним машинама. Машине које су конструисане са таласним редукторима дају мање мртве ходове што значи да је машина самим тим и прецизнија.

Таласни преносници не захтевају готово никакво одржавање, нема елемената који су изложени великом хабању. Конструишу се и испоручују од стране произвођача за радни век до 15000 h, за то време не долази ни до каквих промена у раду конструкције. По истеку радног века неопходно је извршити генерални ремонт и заменити најосетљивије елементе, а то је најчешће еластични лежај, као и лежаји који се налазе на излазном вратилу.

Моделирање делова таласног редуктора и рендеровање слика урађено је у софтверском пакету Autodesk Inventor Professional 2015, док је техничка документација урађена у софтверском пакету CATIA V5R20.

Анализа напона и деформација таласног редуктора извршена је у софтверском пакету Autodesk Inventor Professional 2015. Методом коначних елемената установљено је да најоптерећенији елемент унутар целе конструкције таласног редуктора представља еластични зупчаник. Он је стално изложен еластичним деформација које изазива генератор таласа и момент увијања. Генератор таласа је следећи на листи најоптерећенијих елемената, а након њега следи излазно вратило.

Чврсти зупчаник је најмасивнији унутар целе конструкције, па самим тим и напони који су добијени на њему су најмањи.

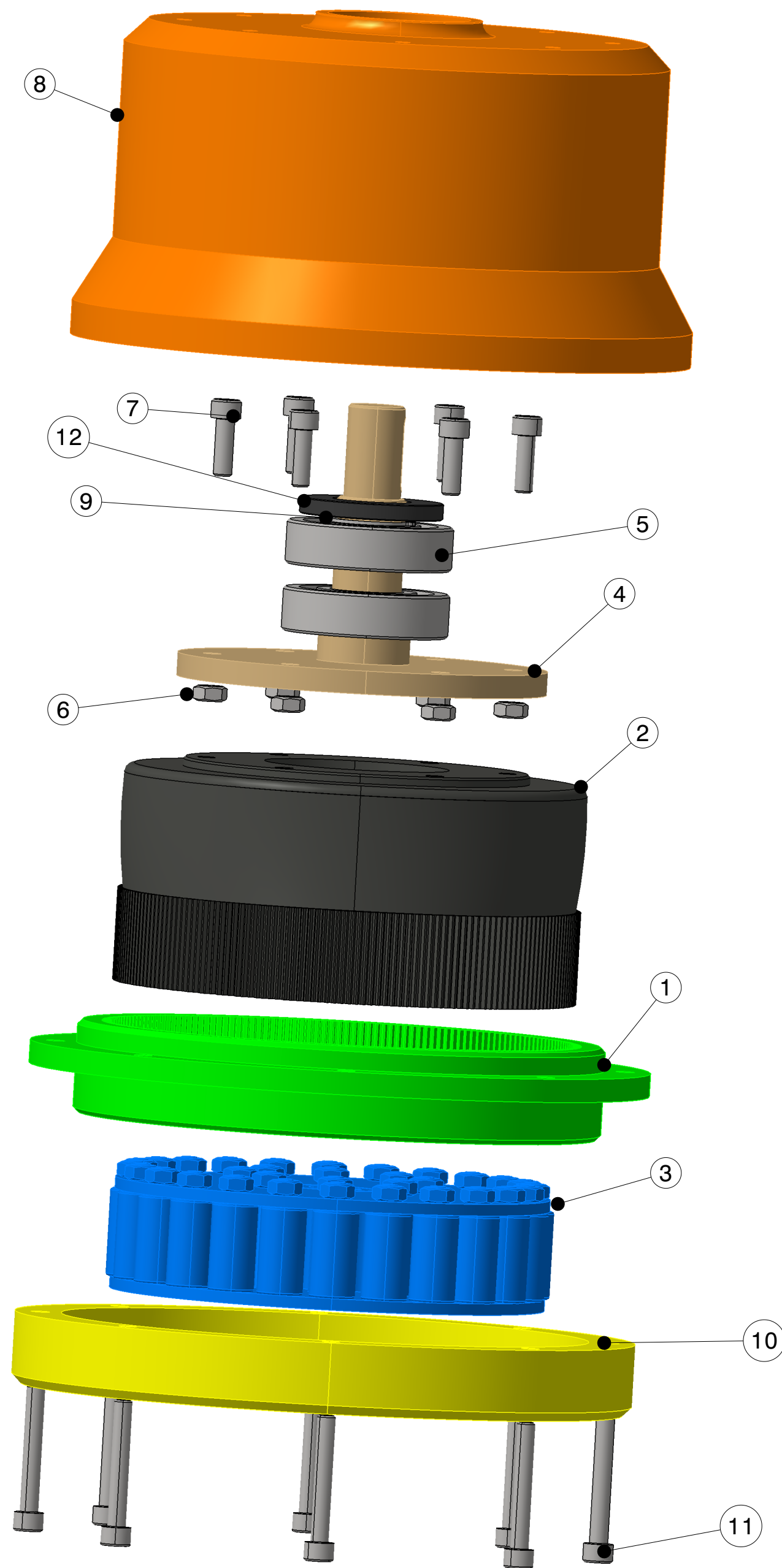
Могућности таласних преносника су велике, а примена у Србији врло мала. У свету се иде ка смањењу масе и габарита конструкција, као и економској исплативости. Таласни преносници се уклапају у такав тренд и сигурно је да ће у будућности представљати један од значајнијих механичких преносника.

Литература

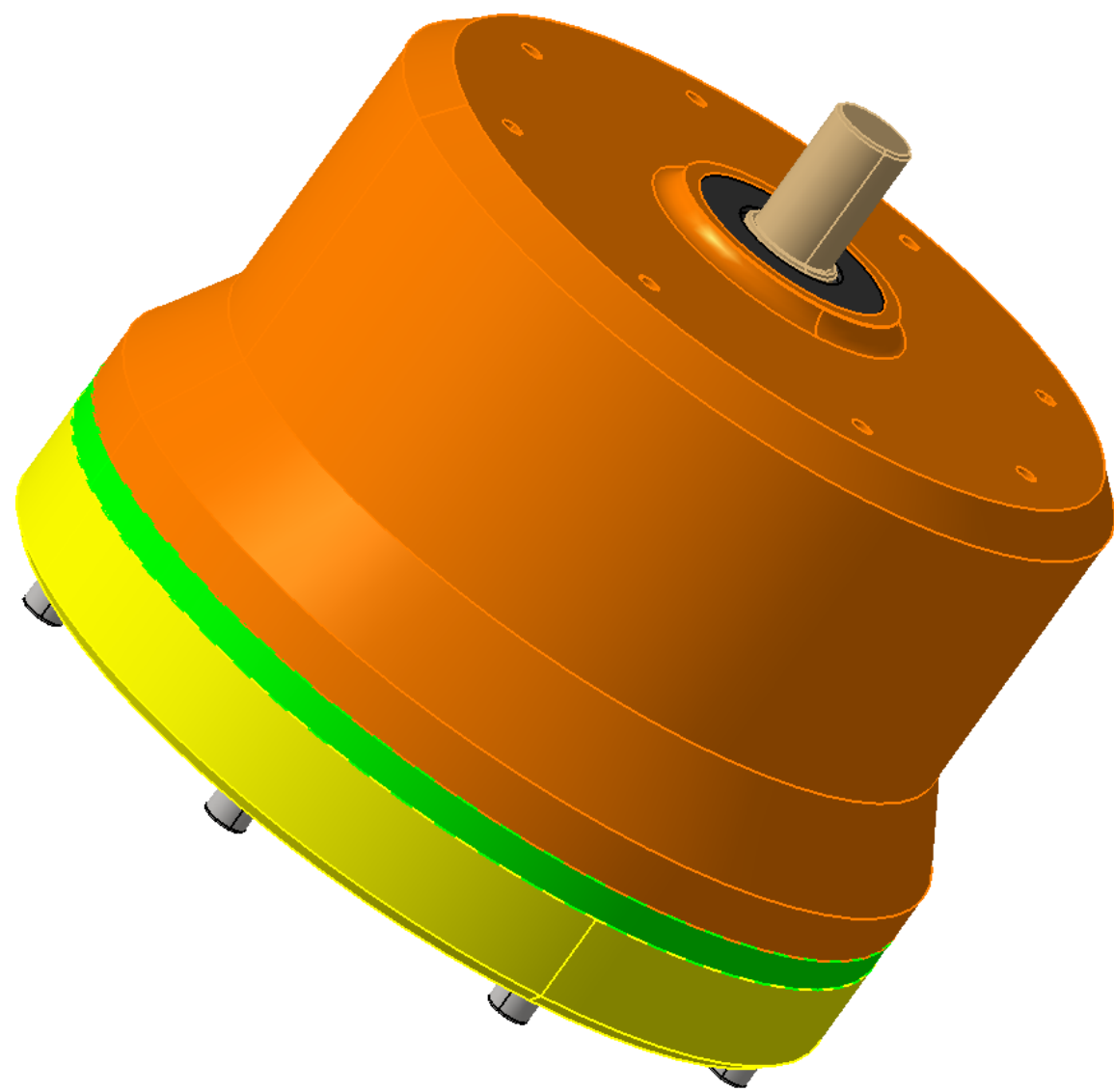
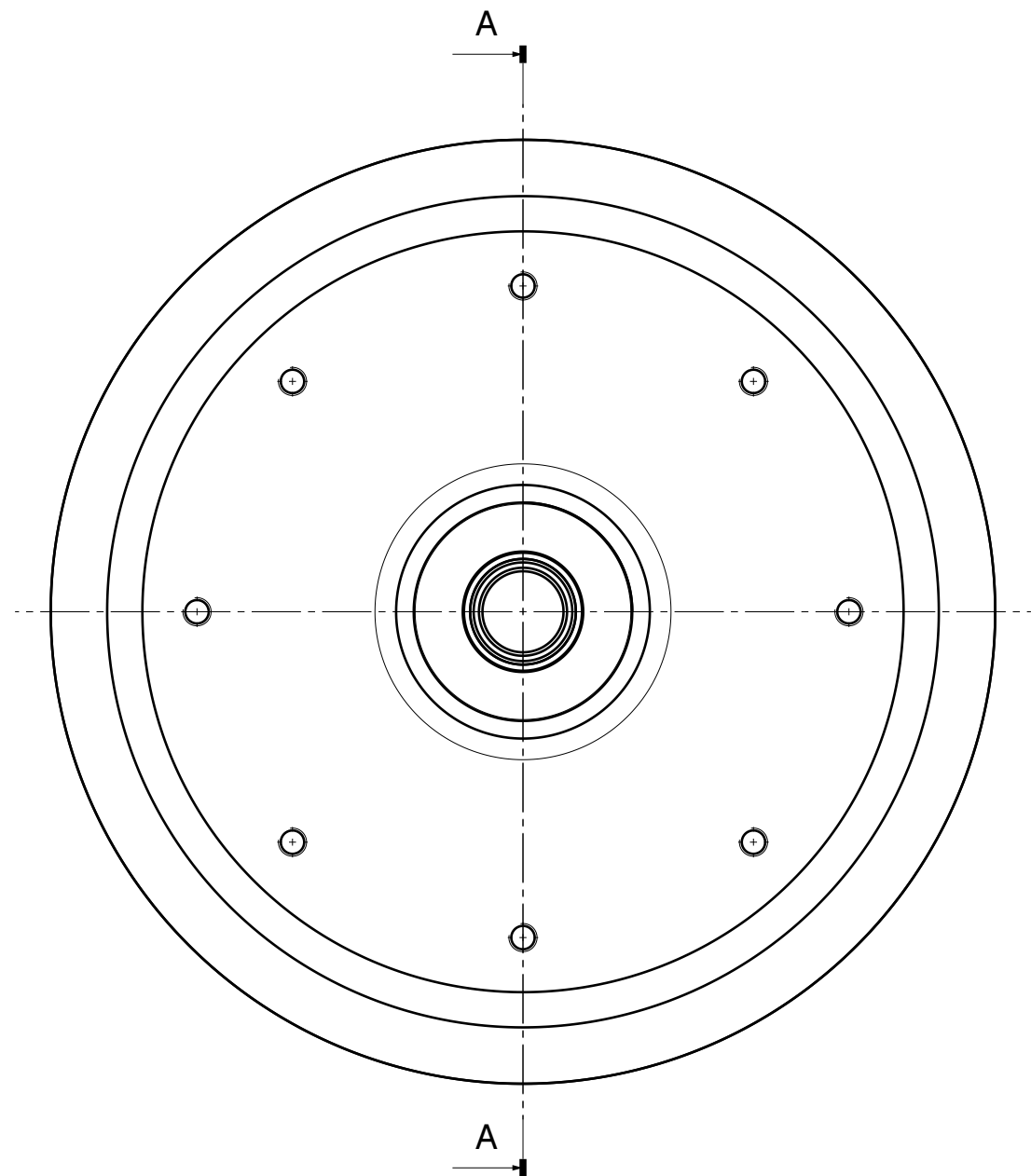
- [1] Трбојевић М., Јанковић М., Вугделија Ј., Ивковић С, Латиновић В.: Редуктори, Београд, 1984.
- [2] Милосављевић Ч.: Теорија аутоматског управљања, Сарајево, 2008.
- [3] Николић В.: Машински елементи – теорија, прорачун, примери, Крагујевац, 2004.
- [4] <http://www.automobilizam.net/automatska-transmisija/> - преузето 10.02.2021.
- [5] Биочанин Б.: Конструкција и анализа таласног редуктора специјалне намене, Магистарски рад, Машински факултет у Крагујевцу, 1999.
- [6] Вулић А., Танасијевић С.: Планетарни и хармонијски преносници снаге, Ниш, 1994.
- [7] <http://www.stari.tehnickaue.edu.rs/srp/predavanje/?conid=320> - преузето 12.02.2021.
- [8] Јовановић М.: Пројектовање рачунаром, Ниш 2010.
- [9] Ристовић Ф.: Таласни редуктор, Завршни рад, Факултет инжењерских наука универзитета у Крагујевцу, Крагујевац 2015.
- [10] <https://hackaday.io/project/19405-strain-wave-gear-with-timing-belts/log/55757-cnc-cut-test-gear-based-on-the-parametric-generator> - преузето 12.02.2021.
- [11] <https://howtomechatronics.com/how-it-works/what-is-strain-wave-gear-harmonic-drive-a-perfect-gear-set-for-robotics-applications/> - преузето 12.02.2021.
- [12] <https://www.harmonicdrive.net/technology> - преузето 12.02.2021.
- [13] <https://capolight.wordpress.com/2018/06/24/cad-design-of-a-diy-strain-wave-harmonic-drive-reduction-in-fusion-360/> - преузето 12.02.2021.
- [14] <https://www.sango-automation.com/harmonic-drives/harmonic-drive-gears.html> – преузето 12.02.2021.
- [15] Стојановић Б., Благојевић М. – Механички преносници, Крагујевац 2015.
- [16] Рацков М., Кузмановић С., Благојевић М., Ђорђевић З. – Моторни редуктори са цилиндричним зупчаницима, Нови Сад, ФТН 2019.

