

Oblikovanje sklopa gonjenih vratila za dvosmjerni pogon

Kralj-Vrsalović, Lucija

Master's thesis / Diplomski rad

2024

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:909229>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-01**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**OBLIKOVANJE SKLOPA GONJENIH VRATILA ZA
DVOSMJERNI POGON / DESIGN OF THE DRIVEN SHAFTS
ASSEMBLY FOR TWO-WAY DRIVE**

Rijeka, 2024.

Lucija Kralj-Vrsalović

0035204917

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**OBLIKOVANJE SKLOPA GONJENIH VRATILA ZA
DVOSMJERNI POGON / DESIGN OF THE DRIVEN SHAFTS
ASSEMBLY FOR TWO-WAY DRIVE**

Mentor: Prof. dr. sc. Marina Franulović

Komentor: Dr. sc. Matej Gljuščić

Rijeka, 2024.

Lucija Kralj-Vrsalović

0035204917

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET
POVJERENSTVO ZA DIPLOMSKE ISPITE

Rijeka, 7. prosinca 2023.

Zavod: Zavod za konstruiranje u strojarstvu
Predmet: Mehaničke konstrukcije
Grana: 2.11.01 opće strojarstvo (konstrukcije)

ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Lucija Kralj-Vrsalović**
Studij: Sveučilišni diplomski studij strojarstva
Modul: Konstruiranje i mehatronika

Zadatak: Oblikovanje sklopa gonjenih vratila za dvosmjerni pogon / Design of the driven shafts assembly for two-way drive

Opis zadatka:

Donja jedinica brodskog motora u kućištu sadrži prijenosnik snage sa stožastim zupčanicima kojima se prenosi snaga 588 kW na sklop gonjenih vratila koji omogućuju dvosmjernan pogon. Brzina vrtnje pogonskog vratila je 2300 min^{-1} , a prijenosni omjer za oba smjera je 1,58.

Potrebno je predložiti idejno rješenje, dimenzionirati i oblikovati sklop gonjenih vratila koja omogućuju dvosmjerni pogon te izraditi tehničku dokumentaciju. U radu je potrebno uzeti u obzir sve potrebne standardne i nestandardne elemente sklopa, na pravilan ih način izrabrati ili projektirati te posebnu pažnju posvetiti uležištenjima i toleriranim dijelovima.

Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanje diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.

Zadatak uručen pristupniku: 20. Ožujka 2023.

Mentor:

Predsjednik povjerenstva za
diplomski ispit:

Prof. dr. sc. Marina Franulović

Izv. prof.dr. sc. Igor Bonefačić

Dr. sc. Matej Gljuščić (komentor)

IZJAVA

Ja, Lucija Kralj-Vrsalović, izjavljujem i potpisom potvrđujem da sam ovaj rad napravila samostalno uz vodstvo mentorice prof. dr. sc. Marine Franulović i komentora dr. sc. Mateja Gljuščića. U izradi rada nisam se koristila drugim izvorima od onih koji su navedeni u radu.

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentorici prof. dr. sc. Marini Franulović na ukazanom strpljenju, razumijevanju i pomoći tijekom izrade ovog rada.

Zahvaljujem se i komentoru dr. sc. Mateju Gljuščiću na pomoći, dostupnosti i strpljenju koje mi je pružio prilikom izrade ovog rada.

Zahvaljujem se obitelji i prijateljima na potpori kojoj su mi pružali tijekom cijelog studiranja i pisanja ovog rada. Neizmjerne sam zahvalna Borni koji je bio uz mene uz sve uspone i padove. Učinili su moje poduže studiranje zabavnijim i manje teškim.

SADRŽAJ

1. UVOD	1
2. PRIJENOSNICI SNAGE	2
3. POGONSKI SUSTAV BRODA	7
3.1. Motor	8
3.2. Vratilo	9
3.3. Ležajevi	11
3.4. Propeler.....	11
3.5. Pogonski sustav za dvosmjerni pogon.....	12
3.6. Idejno rješenje i zahtjevi.....	14
4. DIMENZIONIRANJE SKLOPA	18
4.1. Model u KISSsysu	18
4.2. Dimenzioniranje zupčastih prijenosnika	24
4.2.1. Podmazivanje zupčanika.....	30
4.3. Dimenzioniranje vratila	31
4.3.1. Dimenzioniranje gonjenog vratilo 1	32
4.3.2. Dimenzioniranje gonjenog vratila 2	37
5. ANALIZA VRATILA.....	43
5.1. Analiza gonjenog vratila 1	43
5.2. Analiza gonjenog vratila 2	46
6. ZAKLJUČAK	51
LITERATURA.....	52
POPIS OZNAKA	54
POPIS SLIKA	57
POPIS TABLICA.....	59
SAŽETAK.....	60
SUMMARY	61

1. UVOD

Zadatak rada je oblikovanja sklopa gonjenih vratila za dvosmjerni pogon broda. Dvosmjerni pogon sastavni je dio svakog plovila i omogućuje plovilima jednostavno upravljanje. Ova tehnologija omogućuje kretanje broda unaprijed i unatrag, a postiže se brodskim pogonskim sustavom i prijenosnicima snage.

Brodski pogonski sustav osigurava pretvorbu i prijenos energije. Osim što omogućuje kontrolu smjera i brzine kretanja broda, brodski pogonski sustav oblikuje se i s namjerom optimizacije potrošnje goriva i smanjenju štetnih emisija. Brodski pogonski sustav integrira različite komponente poput motora, prijenosnika snage, statvene cijevi, propelerskog vratila i propulzora.

Prijenosnici snage ključni su elementi svakog pogonskog sustava. Kod brodskih pogonskih sustava, prijenosnici snage čine vezu između motora i propulzora. Njihova uloga u prijenosu snage, okretnog momenta i brzine vrtnje omogućava optimalno prilagođavanje radnog stroja specifičnostima pogonskog stroja. Pravilnim odabirom i oblikovanjem prijenosnika snage postiže se veća učinkovitost, trajnost i ekonomičnost, što je uvijek poželjno u inženjerskom svijetu. Razlikuju se mehanički prijenosnici, hidraulički i pneumatski prijenosnici, električni prijenosnici i kombinirani prijenosnici. U ovom radu najbitniji su mehanički prijenosnici, specifično zupčasti prijenosnici. Sastavni dijelovi zupčastog prijenosnika snage su zupčanici, vratila, ležajevi i spojke.

Najvažniji dio prijenosnika snage za ovaj rad su vratila. Pogonsko vratilo spojeno izravno sa motorom te od njegovog vratila prima rotacijsko gibanje i rotira maksimalnom brzinom motora. Gonjeno vratilo prenosi okretni moment i snagu sa reduktora do propelera, koji ih pretvara u translacijsko gibanje. Gonjena vratila posebno su bitna za ovaj rad.

U nastavku rada biti će detaljnije opisani prijenosnici snage, posebno mehanički prijenosnici snage. Osim toga razradit će se i tema pogonskog sustava broda i njegovih dijelova. Od zadanih podataka i postavljenih uvjeta biti će dano idejno rješenje sklopa gonjenih vratila za dvosmjerni pogon broda. Sklop će dalje biti razređen u programu KISSsys, pomoću kojeg će se napraviti dimenzioniranje sklopa, proračun i analiza vratila. Na temelju toga izradit će se 3D modeli vratila i njihovi nacrti.

2. PRIJENOSNICI SNAGE

Prijenosnici snage su strojni sklopovi koji služe za prijenos snage i gibanja te se nalaze između pogonskog i radnog stroja. Sastavljeni su od najmanje tri člana koji pretvaraju okretni moment i brzinu vrtnje pogonskog stroja te ih prilagođuju radnom stroju. Prijenosnici snage se koriste u tri slučaja:

1. Ako je brzina vrtnje radnog stroja koja je potrebna manja od brzine vrtnje pogonskog stroja
2. Ako se treba ostvariti promjenjiva brzina vrtnje radnog stroja
3. Ako radni stroj treba ostvariti veći okretni moment od okretnog momenta pogonskog stroja.

Pravilnim odabirom prijenosnika snage utječe se na stupanj iskoristivosti, funkcionalnost, trajnost sklopa, ekonomičnost i sigurnost u radu. [1]

Prijenosnici snage mogu se podijeliti s obzirom na više aspekata, a jedan od njih je promjenjivost prijenosnog omjera. Prijenosni omjer definiran je kao omjer brzina pogonskog (ulaznog) i gonjenog (izlaznog, radnog) člana. S obzirom na promjenjivost prijenosnog omjera razlikuju se:

1. Prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom
2. Prijenosnici s promjenjivim prijenosnim omjerom.

Prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom projektirani su za samo jedan prijenosni omjer. Kod prijenosnika s promjenjivim prijenosnim omjerom promjena prijenosnog omjera može se odvijati kontinuirano ili stupnjevano. [2]

Prijenosnici snage mogu se podijeliti i prema načinu prijenosa okretnog momenta, pri čemu se razlikuju:

1. Mehanički prijenosnici
2. Hidraulički i pneumatski prijenosnici
3. Električni prijenosnici
4. Kombinirani prijenosnici.

Kod mehaničkih prijenosnika snage moment se prenosi trenjem ili oblikom preko nespojednog ili posrednog dodira pogonskog i gonjenog elementa. Kod hidrauličkih i pneumatskih prijenosnika

snage moment se prenosi preko tekućina ili plinova koji se većinom nalaze pod tlakom, dok se kod električnih prijenosnika snage moment prenosi električnim putem. [1]

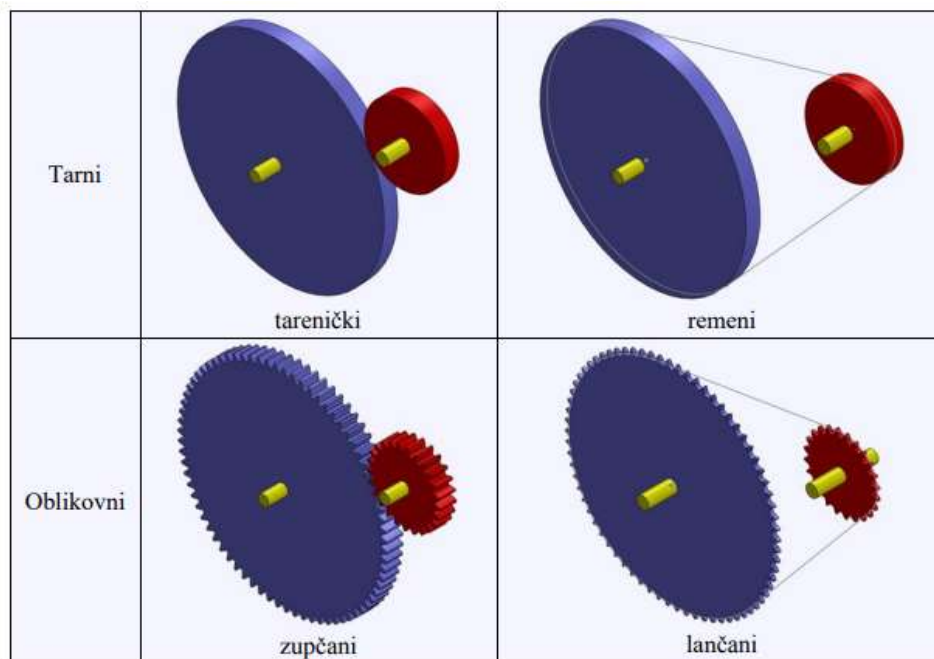
Kod mehaničkih prijenosnika se energija prenosi kružnim gibanjem strojnih elemenata, a po potrebi se dinamika korištenja mehaničke energije i gibanja vratila pogonskog stroja prilagođava potrebama radnog stroja. Mehanički prijenosnici koriste se u slučajevima kada je:

- a) Brzina vrtnje izlaznog vratila pogonskog stroja prevelika za potrebe radnog stroja – reduktori
- b) Brzina vrtnje izlaznog vratila pogonskog stroja premala za potrebe radnog stroja – multiplikatori
- c) Os rotacije izlaznog vratila pogonskog stroja nekolinearna sa osi ulaznog vratila radnog stroja
- d) Potreban smjer vrtnje ulaznog vratila radnog stroja suprotan od smjera vrtnje izlaznog vratila pogonskog stroja
- e) Za pogon jednog radnog stroja potrebno više pogonskih strojeva
- f) Jedan pogonski stroj primjenjen za pogon više radnih strojeva. [3]

Mehanički prijenosnici mogu se podijeliti na:

1. Tarni
2. Remenske
3. Lančane
4. Zupčane. [1]

Navedene vrste mogu se svrstati na one kod kojih je mehanizam prijenosa tarni, odnosno frikcijski i na one kod kojih se prijenos ostvaruje oblikom. Tarni prijenos javlja se kod tarnih i remenskih prijenosnika, a prijenos oblikom kod lančanih i zupčastih prijenosnika. [3] Na Slika 2.1 prikazana je podjela mehaničkih prijenosnika s obzirom na mehanizam prijenosa.