Прилог

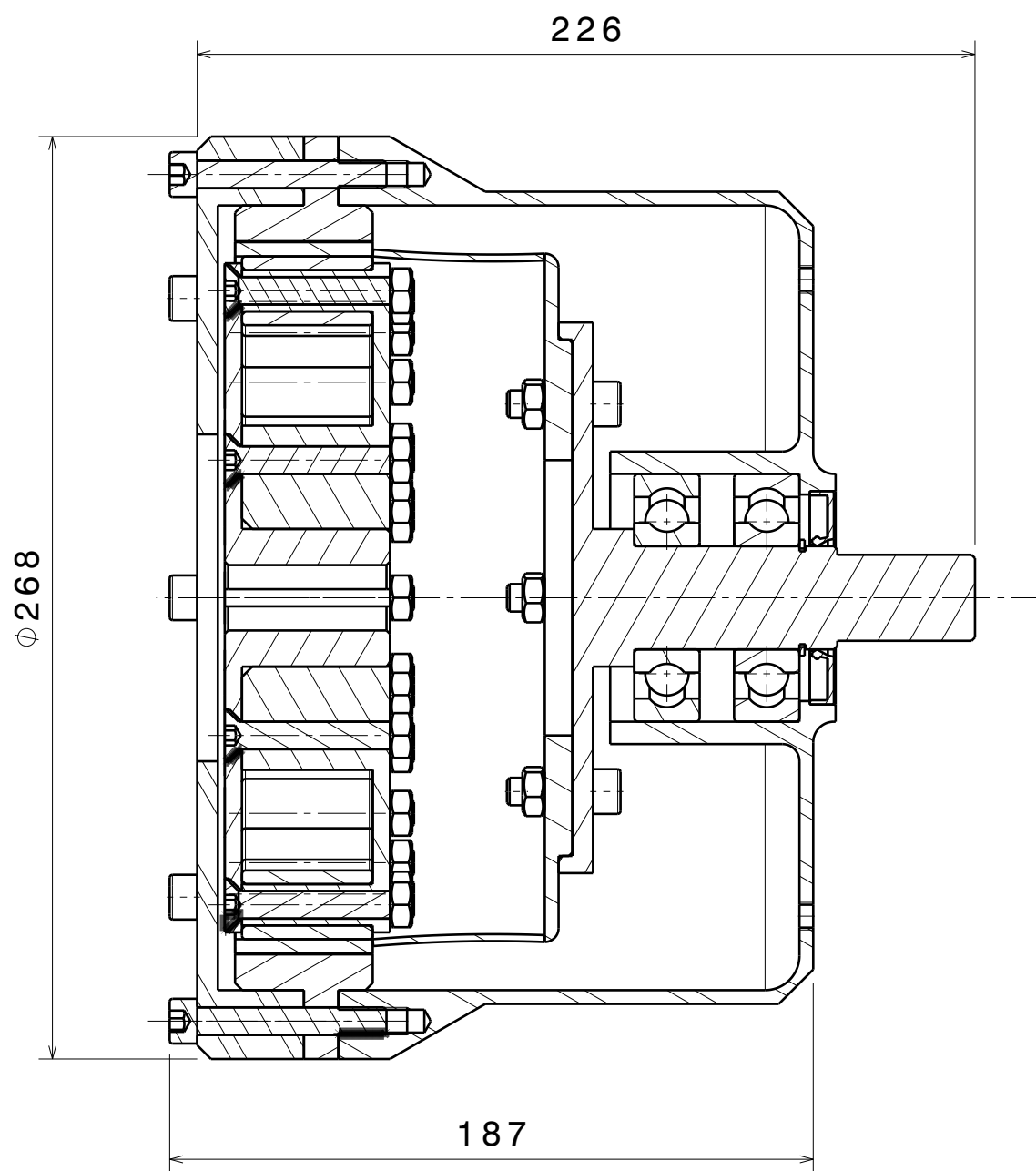
У прилогу на крају рада се налази пратећа документација таласног редуктора. Софтверски пакет који је коришћен за израду техничке документације је CATIA V5R20. Израда 3D модела као и прорачун напона и деформација методом коначних елемената урађено је у Autodesk Inventor Professional 2015.