Slika 2.1 Podjela mehaničkih prijenosnika s obzirom na mehanizam prijenosa [3]

Tarni prijenosnici najjednostavniji su oblik mehaničkih prijenosnika. Kod njih se gibanje prenosi direktnim kontaktom, odnosno trenjem tarnih komponenti koje se nazivaju tarenice. S obzirom na oblik tarenica razlikujemo valjkaste, klinaste, stožaste i pločaste tarenice. [3]

Remenski prijenosnici, kao i tarni, koriste trenje za prijenos energije s pogonskog stroja na gonjeni. Najjednostavniji oblik remenskog prijenosnika, sastoji se od dvije cilindrične remenice (pogonska remenica i gonjena remenica) i plostanog remena. [3]

Lančani prijenosnici snagu prenose oblikom putem prikladno oblikovanih lančanika i lanaca. Lančani prijenos svojevrstan je prijelazni oblik između remenskog i zupčanog prijenosa. Kao i remenski prijenosnici, lančani prijenosnici moraju imati najmanje tri elementa za prijenos snage: elemente koji predaju, odnosno primaju snagu (lančanici) i gibljivu vezu između elemenata koji predaju i primaju snagu (lanac). [4]

Zupčani prijenosnik strojni je element koji okretno gibanje i snagu prenosi oblikom s jednog vratila na drugo. Prijenos oblikom odvija se zahvatom zuba zupčanog para. Zbog takvog načina rada prijenosni omjer kod zupčanih prijenosnika uvijek je konstantan. Zupčani prijenosnici sastoje se

od jednog ili više parova zupčanika u zahvatu, sukladno čemu mogu biti jednostupanjski ili višestupanjski. Zupčani prijenosnici mogu se podijeliti u tri skupine:

1. Prijenos s paralelnim vratilima
2. Prijenos s vratilima čije se osi sjeku
3. Prijenos s vratilima koja su mimosmjerna.

Svaka skupina ima svoj temeljni oblik zupčanika. Temeljni oblik zupčanika za prijenos s paralelnim vratilima je cilindar. Za prijenos s vratilima koja se sjeku temeljni oblik zupčanika je stožac. Za prijenos sa mimosmjernim vratilima postoje različiti temeljni oblici, pri čemu razlikujemo pužne prijenose, hipoidne konične zupčanike i vijčanike. [5]

U skupinu cilindričnih zupčanika, koji se još nazivaju i čelnici, ubrajaju se i zupčanik i ozubljeni letva. Ozubljenje kod cilindričnih zupčanika može biti vanjsko ili unutarnje. Kod vanjskog ozubljenja smjer vrtnje zupčanika je različit, dok je kod unutarnjeg ozubljenja smjer vrtnje jednak. Zubi kod cilindričnih zupčanika mogu biti ravni ili kosi. Prednosti korištenja zupčanika s ravnim zubima su jednostavna izvedba i izrada te održavanje. Nedostaci zupčanika sa ravnim zubima su velika naprežanja na zubima, male brzine vrtnje i bučan rad. U slučajevima kada buka nije problem zupčanici sa ravnim zubima mogu se koristiti pri bilo kojim brzinama okretanja. Zupčanici s kosim zubima koriste se u slučajevima velikih brzina vrtnje, velikog prijenosnog omjera ili kada je potrebno buku svesti na minimum. Njihov nedostatak je pojava aksijalne sile zbog koje je potrebno odabrati odgovarajući ležaj koji će tu silu “poništiti”. [6] Na Slika 2.2 prikazan je primjer cilindričnog zupčanika s ravnim zubima.



Slika 2.2 Cilindrični zupčanici s ravnim zubima [6]

Ozubljena letva ili ozubnica vrsta je zupčanika čiji je polumjer beskonačno velik. Bokovi zuba ozubljene letve su ravni. Ona se koristi za pretvorbu translacije u rotaciju ili obrnuto, odnosno za pretvorbu sile u moment ili obrnuto. Promjer zupčanika koji je u zahvatu sa ozubljenom letvom određuje brzinu kojom se letva pomiče. [5] [6]

Stožasti zupčanici oblika su krnjeg stošca i u većini slučajeva se njihove osi sijeku pod kutom od 90° . Zubi kod stožastih zupčanika mogu biti ravni, spiralni ili kružni. Oni se koriste kada je potrebno osigurati promjenu smjera rotacije vratila. Prilikom izrade stožastih zupčanika potrebna je velika preciznost. Vratila ovih zupčanika projektiraju se tako da mogu izdržati velika opterećenja. [6] Na Sliku 2.3 prikazan je primjer stožastih zupčanika.



Slika 2.3 Konični zupčanici [6]

Zupčanici s mimoilaznim osima mogu se podijeliti na vijčanike, pužne prijenose i zupčanike s hipoidnim i hiperboloidnim ozubljenjem. Vijčanici su vrsta cilindričnih zupčanika s kosim ozubljenjem koji su postavljeni na način da su im osi mimoilazne. Pužni prijenos se sastoji od pužnog kola i pužnog vijka, koji može biti cilindričan ili globoidan. Osi su kod pužnog prijenosa mimoilazne i pod kutom od 90° . Pužni prijenos se koristi kada je potrebno jako reducirati brzinu vrtnje. Zupčanici s hiperboloidnim ozubljenjem imaju ozubljenje u obliku hiperboloida, a zupčanici s hipoidnim ozubljenjem u obliku krnjeg stošca. U oba slučaja osi su mimoilazne i pod kutom od 90° .

3. POGONSKI SUSTAV BRODA

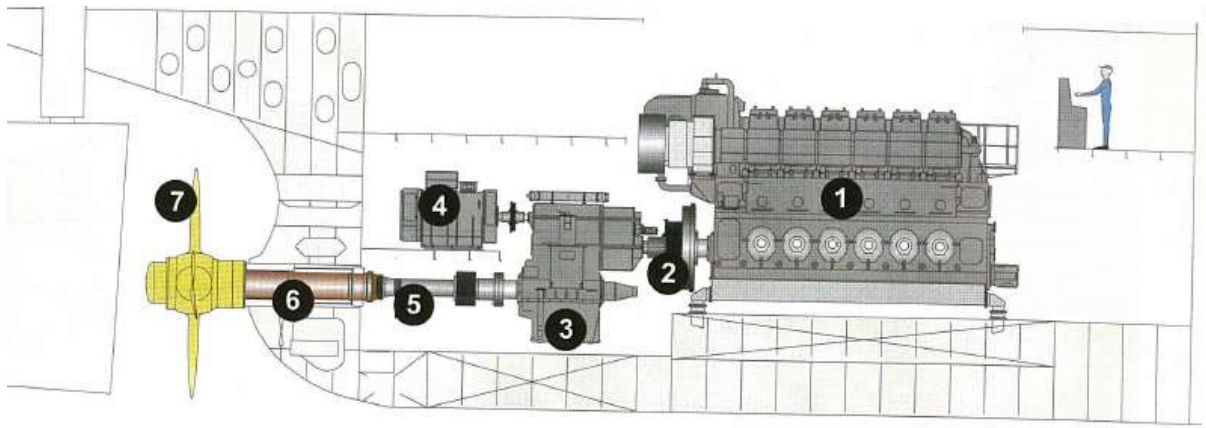
Pogonski sustav broda omogućuje pretvorbu i prijenos energije za pogon broda, odnosno omogućuje postizanje i održavanje brzine i smjera plovidbe. Broj pretvorbi energije ovisi o raspoloživom obliku energije koja se pretvara u mehaničku. U pogonskom sustavu broda s obzirom na način rada te konstrukciju razlikujemo brodske energetske strojeve s pokretnim dijelovima i brodske energetske uređaje bez pokretnih dijelova. Brodski energetske strojevi koji kemijsku energiju pretvaraju u mehaničku nazivaju se prvopokretači. Brodski prvopokretački uključuju motore s unutrnjim izgaranjem (dizelske motore, benzinske motore), parne turbine, plinske turbine i stapne parne strojeve. U ostale brodske energetske strojeve i uređaje ubrajaju se gorivi članci, fonotonaponski članci, baterije, elektromotri, hidromotori i hidrauličke pumpe. [7]

Od motora do propulzora u lancu prijenosa energije sudjeluju različiti konstrukcijski elementi poput vratila, ležajeva, reduktora, spojki, električnih vodioca, razvodnih postrojenja, hidrauličkih i pneumatskih cjevovoda te opreme za upravljanje, regulaciju i sigurnost rada. Za ovaj rad najbitnija komponenta pogonskog sustava broda su vratila, o kojima će se detaljnije pisati u nastavku rada. Strojevi koji mehaničku energiju ne koriste za pogon propulzora, već ju pretvaraju u druge oblike energije ili služe za druge energetske potrebe na brodu nazivaju se brodski agregati. [7]

Današnji konvencionalni pogonski sustav broda sastoji se od sljedećih dijelova:

1. Motor
2. Pogonsko vratilo i elastična spojka
3. Reduktor
4. Generator
5. Statvena cijev sa ležajem
6. Propelersko vratilo
7. Propeler. [8]

Na Slika 3.1 prikazana je shema konvencionalnog pogonskog sustava broda.



Slika 3.1 Shema pogonskog sustava broda [8]

U sljedećim potpoglavljima detaljnije će se opisati neki od dijelova pogonskog sustava broda.

3.1. Motor

Kod konvencionalnih brodskih energetske sustava postoji jasna podjela na pogonska i pomoćna energetska postrojenja. Pogonsko postrojenje služi za snabdijevanje porivnog sustava energijom. Pomoćno postrojenje opskrbljuje pogonsko postrojenje i sve druge potrošače na brodu električnom energijom. Najčešće korištena vrsta prvopokretača kod brodova je dizelski motor, koji se može koristiti kod svih vrsta brodova. Najpovoljniji su izvor energije zbog svoje pouzdanosti, energetske učinkovitosti, dostupnosti, jednostavnosti održavanja te niske cijene i dostupnosti teškog dizelskog goriva. [7] Na Slika 3.2 nalazi se primjer brodskog dizelskog motora.



Slika 3.2 Brodski dizelski motor [9]

S obzirom na brzinu vrtnje motori se mogu podijeliti na sporohodne motore, srednje brzohodne motore i brzohodne motore. [10] Sporohodni motori koriste se za velike brodove kojima je potrebna mala brzina plovidbe, ali velika pogonska snaga i moment. Problem takvih motora je što zauzimaju puno prostora u odnosu na druge vrste motora zbog čega se češće koriste srednje brzohodni i brzohodni motori. U tom slučaju, potreban je reduktor kako bi se smanjila visoka brzina vrtnje motora te kako bi motor i gonjeno vratilo radili na svojim optimalnim brzinama vrtnje. [11]

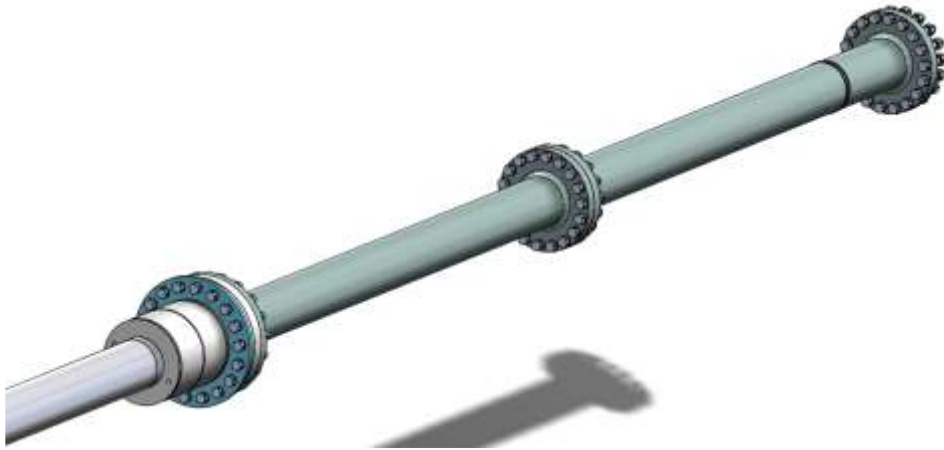
3.2. Vratilo

Pogonsko vratilo spojeno je izravno sa motorom te od njegovog koljenastog vratila prima rotacijsko gibanje i rotira maksimalnom brzinom motora. Kod uporabe brzohodnih motora pogonsko vratilo je dalje spojeno na reduktor. [11]

Gonjeno vratilo u pogonskom sustavu broda prenosi okretni moment i snagu sa reduktora do propelera, koji ih pretvara u translacijsko gibanje. Gonjeno vratilo na brodovima može se podijeliti na sva dijela:

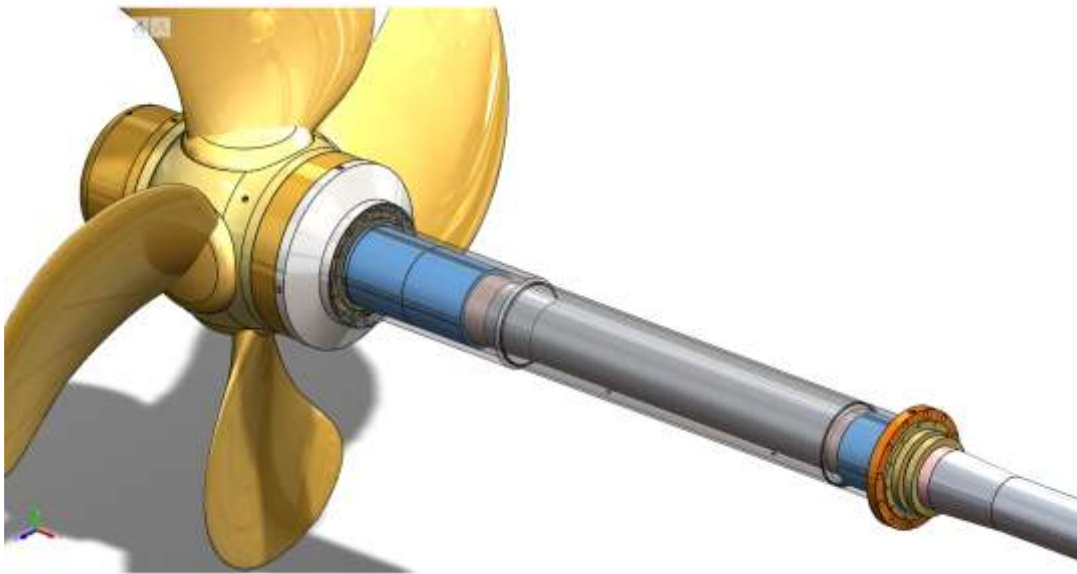
1. Srednje vratilo
2. Propelersko vratilo. [11]

Prvi dio gonjenog vratila kod brodova naziva se srednje vratilo. Ovih vratila može biti i više, ali za više od dva održavanje i servisiranje postaje problematično. Razlog tome je velika lančana sila koja djeluje na cijelo gonjeno vratilo i može uzrokovati velike deformacije i štetu zbog svoje velike mase. U kombinaciji sa velikom masom većeg broja srednjih vratila, vibracije koje djeluju na vratila mogu uzrokovati trajna oštećenja gonjenog vratila, zbog čega se preporučuje manji broj srednjih vratila. Jedini razlog zašto bi bio potreban veći broj srednjih vratila je ako se motor nalazi na većoj udaljenosti od propelera. [11] Na Slika 3.3 nalazi se prikaz 3D modela dva srednja vratila.



Slika 3.3 3D model srednjih vratila [12]

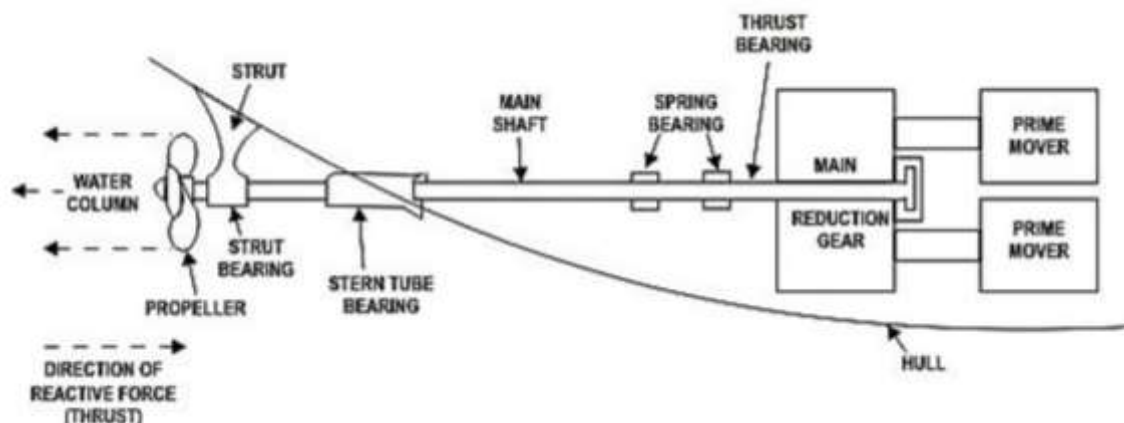
Drugi dio gonjenog vratila naziva se propellersko vratilo. Ono je direktno povezano sa propelerom i najvećim dijelom je smješteno unutar statvene cijevi. Statvena cijev je vodonepropusna cijev koja povezuje unutrašnjost broda sa morskom ili slatkom vodom oko broda te štiti propellersko vratilo od vanjskih utjecaja. Zbog toga je jako bitno osigurati dobro brtvljenje kako bi se spriječio ulazak vode u unutrašnjost broda. Osim što mehanički povezuje propeler sa ostatkom pogonskog sustava broda, propellersko vratilo služi kao oslonac za masu propelera, zbog čega je osigurano sa ležajevima na obje strane. [12] Na Slika 3.4 prikazan je 3D model propellerskog vratila i statvene cijevi.



Slika 3.4 3D model propellerskog vratila i statvene cijevi [12]

3.3. Ležajevi

Ležajevi su strojni elementi koji služe za nošenje, vođenje ili oslanjanje različitih pokretnih dijelova na mirujuće dijelove. Osim toga, ležajevi prenose sile s jednog elementa na drugi te smanjuju trenje između različitih elemenata. [13] Kod pogonskog sustava broda, ležajevi su strateški smješteni duž vratila prema poravnanju vratila kako bi osigurali ulogu oslonca, ali i pružali dinamičku potporu za bočne vibracije. Iz tog razloga, potrebno je napraviti detaljan proračun kako bi se mogao odabrati potreban broj ležaja i njihov točan položaj. Obično se dva ili više ležaja postavljaju unutar statvene cijevi kako bi osigurali potporu zbog momenta savijanja kojeg izaziva propeler. Osim njih, ovisno o duljini između motora i propelera, postavljaju se i drugi potrebni ležajevi duž srednjih vratila. Bitno je spomenuti i odrivni ležaj koji se nalazi ili kao zasebni ležaj ili unutar reduktora. [12] Na Slika 3.5 prikazan je smještaj različitih ležaja duž gonjenog vratila. Ležaj statvene cijevi (*stern tube bearing*) nalazi se blizu propelera, a odrivni ležaj (*thrust bearing*) nalazi se na izlazu iz reduktora (*reduction gear*). [14]

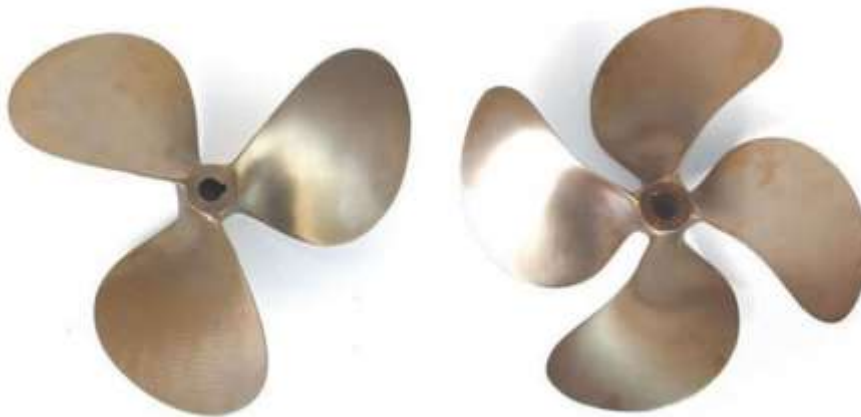


Slika 3.5 Smještaj ležaja statvene cijevi i odrivnog ležaja [14]

3.4. Propeler

Kako bi se brod mogao kretati određenom brzinom, potrebno je primijeniti silu dovoljnu za savladavanje otpora broda pri toj brzini. Izvor energije koji proizvodi tu silu može se nalaziti van broda, kada se brod pokreće veslima ili silom vjetra i jedrima, ili u brodu, kada se brod pokreće propulzorom. Propulzor je naprava koja snagu pogonskog stroja pretvara u poriv. Neke od vrsta

brodskih propulzora su vijčani propulzor, kolo s lopaticama, mlazni propulzor, cikloidni ili Voith-Schneiderov propeler i Kirsten-Boeingov propeler. [15] Danas se najviše koristi vijčani propulzor ili brodski vijak koji se u pomorskoj terminologiji najčešće naziva propelerom. Vijčani propulzor je uređaj koji svojom vrtnjom u vodi stvara potisak zbog hidrodinamičkih sila te tako pokreće brod. Propeler se sastoji od određenog broja krila u rasponu od dva do sedam, gdje je najčešća izvedba sa tri ili četiri krila. Propeler može bit izrađen u varijanti s fiksnim brojem koraka i sa promjenjivim brojem koraka. [16] Korak propelera teorijski je put koji propeler može prijeći za vrijeme jednog okretaja u skladu sa konstrukcijskim kutom propelera. [17] Na Slika 3.6 prikazan je primjer propelera sa tri i četiri krila.