IZOMETRIJA
RAZMERA: 1:2



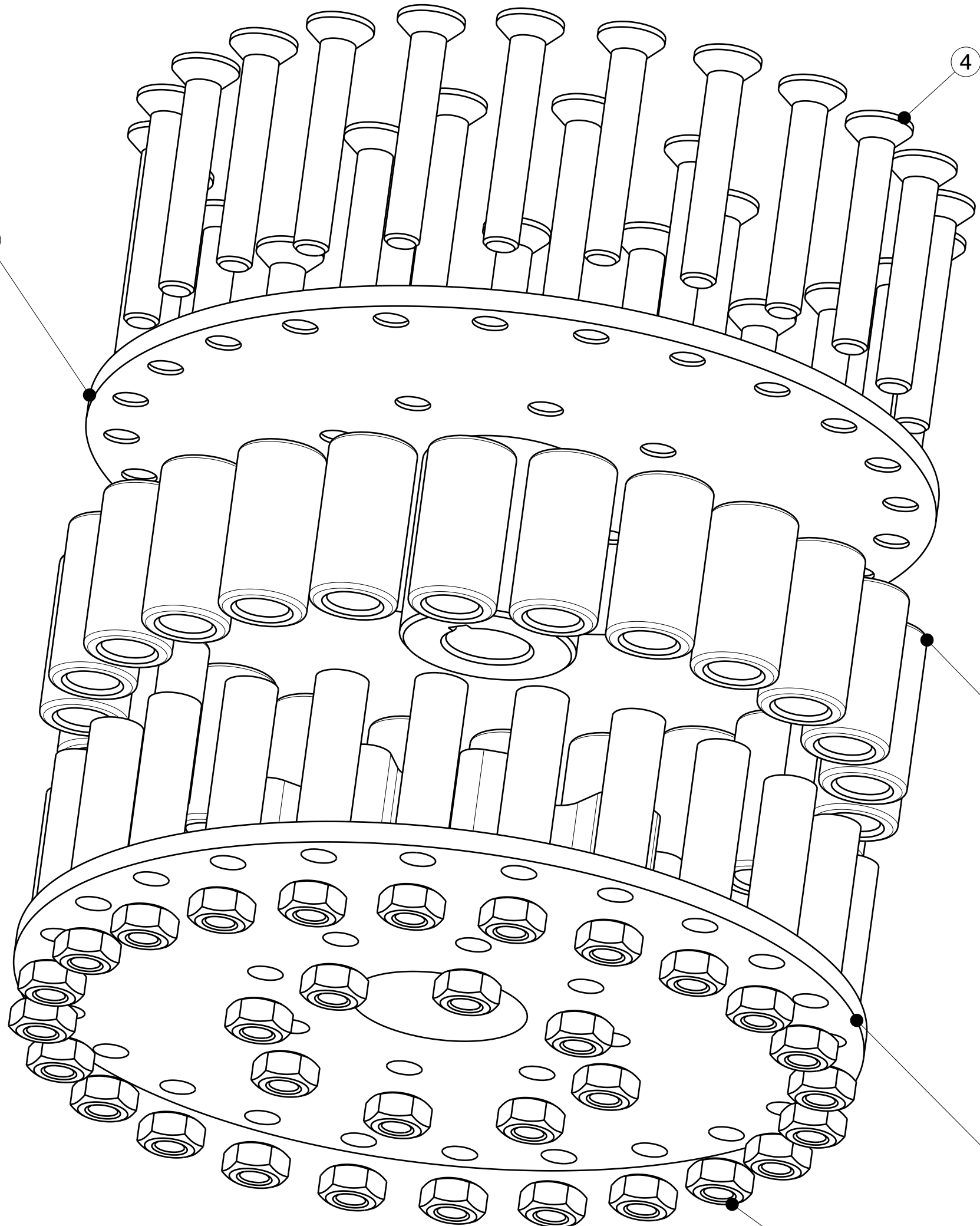
IZOMETRIJA
RAZMERA: 1:2



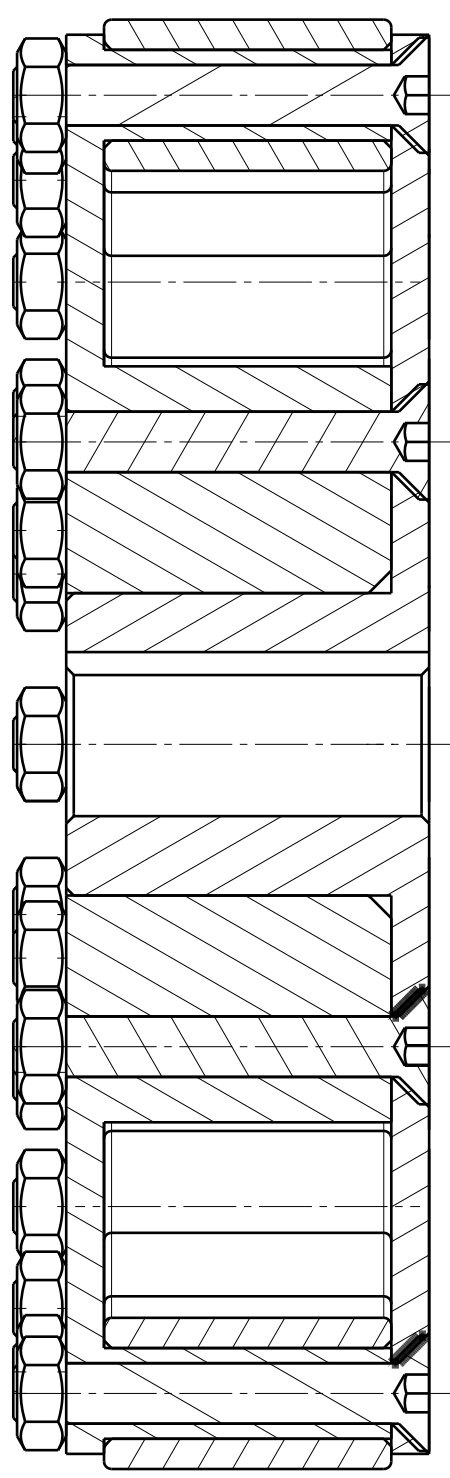
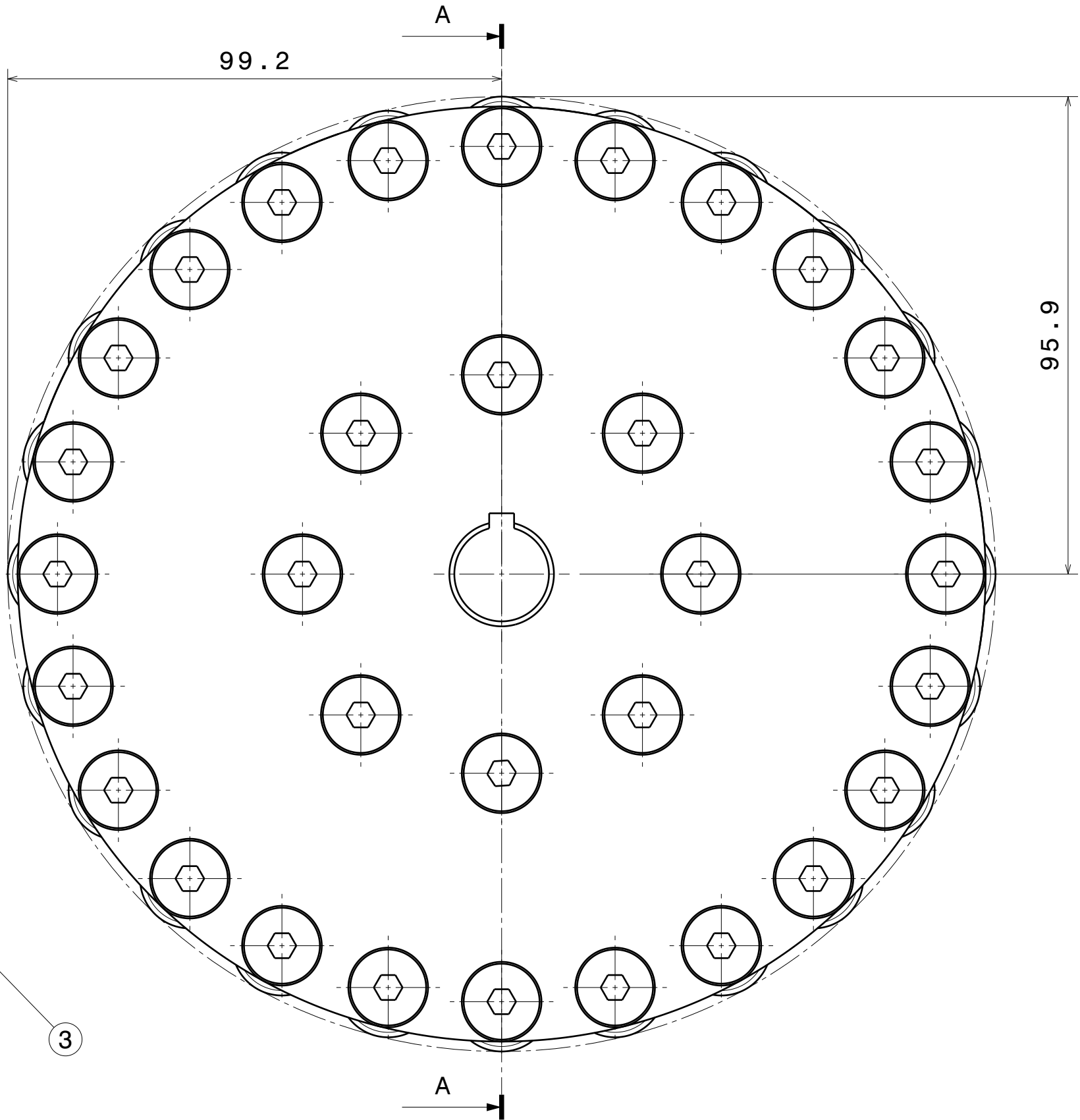
PRESEK A-A
RAZMERA: 1:2

12	ZAPTIVNI PRSTEN - DIN 3760 - A - 30 x 62 x 7 - NBR	ZAPTIVNI PRSTEN - DIN 3760-A-30x62x7-NBR	1	
11	VIJAK - DIN 912 - M8 x 55	VIJAK - DIN 912 - M8 x 55	8	
10	KUCISTE PREDNJI DEO	KUCISTE PREDNJI DEO	1	
9	DIN 471 - 30x1.5	DIN 471 - 30x1.5	1	
8	KUCISTE ZADNJI DEO	KUCISTE ZADNJI DEO	1	
7	VIJAK - DIN 912 - M8 x 25	VIJAK - DIN 912 - M8 x 25	6	
6	NAVRTKA - DIN 934 - M8	NAVRTKA - DIN 934 - M8	6	
5	LEZAJ - DIN 625 SKF - SKF 6306	LEZAJ - DIN 625 SKF - SKF 6306	2	
4	IZLAZNA OSOVINA	IZLAZNA OSOVINA	1	
3	SKLOP GENERATORA TALASA	SKLOP GENERATORA TALASA	1	
2	ELASTICNI ZUPCANIK	ELASTICNI ZUPCANIK	1	
1	CVRSTI ZUPCANIK	CVRSTI ZUPCANIK	1	
POZ. BROJ DELA		NAZIV DELA	KOL.	PRIMEDBA

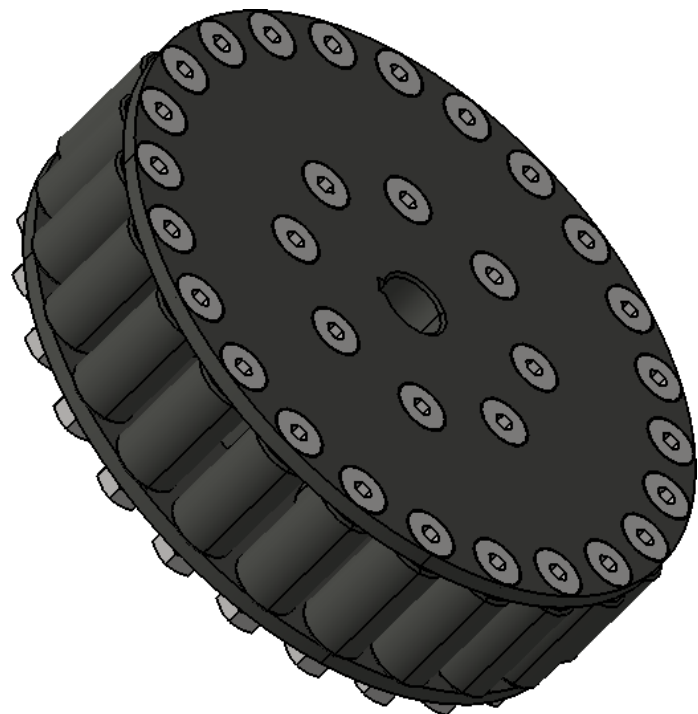
		FIN KG		
		NAZIV DELA		
KONSTRUISAO	DATUM	ZUPCANICI TALASNI		
KONTROLISAO	DATUM	FORMA	BROJ DELA	REV
		A2	ZUPCANICI TALASNI	X
POV. ZASTITA		RAZMERA 1:1	MASA(kg) 15.444kg	LIST 1/1



IZOMETRIJA
RAZMERA: 1:1

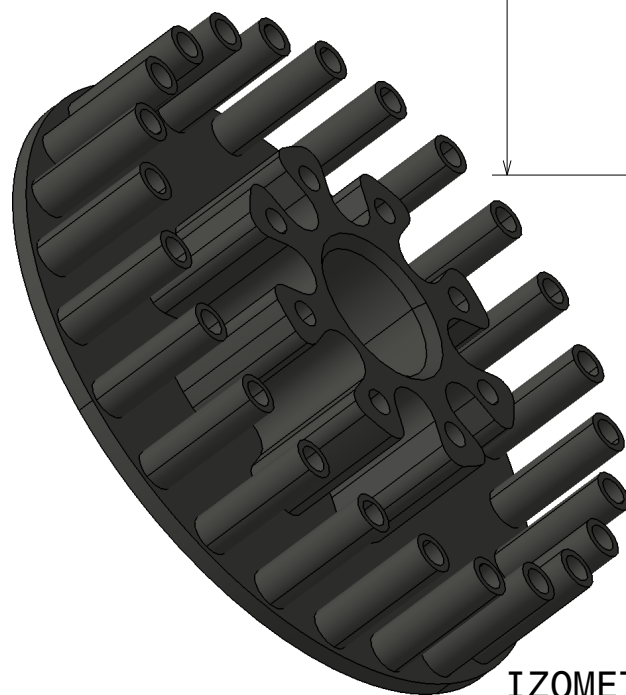


PRESEK A-A
RAZMERA: 1:1

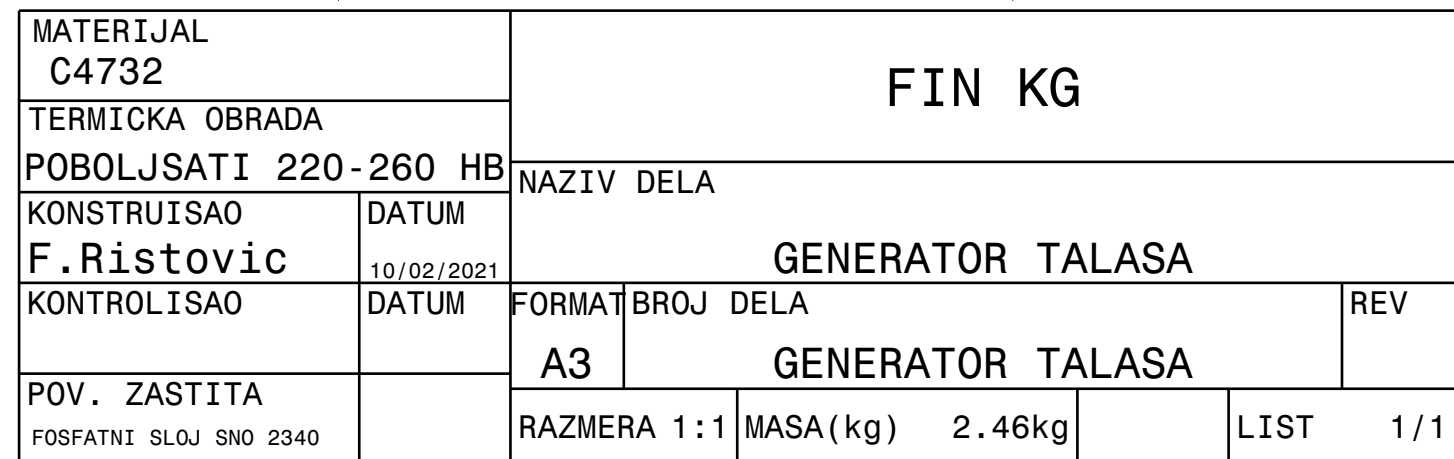


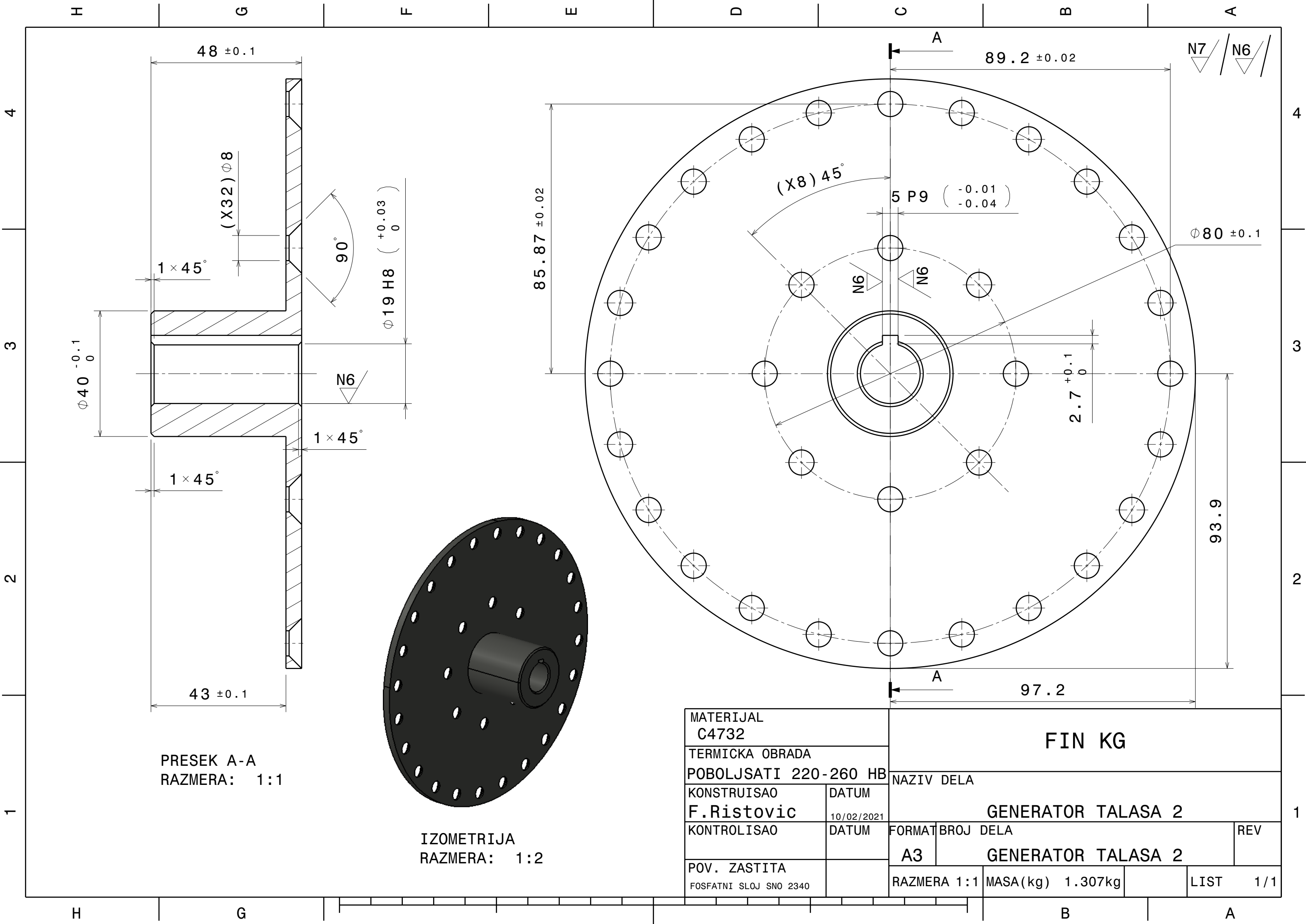
IZOMETRIJA
RAZMERA: 1:2

5	NAVRTKA - DIN 934 - M8	NAVRTKA - DIN 934 - 32 M8		
4	VIJAK - DIN 7991 - M8 x 55	VIJAK - DIN 7991 - 32 M8 x 55		
3	ROLNICA	ROLNICA	24	
2	GENERATOR TALASA	GENERATOR TALASA	1	
1	GENERATOR TALASA 2	GENERATOR TALASA 2	1	
POZ. BROJ DELA		NAZIV DELA	KOL.	PRIMEDBA
		FIN KG		
		NAZIV DELA		
KONSTRUISAO	DATUM	SKLOP GENERATORA TALASA		
F.Ristovic	10/02/2021			
KONTROLISAO	DATUM	FORMA	BROJ DELA	REV
		A2	SKLOP GENERATORA TALASA	X
POV. ZASTITA		RAZMERA 1:1	MASA(kg) 5.316kg	LIST 1/1



IZOMETRIJA
RAZMERA: 1:2





MATERIJAL C4732	
TERMICKA OBRADA POBOLJSATI 220-260 HB	
KONSTRUISAO F.Ristovic	DATUM 10/02/2021
KONTROLISAO	DATUM
POV. ZASTITA FOSFATNI SLOJ SNO 2340	

FIN KG			
NAZIV DELA GENERATOR TALASA 2			
FORMAT A3	BROJ DELA GENERATOR TALASA 2		REV
RAZMERA 1:1	MASA(kg)	1.307kg	LIST 1/1

4

3

2

1

H

G

F

E

D

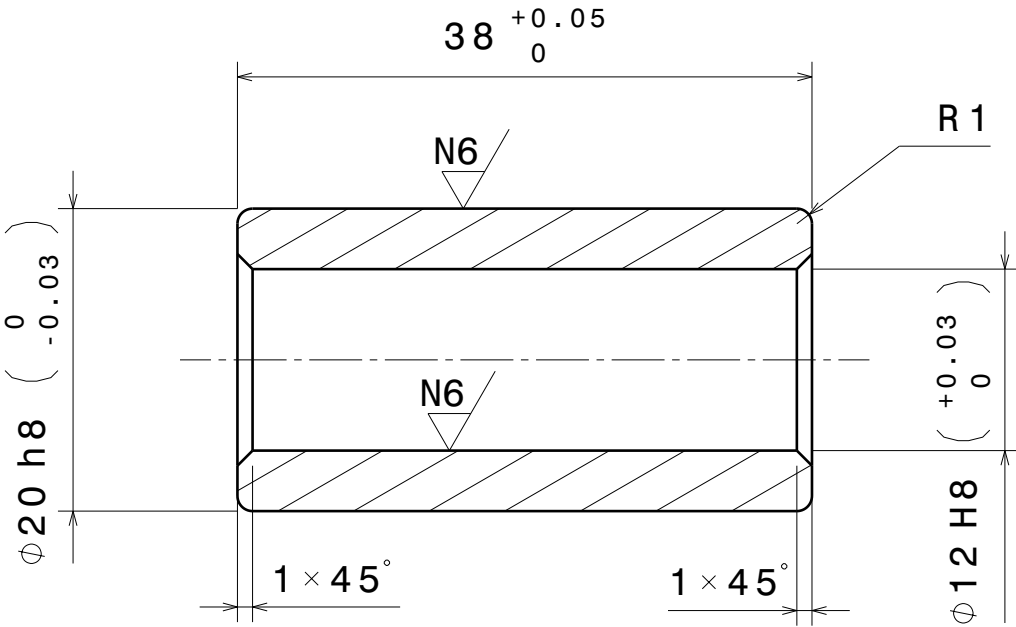
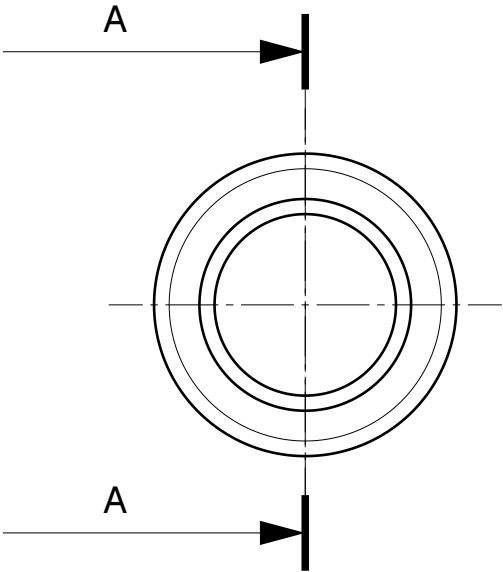
C

B

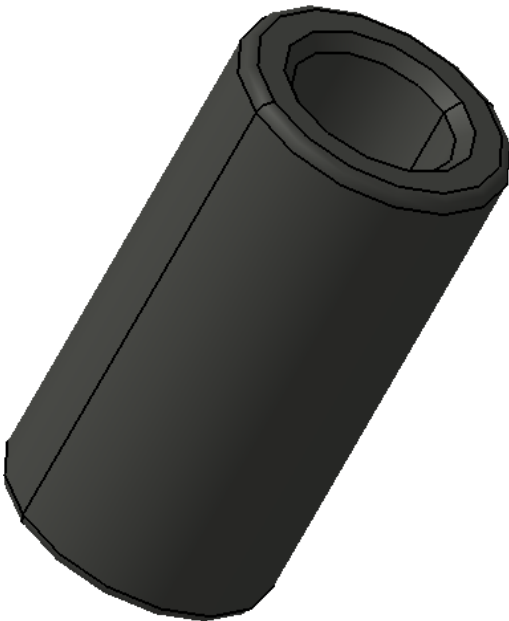
A

N7

N6



PRESEK A-A
RAZMERA: 2:1



IZOMETRIJA
RAZMERA: 2:1

MATERIJAL C4732		FIN KG			
TERMICKA OBRADA POBOLJSATI 260-280 HB					
KONSTRUISAO F.Ristovic	DATUM 10/02/2021	NAZIV DELA ROLNICA			
KONTROLISAO	DATUM	FORMAT A3	BROJ DELA ROLNICA		REV
POV. ZASTITA FOSFATNI SLOJ SNO 2340		RAZMERA 1:1	MASA(kg)	2.46kg	LIST 1/1