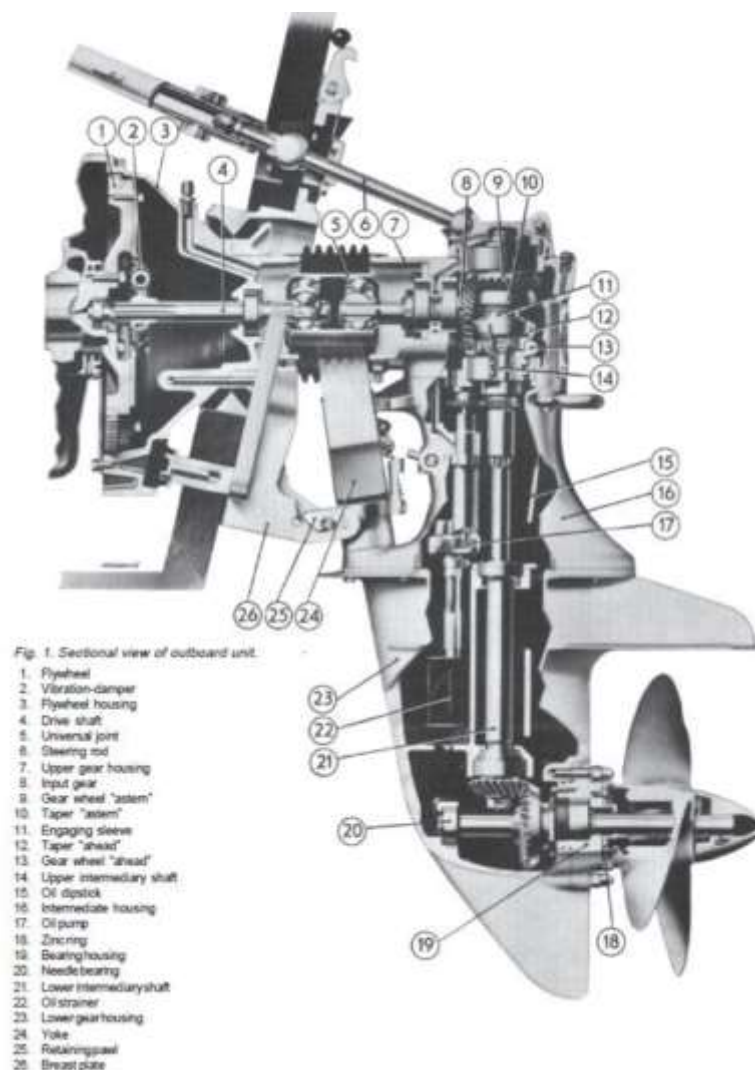
Slika 3.6 Propeleri sa tri krila (lijevo) i četiri krila (desno) [18]

3.5. Pogonski sustav za dvosmjerni pogon

U zadatku rada traži se projektiranje sustava pogonskih vratila za dvosmjerni pogon broda. Dvosmjerni pogon u ovom je slučaju definiran kretanjem broda unaprijed i unatrag. Već je rečeno da je propeler najčešće korišten način propulzije broda pa će pogonski sustav opisan u nastavku biti orijentiran na takvu izvedbu.

U praksi je pogonski sustav broda često izveden kao Z-pogon. To je hibridni pogonski sustav jer se pola sustava nalazi u brodu, a pola van broda. Motor se nalazi u brodu, a baza sa propelerom ili više njih smještena je na krmu broda. Z-pogon često se koristi jer unutar svoje jedinice ima sve potrebno za propulziju broda te zamjenjuje konvencionalni pogonski sustav koji uključuje propeler,

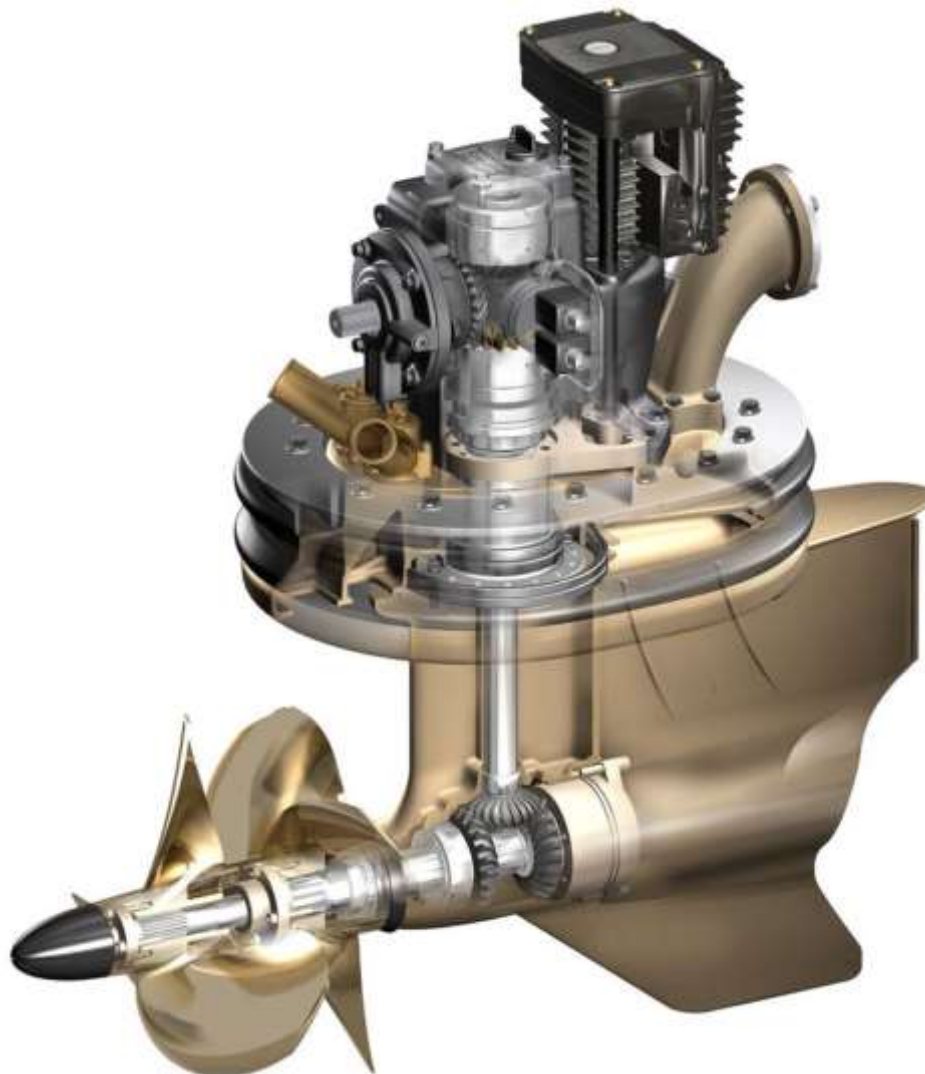
vratila, statvenu cijev, zupčanike, kormilo i upravljački sustav. [19] Naziv pogona proizlazi iz sličnosti sa slovom Z zbog dva prava kuta između vratila u sustavu. Motor je ulaznim vratilom spojen na reduktor sa tri stožasta zupčanika. Vertikalno vratilo reduktora na drugom kraju ima još jedan stožasti zupčanik koji je u zahvatu sa zupčanikom ili zupčanicima izlaznog vratila, ovisno o broju propelera. Izlazno vratilo sa propelerom naziva se azimutski potisnik. Na slici Slika 3.7 vidi se primjer Z-pogona na motoru Volvo Penta AQ100. Ovaj primjer ima jedan stožasti zupčanik na izlaznom vratilu te jedan propeler.



Slika 3.7 Z-pogon motora Volvo Penta AQ100 [20]

Malo drugačija izvedba dvosmjernog pogona predstavljena je 2005. godine kada je Volvo Penta izbacio novu IPS (*Inboard Performance System*) seriju unutarbrodskih motora sa dva propelera. [21] Ovaj sustav sastoji se od dva izlazna vratila, jednog šupljeg i jednog punog, od kojih svako

ima svoj stožasti zupčanik koji je u zahvatu sa donjim stožastim zupčanikom vertikalnog vratila. Šuplje vratilo je spojeno na jedan, a puno vratilo na drugi propeler. Na Slika 3.8 prikazan je motor Volvo Penta IPS.



Slika 3.8 Volvo Penta IPS [21]

3.6. Idejno rješenje i zahtjevi

Zadatak diplomskog rada je pronaći optimalno rješenje sklopa gonjenih vratila za dvosmjerni pogon. Odabrano rješenje inspirirano je sa pogonskim sustavom motora Volvo Penta IPS, koji je opisan u prethodnom potpoglavlju.

Zadatkom su zadani:

$$i = 1,58$$

$$P = 588 \text{ kW}$$

$$n = 2300 \text{ min}^{-1}$$

gdje je:

i – prijenosni omjer

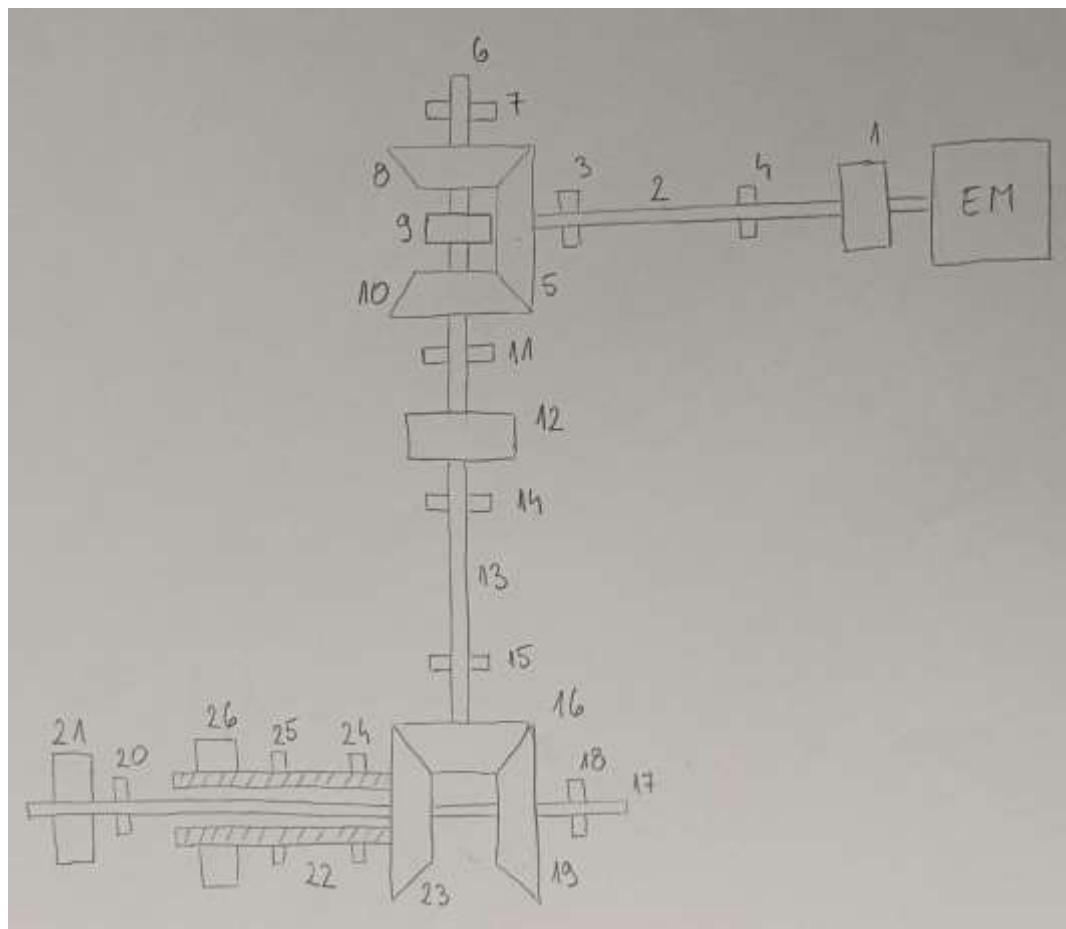
P – ulazna snaga

n – brzina vrtnje pogonskog vratila.