4

3

2

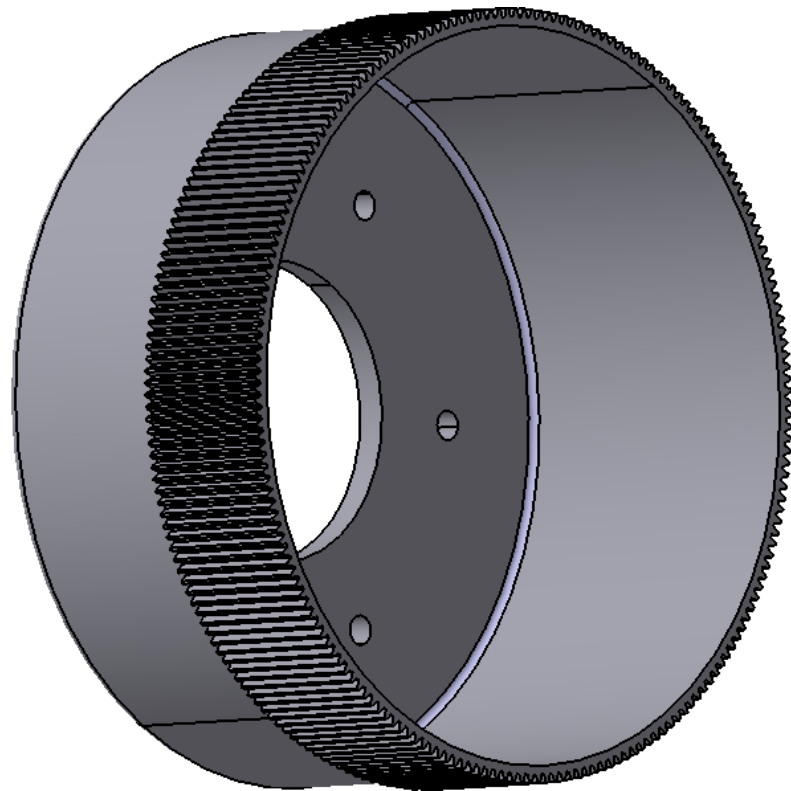
1

H

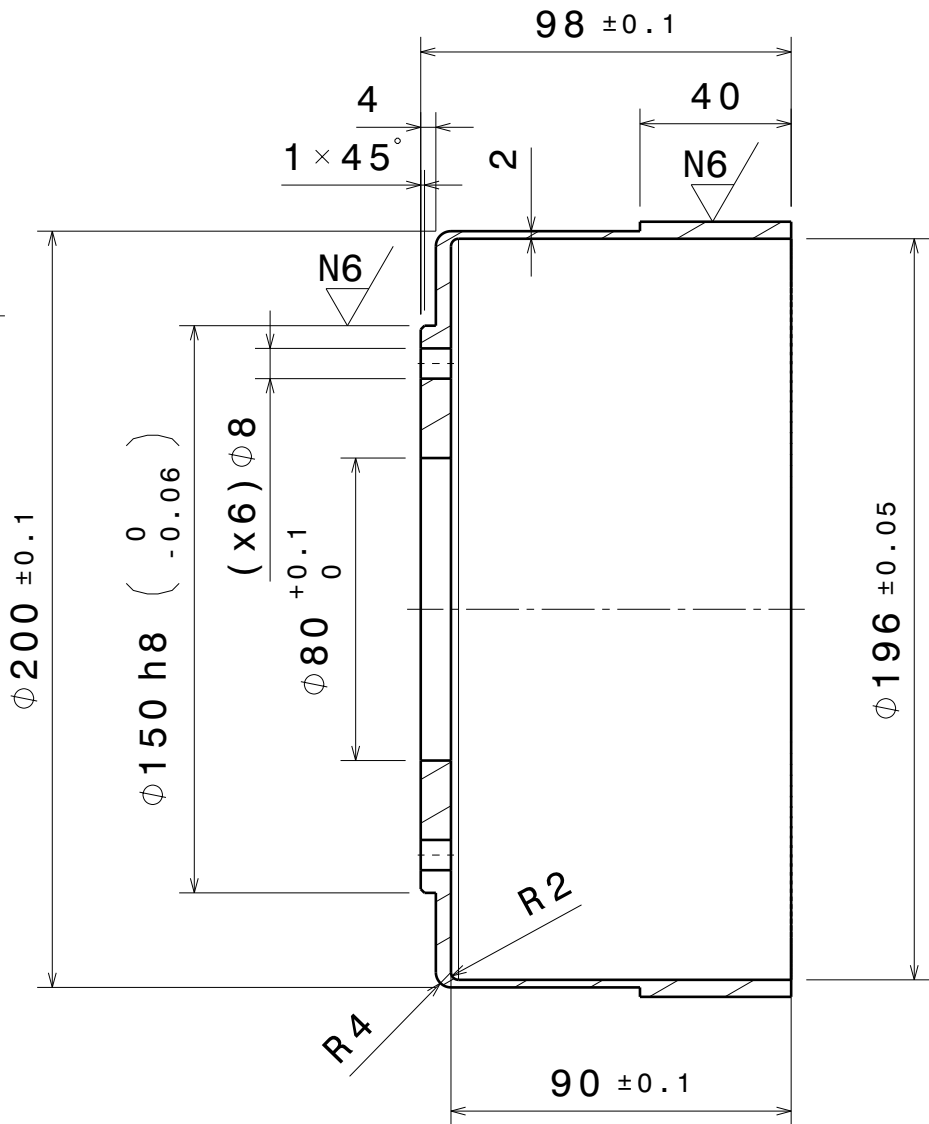
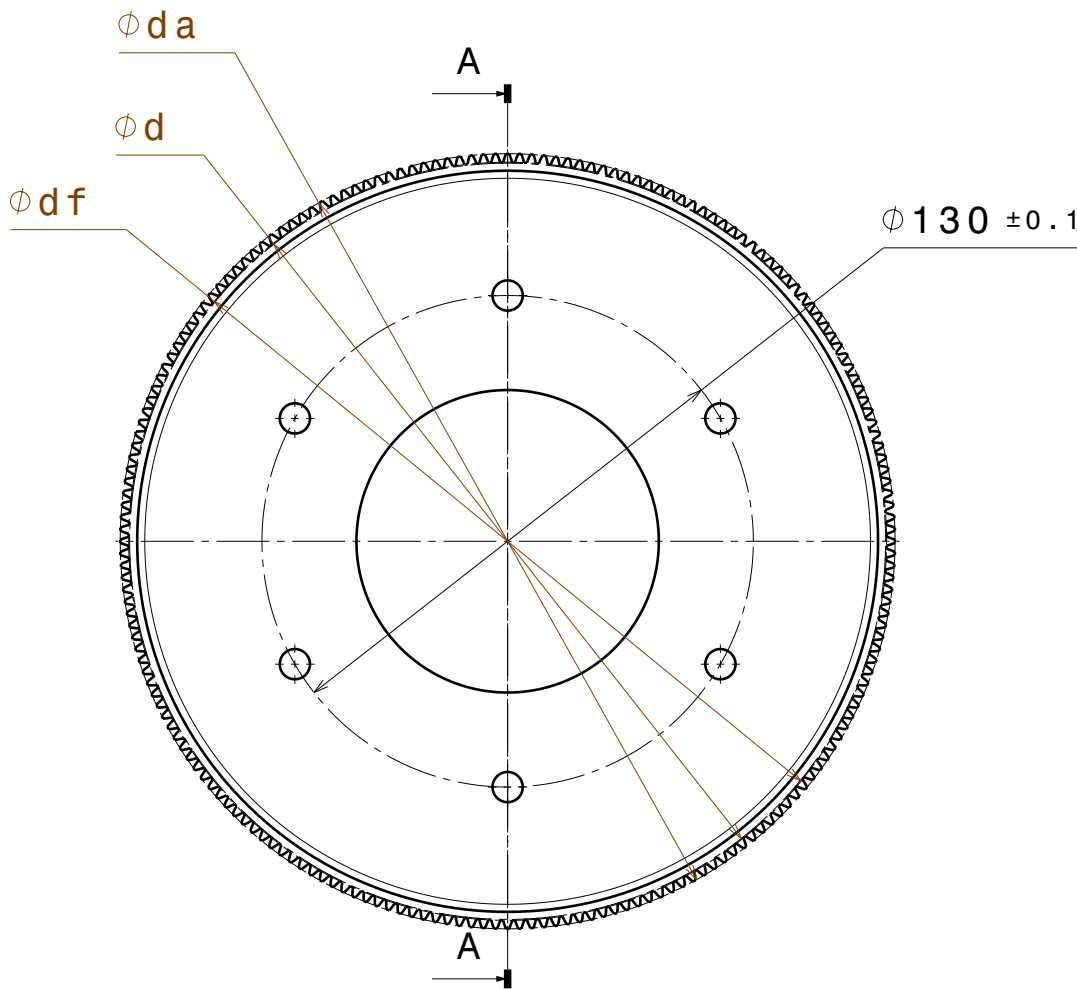
G

B

A



IZOMETRIJA
RAZMERA: 1:2



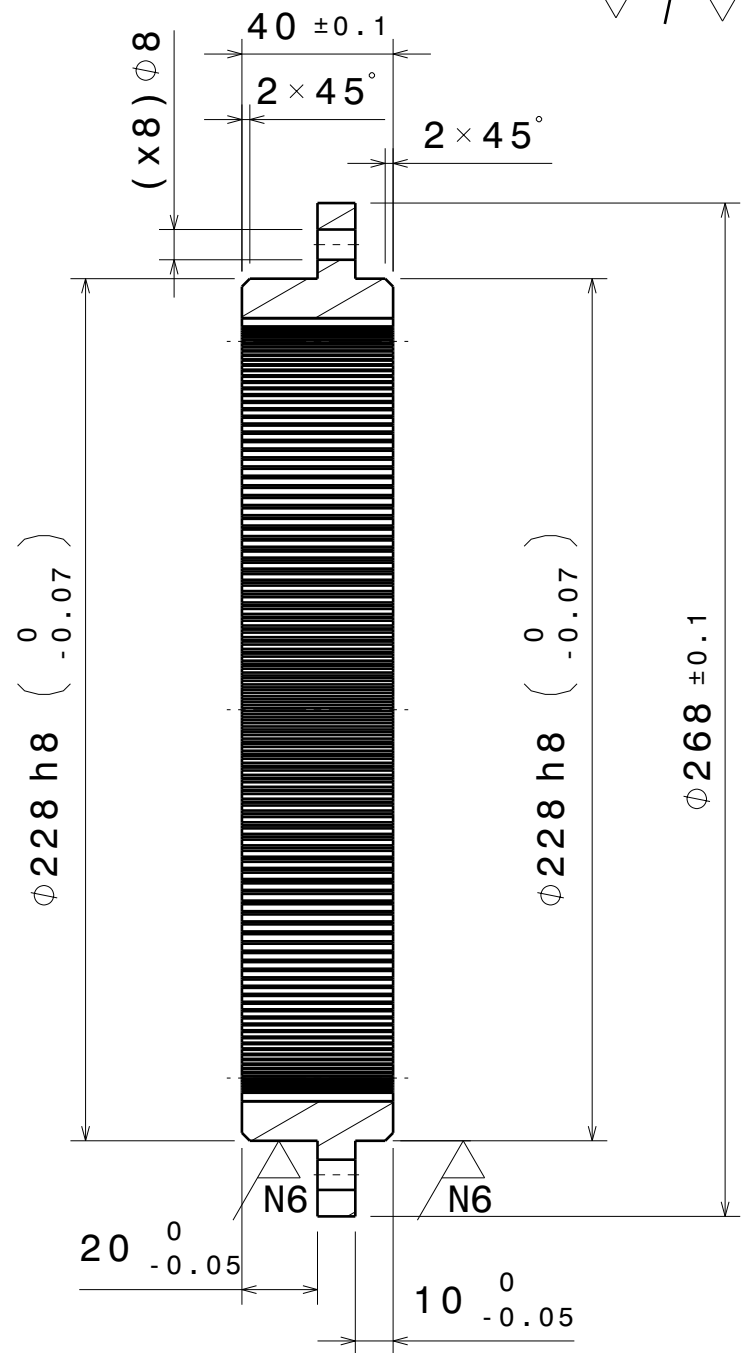
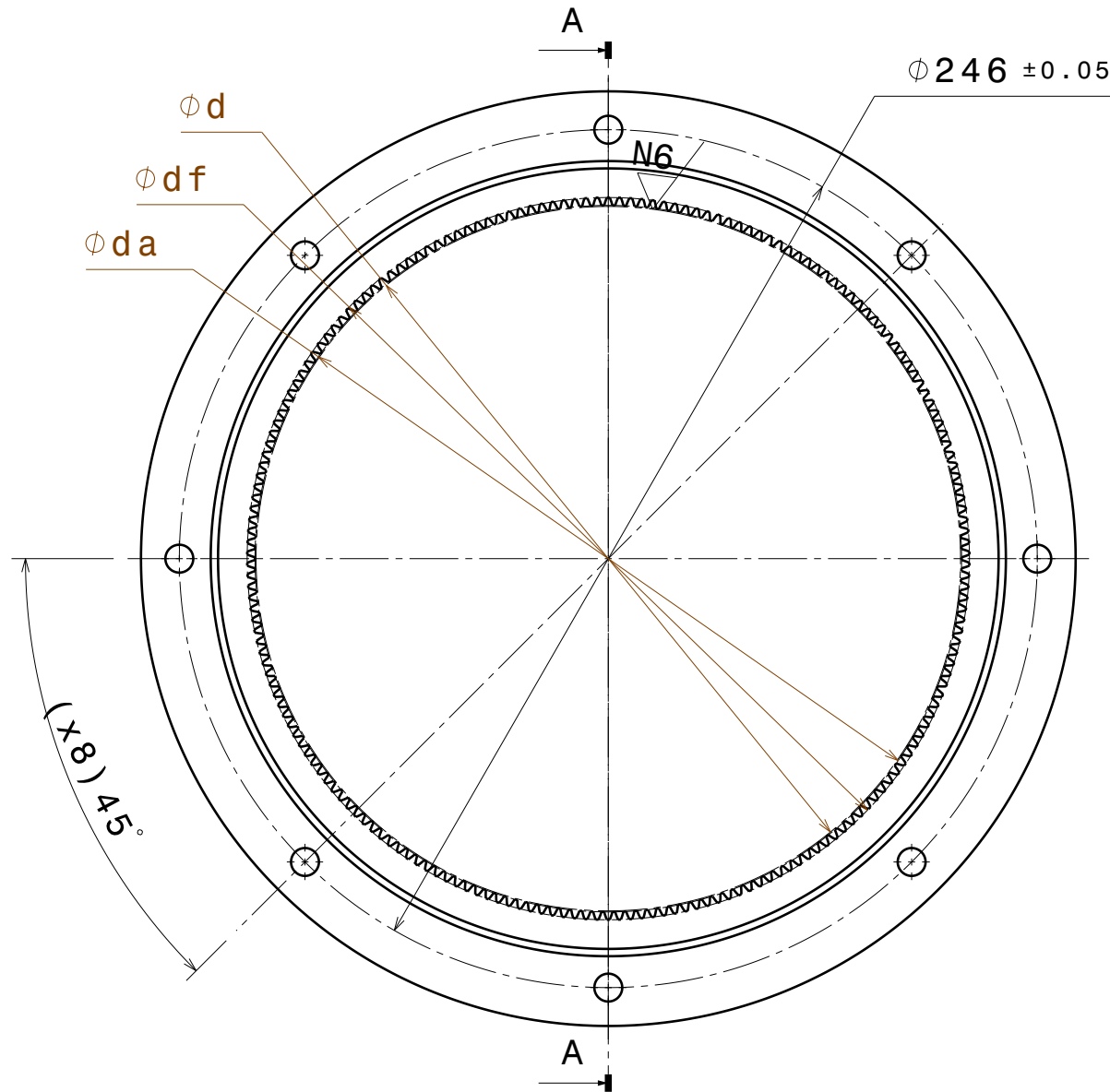
PRESEK A-A
RAZMERA: 1:2