Idejno rješenje sklopa za dvosmjerni pogon broda prikazano je na Slika 3.9. Pogonski sustav je izveden kao prethodno opisan Z-pogon. Dijelovi sustava prikazani na Slika 3.9 su sljedeći:

1. Spojka 1
2. Pogonsko vratilo
3. Ležaj 1
4. Ležaj 2
5. Stožasti zupčanik 1
6. Gornje vertikalno vratilo
7. Ležaj 3
8. Stožasti zupčanik 2
9. Zupčasta spojka 1
10. Stožasti zupčanik 3
11. Ležaj 4
12. Zupčasta spojka 2
13. Donje vertikalno vratilo
14. Ležaj 5
15. Ležaj 6
16. Stožasti zupčanik 4
17. Gonjeno vratilo 1
18. Ležaj 7
19. Stožasti zupčanik 5
20. Ležaj 8

- 21. Spojka 2
- 22. Gonjeno vratilo 2
- 23. Stožasti zupčanik 6
- 24. Ležaj 9
- 25. Ležaj 10
- 26. Spojka 3



Slika 3.9 Idejno rješenje

Ulazno vratilo povezano je sa elektromotorom. Pogonsko i gornje vertikalno vratilo zajedno sa pripadajućim elementima te zupčastom spojkom 1 čine reduktor. Reduktor je izveden sa stožastim zupčanicima i prijenosnim omjerom 1, dakle služi samo za promjenu smjera vrtnje vratila. Promjena smjera ostvaruje se pomoću zupčaste spojke 1, koja ulazi u zahvat sa stožastim zupčanicom 2 ili 3, ovisno o smjeru kretanja broda koje se želi ostvariti. U praksi je prijenosni omjer reduktora najčešće izveden za redukciju broja okretaja te u kombinaciji sa prijenosnim omjerom donjeg para zupčanika ostvaruje ukupni potreban prijenosni omjer. Radi jednostavnosti

taj princip nije odabran za ovaj sklop te se potreban prijenosni omjer i 1,58 ostvaruje u zahvatu donjeg para stožastih zupčanika. Još jedno pojednostavljenje napravljeno je u vidu podjele vertikalnog vratila na dva vratila koja su međusobno povezana zupčastom spojkom 2. Na taj način olakšan je odabir ležajeva za ta vratila te se pojednostavljaju montaža i popravci. U donjoj jedinici sklopa nalaze se dva gonjena vratila. Stožasti zupčanik 4 donjeg vertikalnog vratila u istovremenom je zahvatu sa stožastim zupčanicom 5 gonjenog vratila 1 i stožastim zupčanicom 6 gonjenog vratila 2. Svako gonjeno vratilo spojeno je na jedan propeler, što ovaj sustav čini tzv. *dual prop* sustavom.

Na sklop se postavljaju zahtjevi za trajnost ležajeva, tip eksploatacije te statičku i dinamičku sigurnost vratila. Očekivana trajnost ležajeva proizlatzi iz tipa eksploatacije. U ovom slučaju uzima se rad od 8 sati dnevno u sezoni od 120 dana kroz 20 godina. Prema literaturi [22] za takav tip eksploatacije očekivana trajnost ležajeva L_{10h} iznosi:

$$L_{10h} = 20000 \text{ sati.}$$

Statička i dinamička sigurnost za ovakav sklop iznose [23], [24]:

$$S_{\min,static} = 6$$

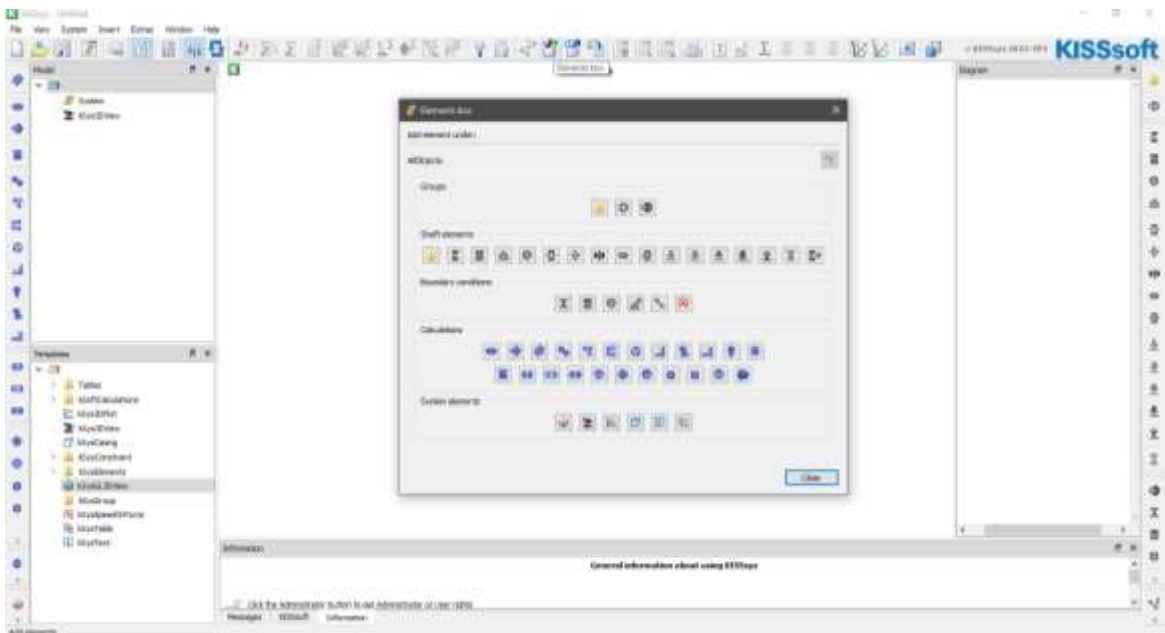
$$S_{\min,fatigue} = 2.$$

4. DIMENZIONIRANJE SKLOPA

Dimenzioniranje sustava započinje izradom sklopa u programu KISSsys na temelju idejnog rješenja opisanog u prethodnom poglavlju. KISSsys omogućuje projektiranje cijelog sklopa te analizu njegove izvedbe i prijenosa snage na svim dijelovima sklopa, poput vratila, zupčanika i ležajeva. Najveći fokus ovog rada je na vratilima, a kako bi se ona mogla analizirati potrebno je prvo napraviti općeniti sklop sa svim dijelovima.

4.1. Model u KISSsysu

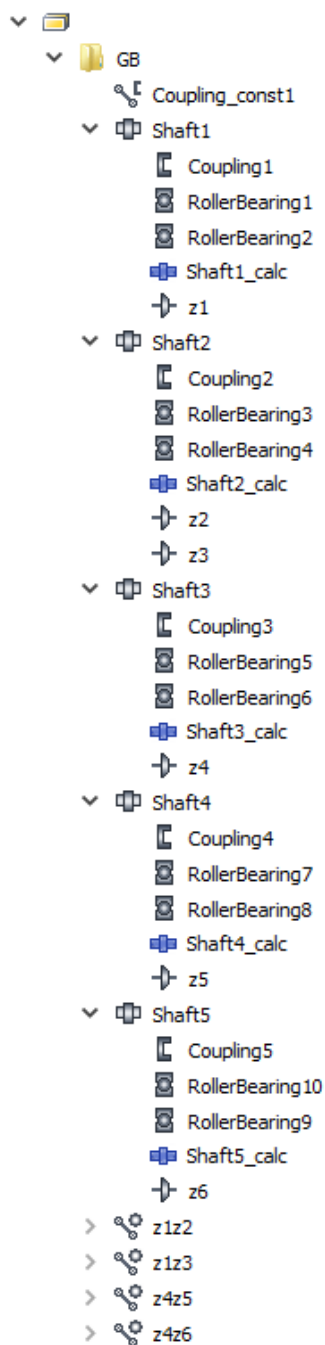
Izrada modela u KISSsysu započinje dodavanjem svih elemenata, veza i graničnih uvjeta. Elementi, veze i granični uvjeti dodaju se pomoću funkcije *Elements box*, kao što je vidljivo na Slika 4.1.



Slika 4.1 Elements box

Potrebno je dodati pet vratila, šest zupčanika, deset ležaja i pet spojki. Elemente je potrebno dodati na ispravnu "razinu" u stablu sklopa. Prvu razinu predstavlja generalni sustav modela. U njega dodajemo grupu nazvanu GB (*Group box*), koja predstavlja prvu razinu. U tu grupu se dodaju

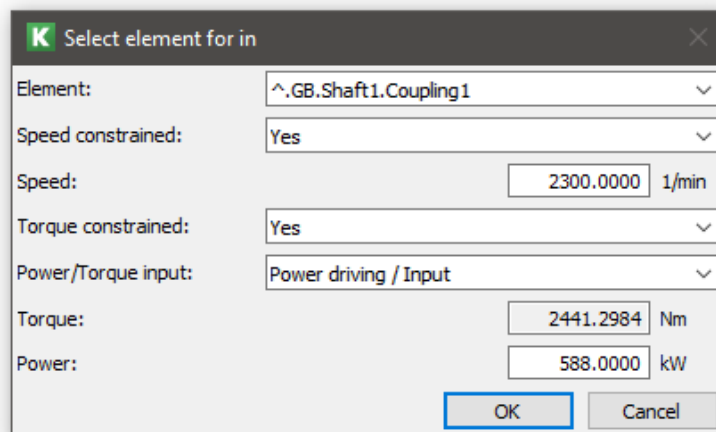
vratila koja predstavljaju drugu razinu, dok se ostali elementi poput zupčanika, ležajeva i spojki dodavaju na vratila, čime predstavljaju treću razinu stabla. Stablo sklopa prikazano je na Slika 4.2.



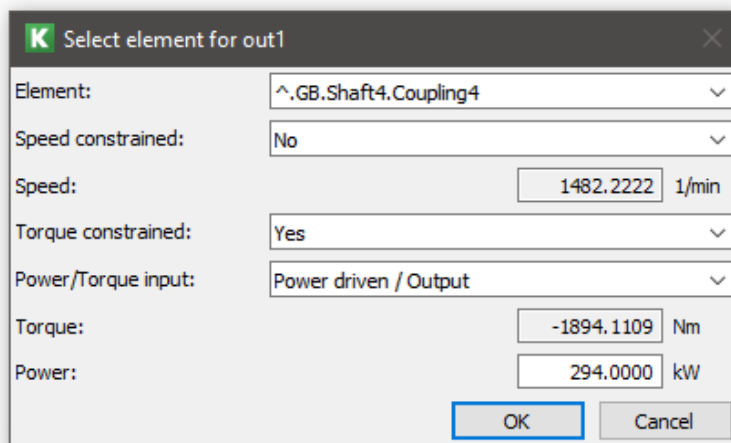
Slika 4.2 Stablo sklopa

Nakon što su dodani svi elementi potrebno je definirati rubne uvjete, odnosno ulaz i izlaz snage u sustavu. Ulazni rubni uvjet definira se na spojki pogonskog vratila, a izlaz snage na spojkama gonjenih vratila. Za ulazne parametre postavljaju se ograničenja na brzinu vrtnje i moment, s

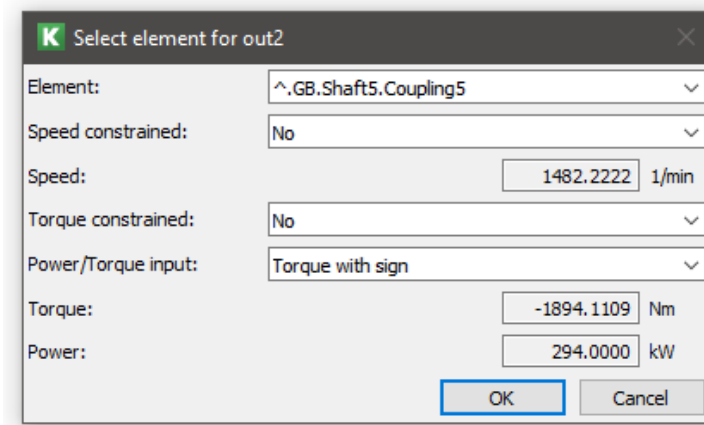
vrijednostima koje odgovaraju zadanim ulaznim podacima, kao što je prikazano na Slika 4.3. Prvi izlazni rubni uvjet definira se na spojci gonjenog vratila 1. Ograničen je momentom i zadana mu je vrijednost polovice ulazne snage, kao što je prikazano na Slika 4.4. Drugi izlazni rubni uvjet definira se na spojci gonjenog vratila 2. Nema nikakva ograničenja pa su njegove dodijeljene vrijednosti dobivene računski. Definiranje prvog izlaznog rubnog uvjeta prikazano je na Slika 4.5.