MODUL [mm]	m	1
BROJ ZUBA	Z1	200
KORAK NA PODEONOM PRECNIKU [mm]	p	3.142
POMERANJE PROFILA	x	1.5
PODEONI PRECNIK [mm]	d	200
TEMENI PRECNIK [mm]	da	205
PODNOZNI PRECNIK [mm]	df	200.5
SIRINA ZUPCANIKA [mm]	b	40
MERA PREKO ZUBA [mm]	W	70.25
BR. MERENIH ZUBA	Zw	23

MATERIJAL C4732 (42CrMo4)		FIN KG				
TERMICKA OBRADA POBOLJSATI 260-290 HB						
KONSTRUISAO F.Ristovic		DATUM 10/02/2021		NAZIV DELA ELASTICNI ZUPCANIK		
KONTROLISAO		DATUM		FORMAT A3	BROJ DELA ELASTICNI ZUPCANIK	REV
POV. ZASTITA FOSFATNI SLOJ SNO 2340				RAZMERA 1:2	MASA(kg) 2.357kg	LIST 1/1



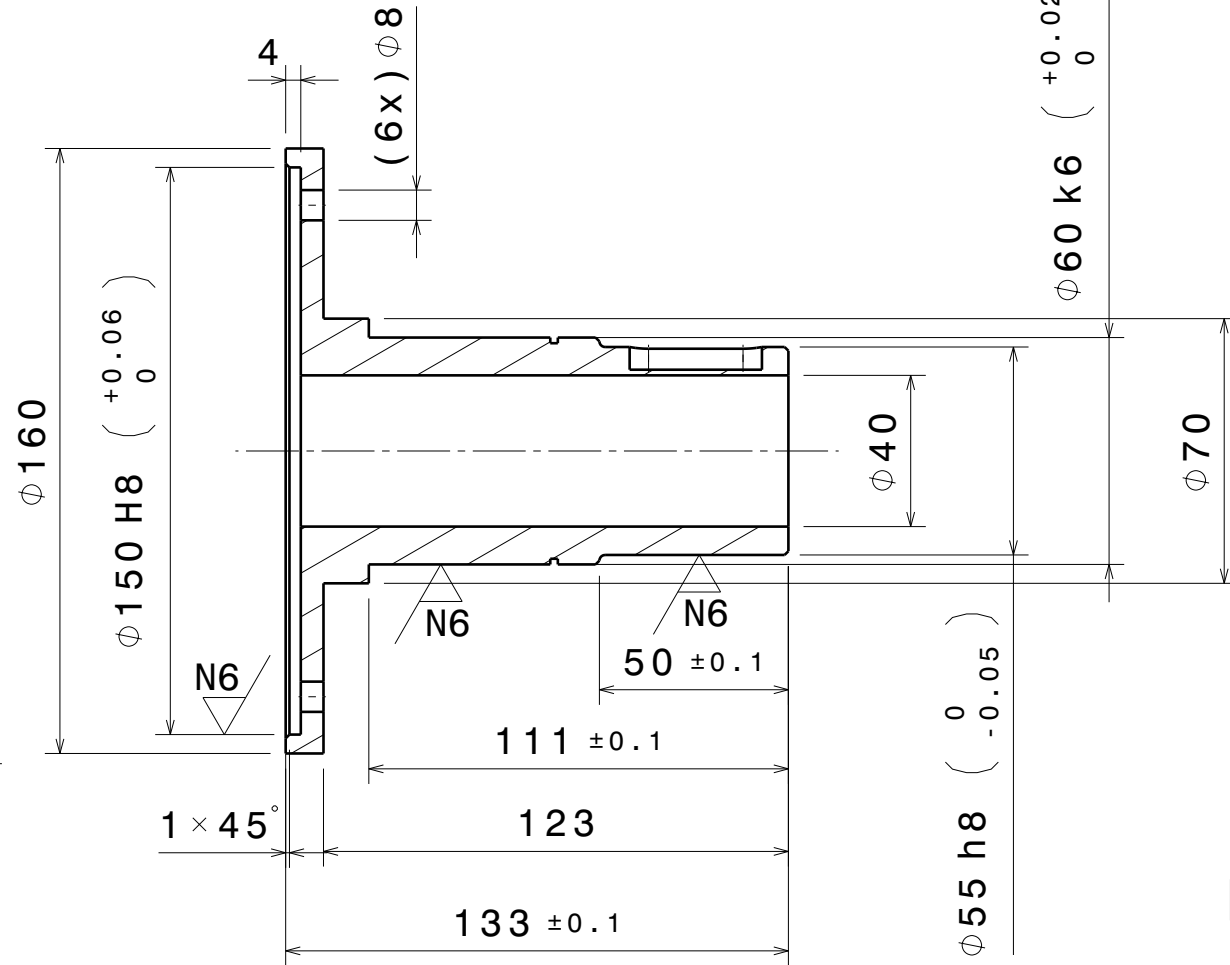
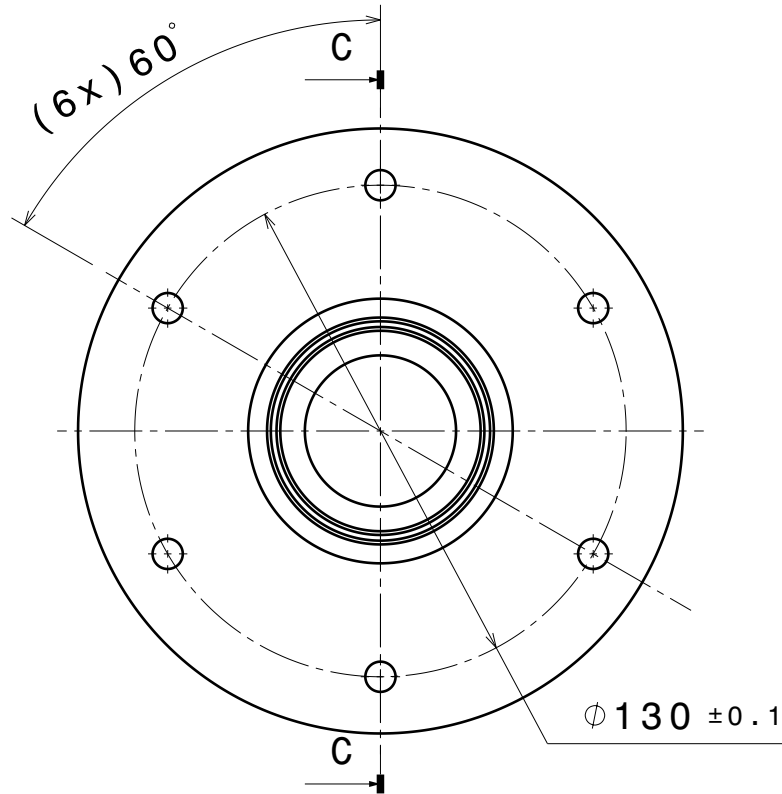
IZOMETRIJA
RAZMERA: 1:2



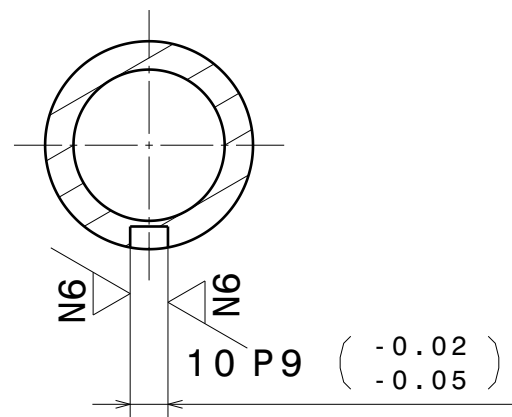
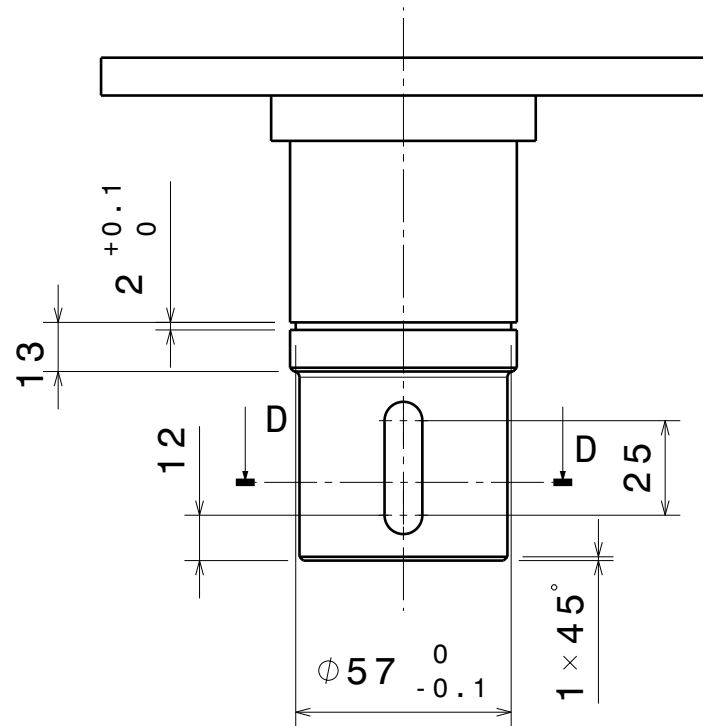
PRESEK A-A
RAZMERA: 1:2