Slika 4.3 Definiranje ulaznog rubnog uvjeta

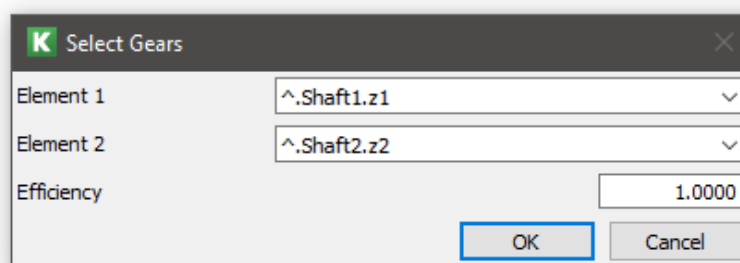


Slika 4.4 Definiranje prvog izlaznog rubnog uvjeta



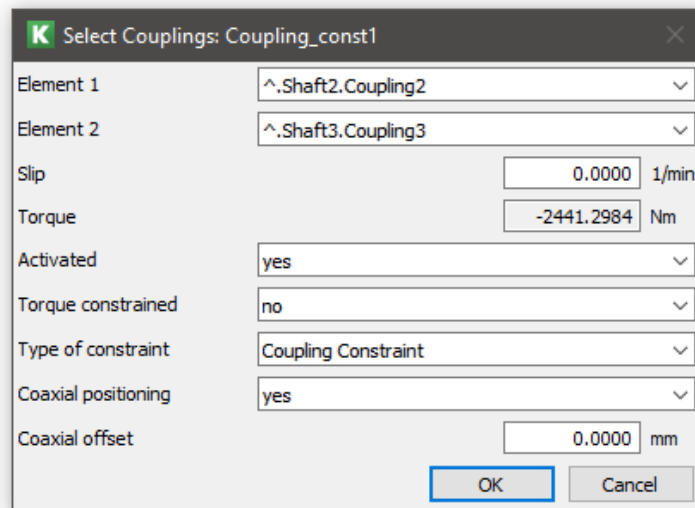
Slika 4.5 Definiranje drugog izlaznog rubnog uvjeta

Nakon toga potrebno je definirati odnos pojedinih elemenata dodavanjem veza. Funkcijom *kSysGearPairConstraint* definira se koji su zupčanici u zahvatu. Potrebno je definirati četiri zahvata između zupčanika 1 i zupčanika 2, zupčanika 1 i zupčanika 3, zupčanika 4 i zupčanika 5 te između zupčanika 4 i zupčanika 6. Primjer definiranja zahvata između zupčanika 1 i 2 prikazan je na Slika 4.6, a na isti način definiraju se i ostali zahvati.



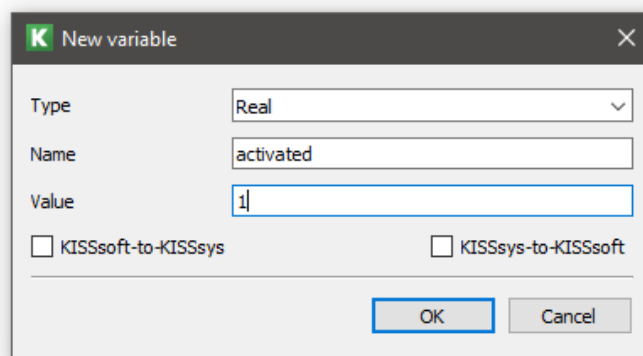
Slika 4.6 Definiranje zahvata između zupčanika 1 i zupčanika 2

Još je potrebno dodati vezu između spojki vertikalnih vratila, što se radi funkcijom *kSysCouplingConstraint*. Parametri veze prikazani su na Slika 4.7.



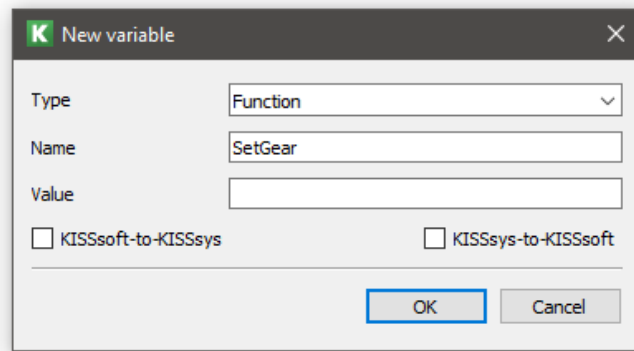
Slika 4.7 Definiranje veze spojki vertikalnih vratila

Prije detaljne analize pojedinih elemenata sklopa, potrebno je napraviti funkciju kojom će se pomoću zupčaste spojke moći uključivati, odnosno isključivati pojedini zahvat zupčanika u reduktoru. Bez takve funkcije dijagram snage u sklopu ne bi bio ispravan. Za početak je potrebno dodati nove varijable zahvatima z1z2 i z1z3. Zahvatu z1z2 dodaje se realna varijabla naziva *activated* kojoj se pridodaje vrijednost 1, kao što je prikazano na Slika 4.8. Zahvatu z1z3 dodaje se varijabla istog naziva, ali vrijednosti 0. Vrijednosti varijable mogu biti i obrnute, bitno je da jedna ima vrijednost 1, što znači da je taj zahvat uključen, a druga vrijednost 0, što zahvat čini isključenim.



Slika 4.8 Definiranje nove varijable zahvata z1z2

Zatim je potrebno dodati novu varijablu grupi GB. Varijabla je definirana kao funkcija i nazvana *SetGear*, kao što je prikazano na Slika 4.9.



Slika 4.9 Definiranje funkcije SetGear

Nakon toga je potrebno napisati kod za funkciju *SetGear* koji će omogućiti da jedan zahvat bude uključen dok je drugi isključen i obrnuto. Kod je preuzet s Interneta [25] i prilagođen nazivima elemenata ovog sklopa. Kod je prikazan na Slika 4.10. Nakon što je napisan, kod je potrebno kompilirati i spremiti, nakon čega je funkcija spremna za upotrebu. Na Slika 4.11 prikazan je padajući izbornik za odabir aktivnog zahvata.

```

VAR status, res;

IF GB.z1z2.activated=1 THEN
    status=0;
ELSE
    status=1;
ENDIF

res=CADH_VarDialog(["Set Speed"],250,100,0.4,1, [[C:VDLG_StrCom], "Speed:", ["z1z2 active", "z1z3 active"], [status], 1 ] );

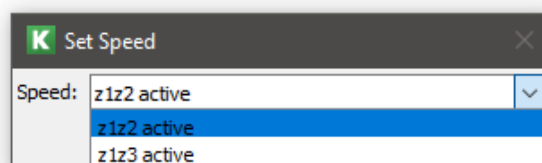
IF res[0]=TRUE THEN
    IF res[1]=0 THEN
        GB.z1z2.activated=1;
        GB.z1z3.activated=0;
    ELSE
        GB.z1z2.activated=0;
        GB.z1z3.activated=1;
    ENDIF

System.calcKinematic();
kSys_Refresh();

ENDIF

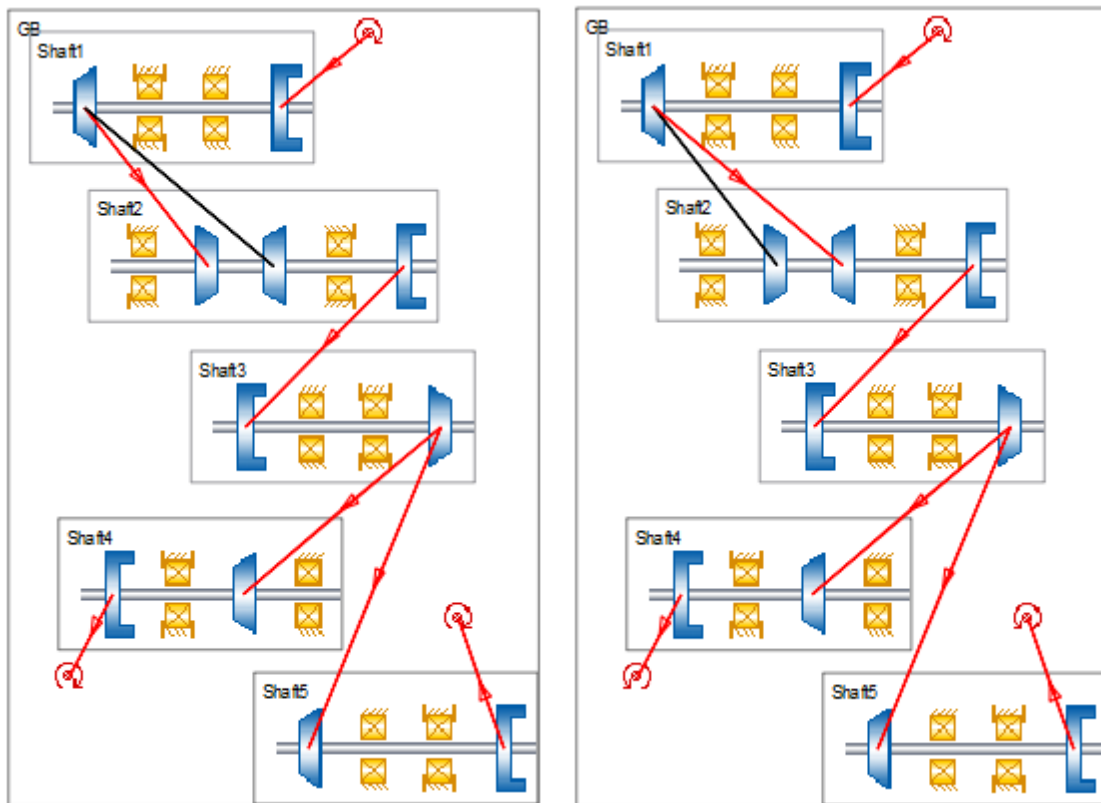
```

Slika 4.10 Kod funkcije SetGear



Slika 4.11 Odabir uključenog zahvata

Lijevo na *Slika 4.12* prikazan je dijagram sklopa za uključen zahvat z1z2, dok je desno prikazan dijagram za uključen zahvat z1z3. Crvene veze označuju veze kojima se prenosi snaga, dok crna veza označuje vezu kojom se prenosi samo sila.



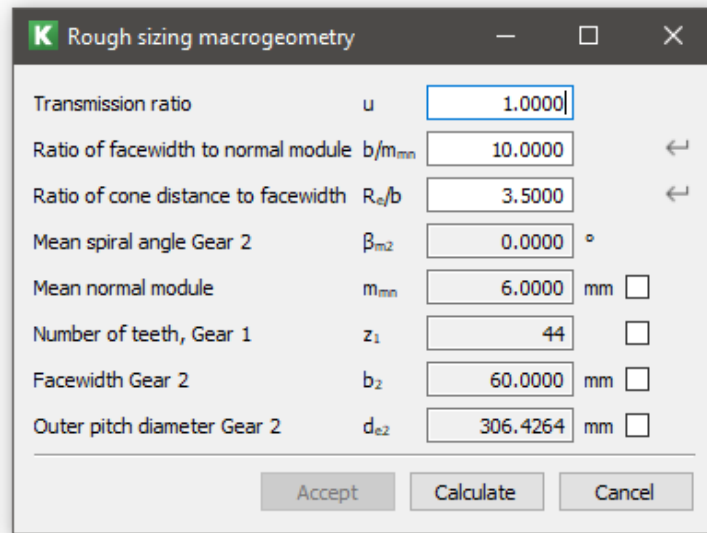
Slika 4.12 Dijagram snage za uključen zahvat z1z2 (lijevo) i uključen zahvat z1z3 (desno)

Nakon završenog početnog modela u KISSsysu slijedi dimenzioniranje pojedinih dijelova sklopa u KISSsoftu, koje započinje sa zupčastim prijenosnicima.

4.2. Dimenzioniranje zupčastih prijenosnika

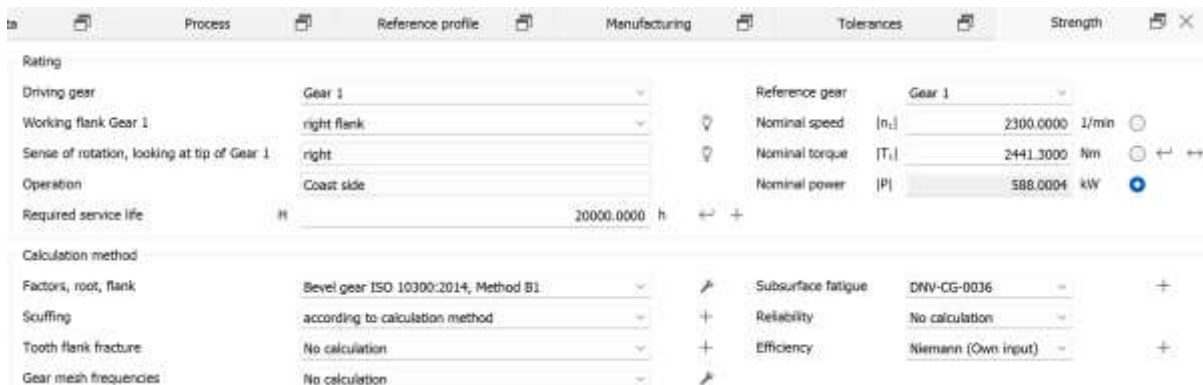
Zbog prethodno unesenih ulaznih i izlaznih rubnih uvjeta, početni podaci za dimenzioniranje zupčastih prijenosnika u KISSsoftu su već uneseni. S obzirom da su zupčanici 2 i 3 u istovremenom zahvatu sa zupčanikom 1, oni moraju biti dimenzijski jednaki pa će postupak dimenzioniranja biti detaljno opisan samo za zahvat zupčanika 1 i 2.

Prvo je potrebno provesti početno grubo dimenzioniranje zupčanika pomoću funkcije *Rough sizing macrogeometry*. Ranije je rečeno da je prijenosni omjer ovog zahvata jednak 1. Za omjer širine zupčanika b i modula m_{mn} odabrana je vrijednost 10, a za omjer radijusa osnovnog stožnika R_a i širine zupčanika b odabrana je vrijednost 3,5 [23], kao što je prikazano na Slika 4.13.



Slika 4.13 Grubo dimenzioniranje zupčanika 1 i 2

Potrebno je u kartici *Strength* definirati očekivani životni vijek zupčanika. Prema literaturi je prethodno odabrana vrijednosti od 20000 sati. Osim toga, potrebno je izabrati i metodu proračuna zupčanika. Odabire se najnovija dostupna metoda za stožaste zupčanike prema ISO standardu – ISO 10300:2014 – Method B1. Navedeni koraci prikazani su na Slika 4.14.



Slika 4.14 Definiranje parametara čvrstoće zupčanika 1 i 2

Potrebno je definirati i različite faktore za proračun zupčanika, kao što su faktor primjene K_A , dinamički faktor K_V , faktor raspodjele opterećenja uzduž para zuba u zahvatu $K_{H\alpha}$ i faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba $K_{H\beta-be}$. Faktor primjene K_A odabran je prema Tablica 4.1 za jednakomjerman rad pogonskog stroja i umjerene udare radnog stroja te iznosi:

$$K_A = 1,25.$$

Tablica 4.1 Faktor primjene K_A [26]

POGONSKI STROJ	RADNI STROJ			
	jednakomjerman rad	umjereni udari	jači udari	snažni udari
jednakomjerman rad	1	1.25	1.5	1.75
lagani udari	1.1	1.35	1.6	1.85
umjereni udari	1.25	1.5	1.75	2 i više
jaki udari	1.5	1.75	2	2.25 i više

Iz iste literature odabrani su dinamički faktor K_V i faktor raspodjele opterećenja uzduž para zuba u zahvatu $K_{H\alpha}$:

$$K_V = 1,1$$

$$K_{H\alpha} = 1,1.$$

Faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba $K_{H\beta-be}$ odabran je prema literaturi [26]:

$$K_{H\beta-be} = 1,2.$$

Prije daljnjeg dimenzioniranja, potrebno je odabrati i materijal zupčanika. Za dane uvjete prema literaturi [27] odabran je čelik 18CrNiMo7-6.

Nakon toga slijedi postavljanje dodatnih uvjeta za određivanje geometrije zupčanika preko opcije *Fine sizing macrogeometry*. Broj mogućih rješenja postavlja se na 500 kako ne bi došlo do generiranja prevelikog broja rješenja. Za nominalni prijenosni omjer odabire se zadana vrijednost 1, a kao dopušteno odstupanje od te vrijednosti odabire se 2,5%. Dalje se odabiru gornje i donje

vrijednosti te korak za traženje optimalnog modula, širine zupčanika i broja zuba. Za kut zahvata α_n odabrana je fiksna vrijednost od 20° . Oblik zubi nije definiran zadatkom pa su odabrani ravni zubi kojima je kut nagiba boka zuba β jednak 0° . Generirana rješenja mogu se prikazati grafički kroz željene parametre, a odabrani su minimalna sigurnost na pitting S_{Hmin} i minimalna sigurnost protiv loma u korijenu zuba S_{Fmin} za osi te masa oba zupčanika W_1+W_2 . Da bi rješenje bilo optimalno mora zadovoljavati iduće uvjete:

$$S_{Hmin} \geq 1,4$$

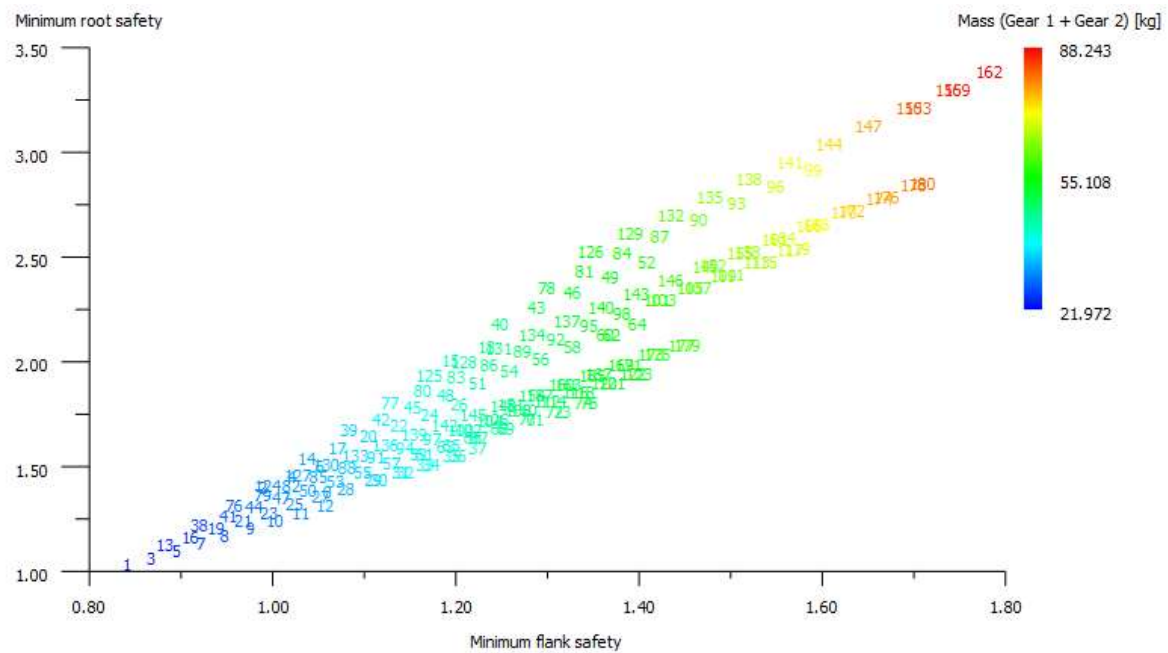
$$S_{Fmin} \geq 1,4. [23]$$

Rasponi i koraci za određivanje geometrije zupčanika 1 i 2 prikazani su na Slika 4.15.

Conditions I		Conditions II		Conditions III		Results		Graphic	
Maximum number of solutions									500
Nominal transmission ratio	i								1.0000
Nominal ratio deviation	Δi								2.5000 %
Input									
Mean normal module									
		Minimum	Maximum	Step					
Mean normal module	m_{mn}	5.0000	8.0000	1.0000	mm				
Normal pressure angle	α_n	20.0000	20.0000	0.0000	°				<input type="checkbox"/>
Mean spiral angle Gear 2	β_{m2}	0.0000	0.0000	0.0000	°				<input type="checkbox"/>
Facewidth Gear 2	b_2	50.0000	70.0000	5.0000	mm				<input checked="" type="checkbox"/>
Profile shift coefficient Gear 1	x_{mn1}			0.0000					<input type="checkbox"/>
Hypoid offset	h	0.0000	0.0000	0.0000	mm				<input type="checkbox"/>
Number of teeth, Gear 1	z_1	33	47	1					<input checked="" type="checkbox"/>
Gear 1 Gear 2									
Fix number of teeth	z	39	39						<input type="checkbox"/>

Slika 4.15 Rasponi i koraci za određivanje geometrije zupčanika 1 i 2

Zadani uvjeti i rasponi generiraju 180 rješenja koja su grafički prikazani na Slika 4.16.