MODUL [mm]	m	1
BROJ ZUBA	Z2	202
KORAK NA PODEONOM PRECNIKU [mm]	p	3.142
POMERANJE PROFILA	x	1.3
PODEONI PRECNIK [mm]	d	202
TEMENI PRECNIK [mm]	da	202.6
PODNOZNI PRECNIK [mm]	df	207.1
SIRINA ZUPCANIKA [mm]	b	40
NERA PREKO ZUBA [mm]	W	68.363
BR. MERENIH ZUBA	Zw	23

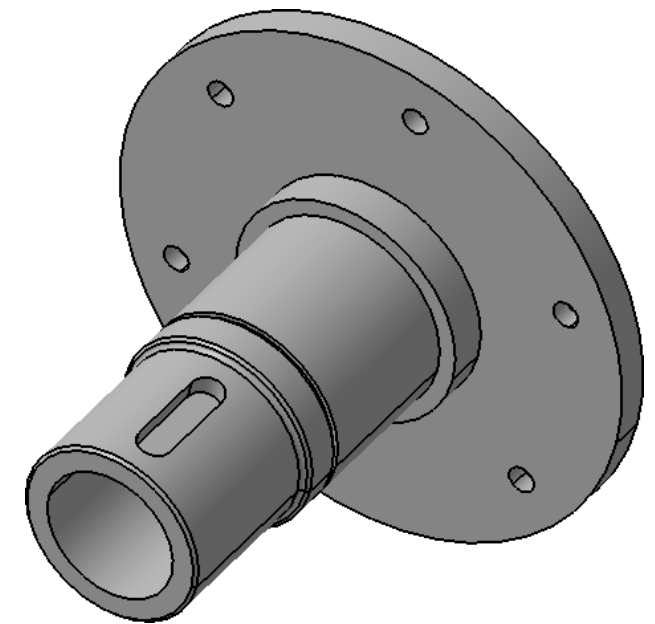
MATERIJAL C4320 (16MoCr5)		FIN KG					
TERMICKA OBRADA POBOLJSATI 190-210 HB							
KONSTRUISAO F.Ristovic		DATUM 10/02/2021		NAZIV DELA CVRSTI ZUPCANIK			
KONTROLISAO		DATUM		FORMAT A3		BROJ DELA CVRSTI ZUPCANIK	REV
POV. ZASTITA FOSFATNI SLOJ SNO 2340				RAZMERA 1:2		MASA(kg) 3.634kg	LIST 1/1



PRESEK C-C
RAZMERA: 1:2

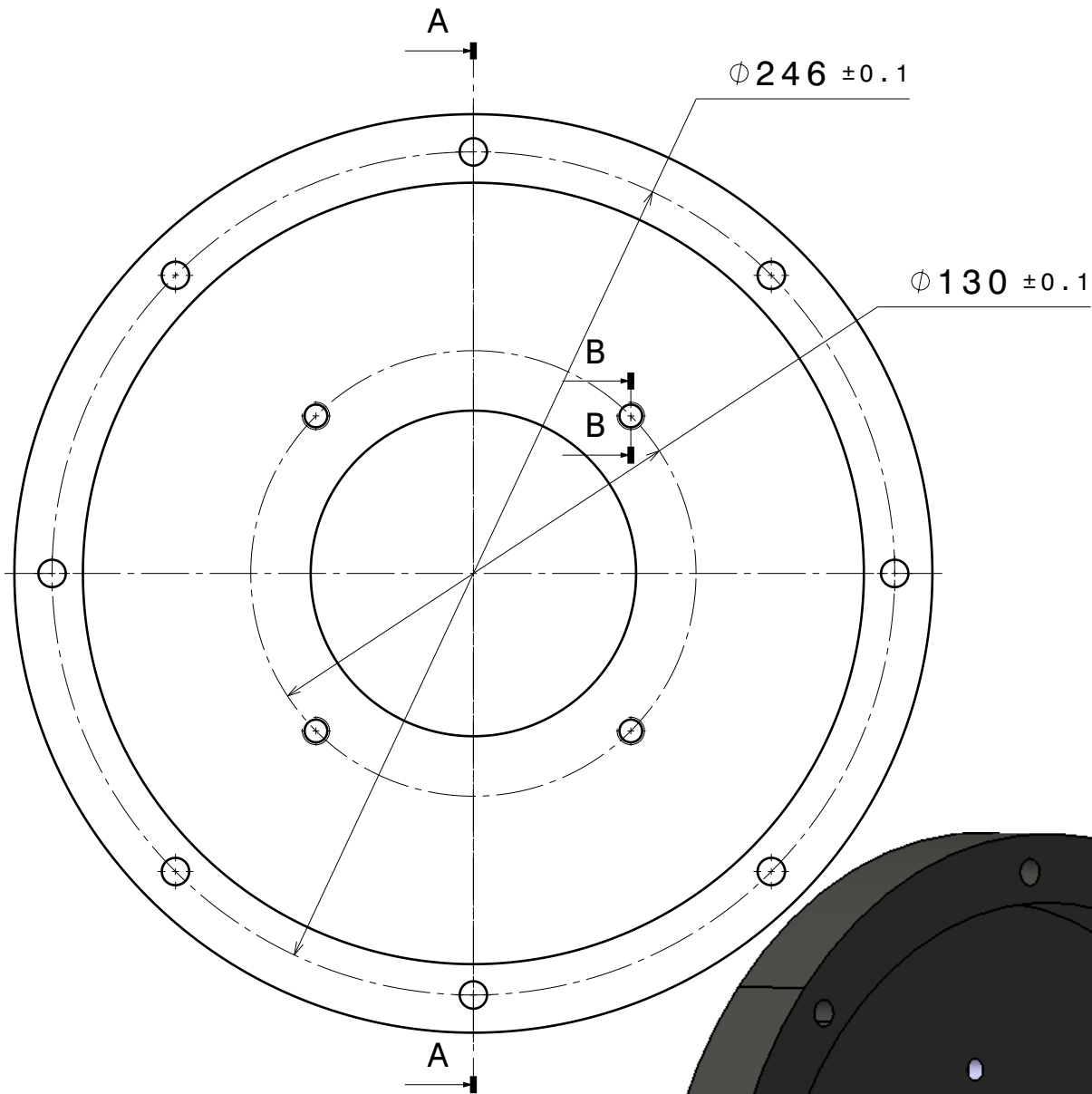


PRESEK D-D
Razmera: 1:2

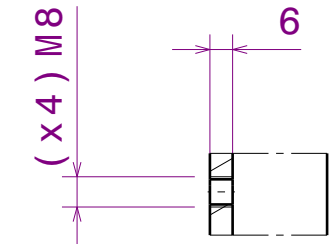
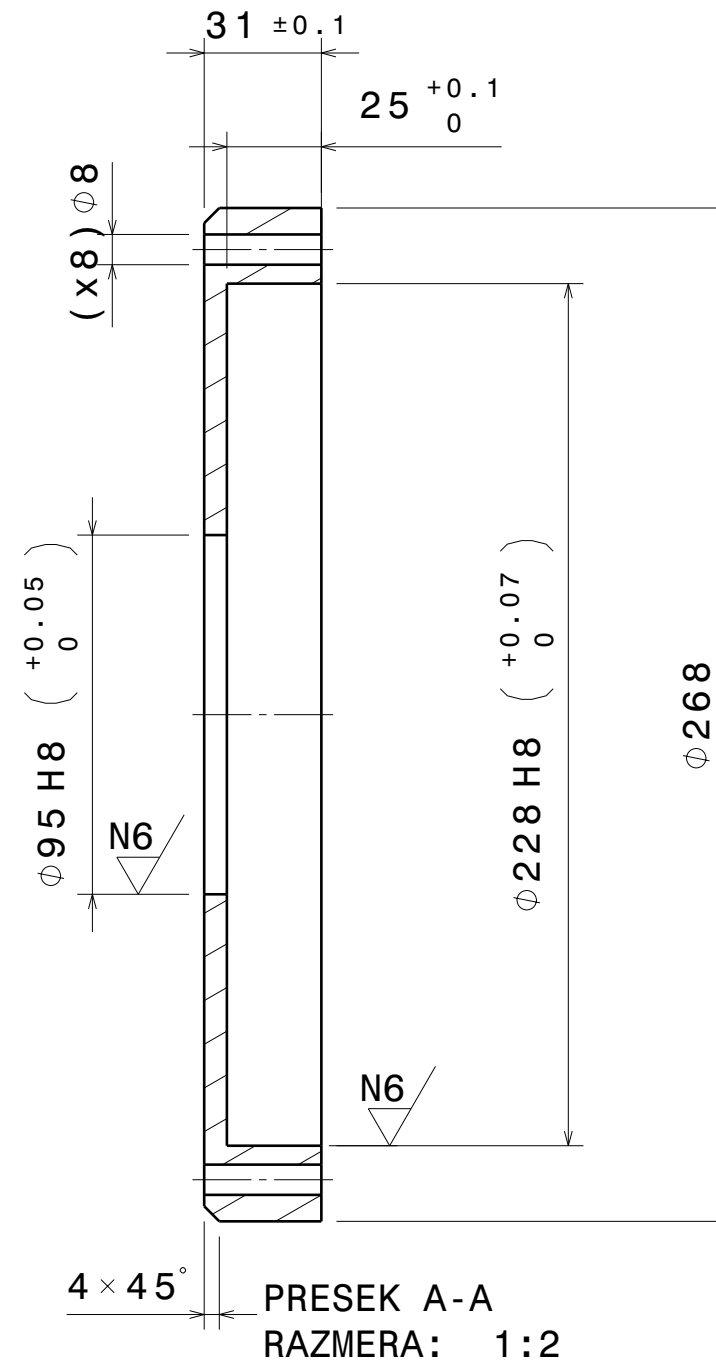
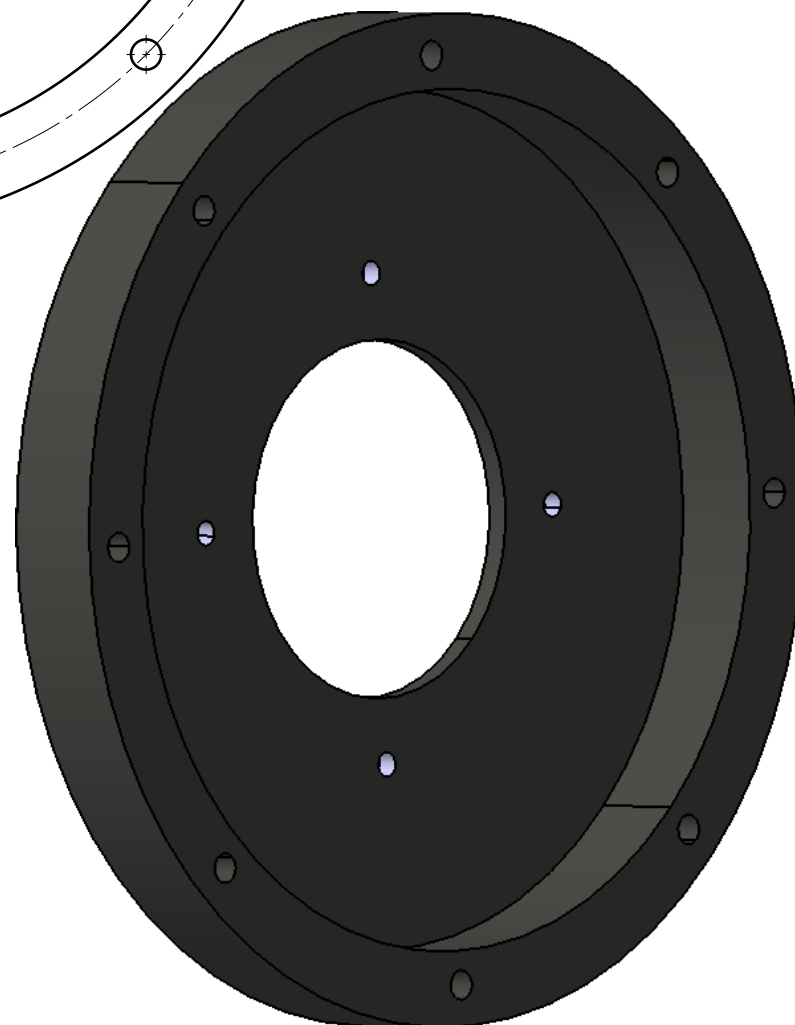


IZOMETRIJA
RAZMERA: 1:2

MATERIJAL C4732		FIN KG			
TERMICKA OBRADA POBOLJSATI 200-220 HB		NAZIV DELA			
KONSTRUISAO F.Ristovic	DATUM 10/02/2021	IZLAZNA OSOVINA			
KONTROLISAO	DATUM	FORMAT A3	BROJ DELA		REV
POV. ZASTITA FOSFATNI SLOJ SNO 2325		IZLAZNA OSOVINA			
		RAZMERA 1:2	MASA(kg)	1.6kg	LIST 1/1

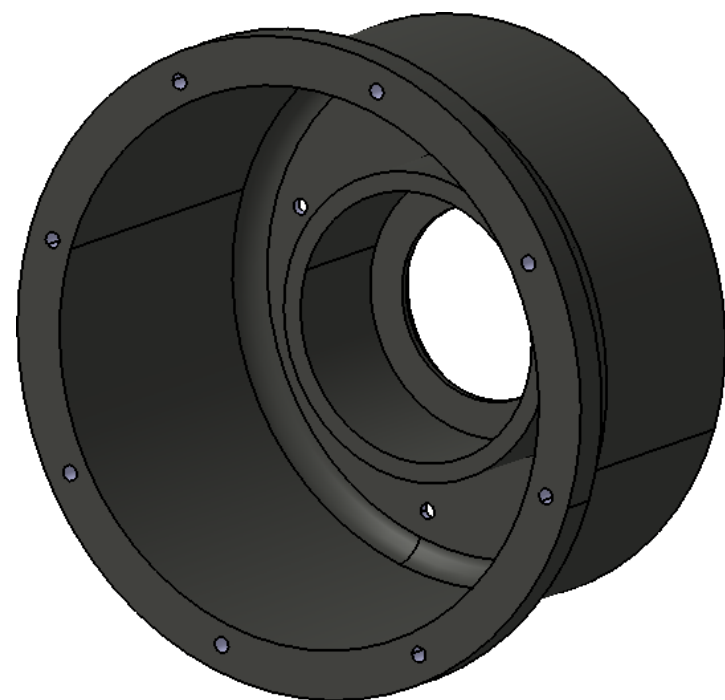
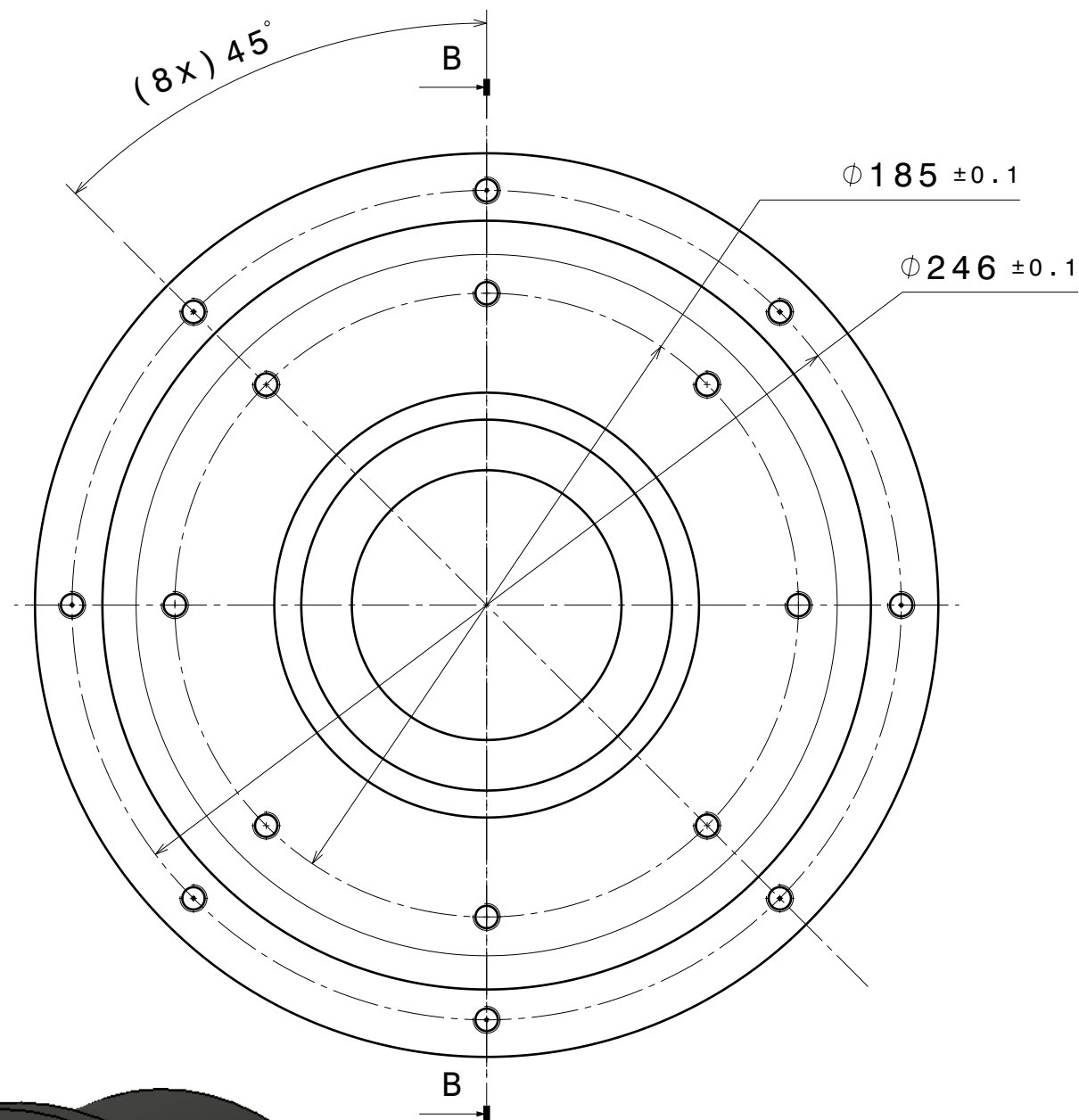


IZOMETRIJA
RAZMERA: 1:2

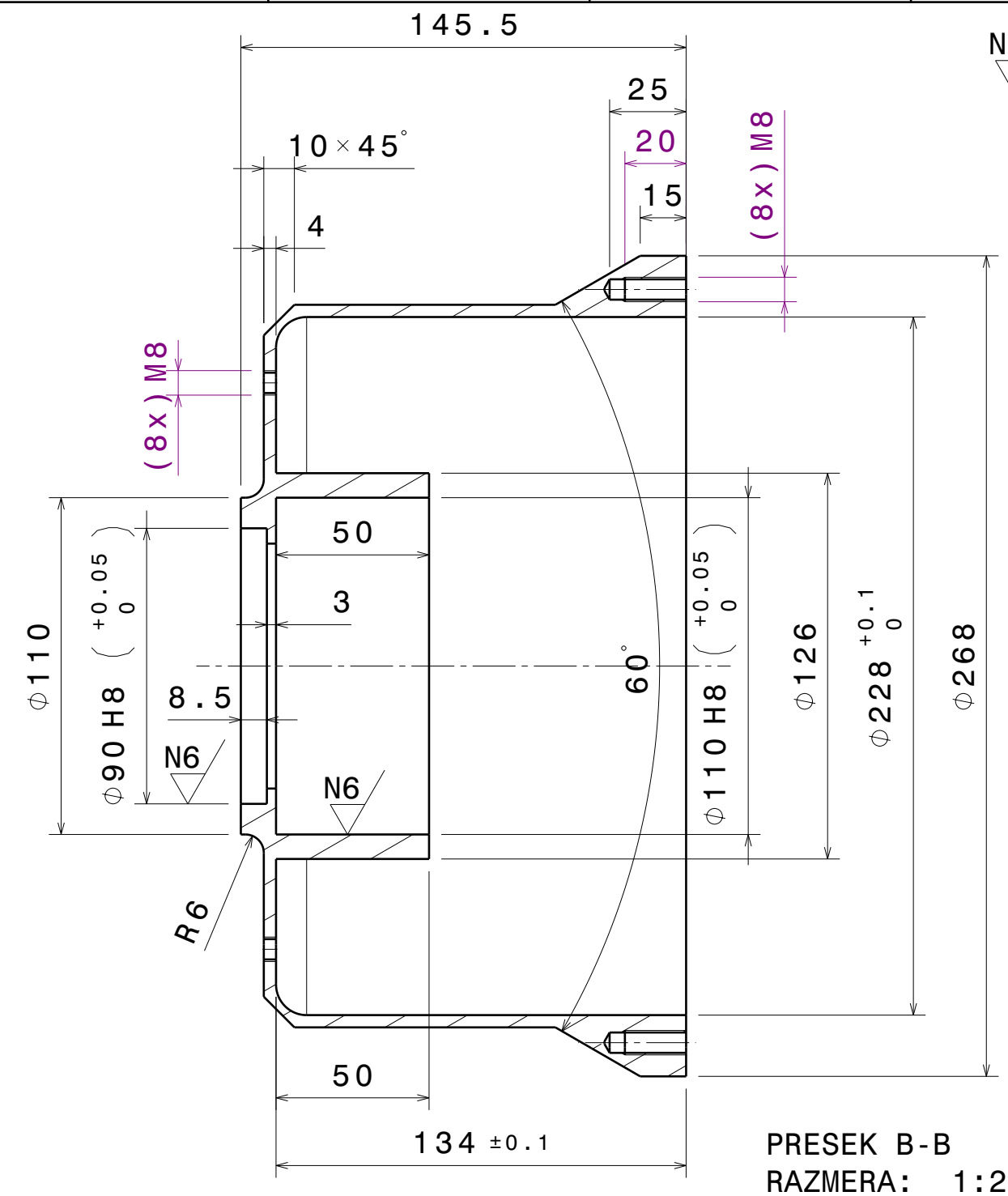


PRESEK B-B
RAZMERA: 1:2

MATERIJAL Al 5380		FIN KG				
TERMICKA OBRADA						
KONSTRUISAO F.Ristovic		DATUM 10/02/2021		NAZIV DELA KUCISTE PREDNJI DEO		
KONTROLISAO		DATUM		FORMAT A3	BROJ DELA KUCISTE PREDNJI DEO	REV
POV. ZASTITA CRNO ELOKSIRANJE				RAZMERA 1:2	MASA(kg) 1.804kg	LIST 1/1



IZOMETRIJA
RAZMERA: 1:3



PRESEK B-B
RAZMERA: 1:2

MATERIJAL A1 5380		FIN KG			
TERMICKA OBRADA					
		NAZIV DELA			
KONSTRUISAO F.Ristovic	DATUM 10/02/2021	KUCISTE PREDNJI DEO			
KONTROLISAO	DATUM	FORMAT	BROJ	DELA	REV
		A3		KUCISTE PREDNJI DEO	
POV. ZASTITA CRNO ELOKSIRANJE		RAZMERA 1:2	MASA(kg)	2.665kg	LIST 1/1