Slika 4.16 Generirana rješenja zupčanika 1 i 2

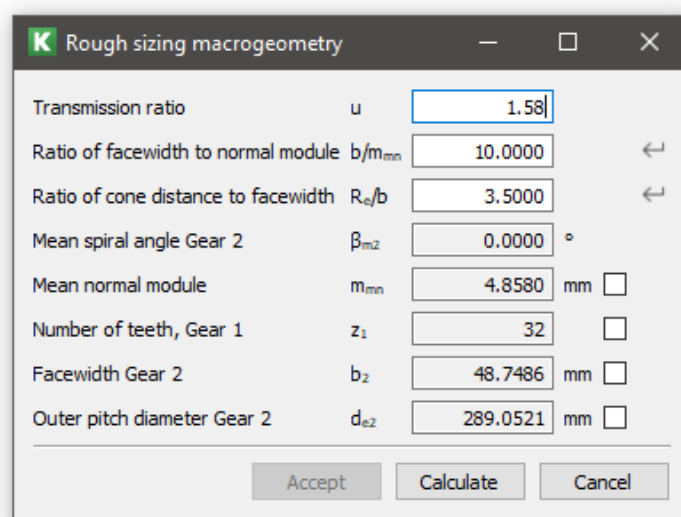
Od dobivenih rješenja gledaju se samo ona koja zadovoljavaju postavljene uvjete za minimalnu sigurnost na pitting S_{Hmin} i minimalnu sigurnost protiv loma u korijenu zuba S_{Fmin} uz što manju masu. Prema tome odabrani su zupčanici sa sljedećim karakteristikama, koje vrijede i za zahvat zupčanika 1 i 3, iz čega slijedi:

$$m_1 = m_2 = m_3 = 6 \text{ mm}$$

$$z_1 = z_2 = z_3 = 44$$

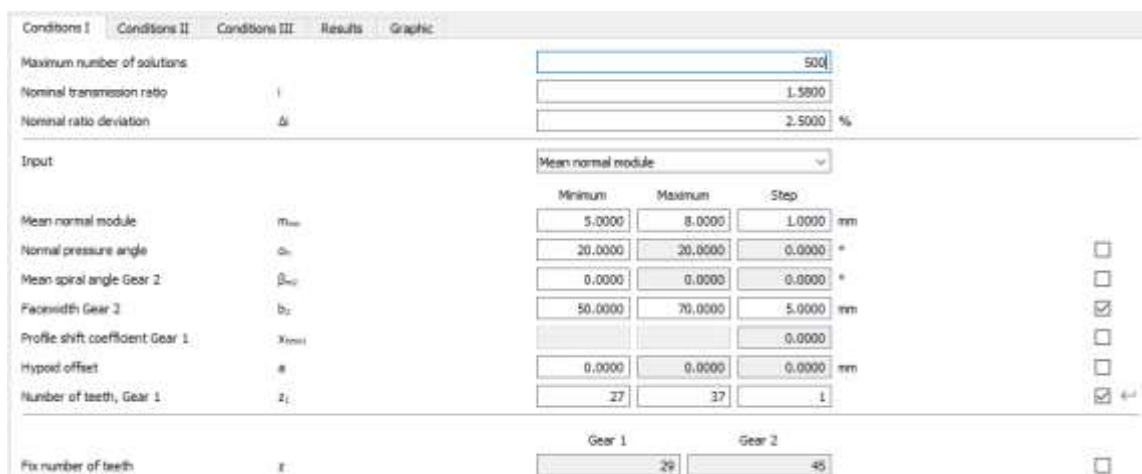
$$b_1 = b_2 = b_3 = 60 \text{ mm.}$$

Isti postupak ponavlja se za zahvat zupčanika 4 i 5, s istom trajnošću, vrijednošću faktora i sigurnosti. Jedina promjena je prijenosni omjer koji iznosi 1,58. Parametri grubog dimenzioniranja zupčanika 4 i 5 prikazani su na Slika 4.17.



Slika 4.17 Grubo dimenzioniranje zupčanika 4 i 5

Rasponi i koraci za određivanje geometrije zupčanika 4 i 5 prikazani su na Slika 4.18.



Slika 4.18 Rasponi i koraci za određivanje geometrije zupčanika 4 i 5

Zadani uvjeti i rasponi generiraju 355 rješenja od kojih je odabrano najbolje rješenje istim principom kao i kod zupčanika 1 i 2. Pošto su zupčanici 5 i 6 istovremeno u zahvatu sa zupčanicom 4., parametri zupčanika 6 biti će jednaki onima zupčanika 5. Odabrani su zupčanici sa sljedećim karakteristikama:

$$m_4 = m_5 = m_6 = 5 \text{ mm}$$

$$z_4 = 29$$

$$z_5 = z_6 = 45$$

$$b_4 = b_5 = b_6 = 65 \text{ mm.}$$

4.2.1. Podmazivanje zupčanika

Nakon odabira dimenzija zupčanika, putem KISSsofta napravljen je njihov proračun, koji upozorava na visoku obodnu brzinu zupčanika u zahvatu z1z2 te z1z3 koja iznosi:

$$v_{1-2} = v_{1-3} = 31,79 \text{ m/s}$$

gdje je:

v_{1-2} – obodna brzina zahvata z1z2

v_{1-3} – obodna brzina zahvata z1z3.

U zahvatu z4z5 i z4z6 obodna brzina nije previsoka te iznosi:

$$v_{4-5} = v_{4-6} = 17,46 \text{ m/s}$$

gdje je:

v_{4-5} – obodna brzina zahvata z4z5

v_{4-6} – obodna brzina zahvata z4z6.

Uvijek je bitno odabrati ogovarajući način podmazivanja i maziva, pogotovo pri velikim obodnim brzinama. U Tablica 4.2 prikazane su orijentacijske vrijednosti za izbor načina podmazivanja i kinematske viskoznosti ν maziva.

Tablica 4.2 Orijentacijske vrijednosti za izbor načina podmazivanja i kinematske viskoznosti v maziva [23]

v	m/s	0,25	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3	10	16	25	40	63
v u cSt	od	175	145	120	100	83	69	57	47	39	32	27	22	18
	do	350	290	240	200	166	138	114	94	78	64	54	44	36
način podmazivanja		ručno podmazivanje ili ručno podmazivanje malču				podmazivanje uronjavanjem		podmazivanje uronjavanjem		podmazivanje brizganjem				

S obzirom na vrijednosti iz Tablica 4.2 odabire se podmazivanje ubrizgavanjem uljem ISO-VG 22. Bez obzira na nižu obodnu brzinu zahvata z4z5 i z4z6, radi jednostavnosti odabrano je isto ulje za sve zahvate. Ulje ISO-VG 22 prema KISSsoftu ima sljedeće karakteristike:

$$\rho = 0,8650 \text{ kg/dm}^3$$

$$v_{40} = 22 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$v_{100} = 4,2 \text{ mm}^2/\text{s},$$

gdje je:

ρ – gustoća

v_{40} – kinematska viskoznost pri temperaturi od 40°C

v_{100} – kinematska viskoznost pri temperaturi od 100°C.

4.3. Dimenzioniranje vratila

Nakon odabranih zupčanika dostupni su svi podaci potrebni za dimenzioniranje i proračun vratila. Taj proces podrazumijeva određivanje dimenzija vratila, odabir vrste i položaja ležajeva, njihovog podmazivanja te provjeru njihove trajnosti i statičkog faktora sigurnosti i kontrolu kritičnih presjeka u vidu provjere maksimalnog progiba, momenata savijanja i torzije te statičkog i dinamičkog faktora sigurnosti. Pošto je fokus rada na donjem sklopu vratila detaljno će se obraditi dimenzioniranje i analiza gonjenog vratila 1 i gonjenog vratila 2. Prvo se radi dimenzioniranje i analiza gonjenog vratila 1.

4.3.1. Dimenzioniranje gonjenog vratilo 1

Gonjeno vratilo od glavnih elemenata 1 sadrži stožasti zupčanik 5, ležajeve 7 i 8 te spojku 2. Spojka u realnosti nije sastavni dio sklopa, već samo označava mjesto gdje se ugrađuje propeler i potrebna je za pravilan tok snage prilikom proračuna u KISSsysu. Zupčanik se postavlja na ožljebljeni dio vratila te je na njega fiksiran maticom i uskočnikom. U kartici *Shaft editor* radi se oblikovanje vratila. Stupnjevanje vratila i položaj ležaja određeni su temeljem preporuka iz literature. [23], [27]

Nakon određivanja generalnih dimenzija gonjenog vratila 1, unose se osnovni podaci poput materijala vratila i kućišta, odnosa zupčanika s vratilom, metode proračuna i potrebnih faktora sigurnosti. Za materijal vratila odabran je čelik C45. U KISSsoftu u kartici *Basic data* odabire se materijal kućišta i odnos vratila i zupčanika. Za materijal kućišta odabran je čelik C45. Za odnos zupčanika i vratila odabire se opcija u kojoj se uzimaju u obzir masa i krutost zupčanika na vratilu. Ovi odabiri prikazani su na Slika 4.19.

Section	Parameter	Value
General	Load spectra	Don't consider load spectrum
	Gear on shaft	Consider gears as mass, with stiffness
	Position of shaft axis in space	Enter direction of the weight as vector
	Vector (x, y, z)	0.0000, 0.0000, -1.0000
	Number of eigenfrequencies (i)	0
	Number of buckling cases (j)	0
	Speed (n)	1482.2222 1/min
Sense of rotation	Sense of rotation	clockwise
	Consider weight	<input type="checkbox"/>
	Consider gyroscopic effect	<input type="checkbox"/>
Consider deformation due to shearing (Timoshenko beam, not Euler-Bernoulli beam)		<input checked="" type="checkbox"/>
Housing	Housing material	Through hardened steel
	Housing temperature T _c	20.0000 °C

Slika 4.19 Odabir osnovnih parametara gonjenog vratila 1

U kartici *Shaft strength* odabire se metoda proračuna vratila, statički faktor sigurnosti $S_{min,static}$ i dinamički faktor sigurnosti $S_{min,fatigue}$, kao što je prikazano na Slika 4.20. Za proračun je odabrana metoda DIN 743:2012, kod koje je za tip proračuna potrebno odabrati neograničen vijek trajanja vratila. Prema literaturi su prethodno odabrani traženi faktori sigurnosti:

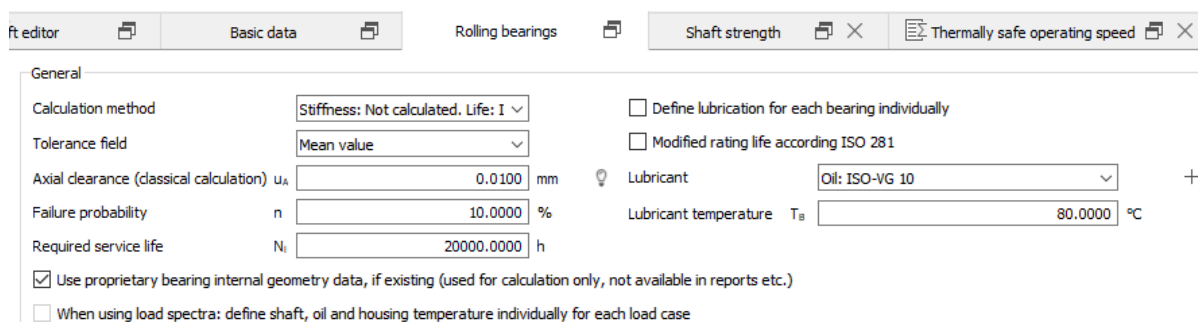
$$S_{min,static} = 6$$

$$S_{min,fatigue} = 2.$$



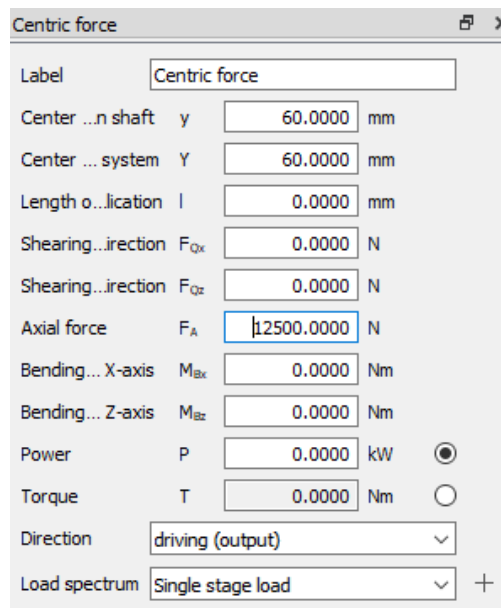
Slika 4.20 Odabir parametara čvrstoće vratila 1

U kartici *Rolling bearings* definiraju se trajnost ležajeva i njihovo podmazivanje, kao što je prikazano na **Error! Reference source not found.** Trajnost je prethodno definirana i iznosi 20000 sati. Na gonjenom vratilu 1 nalaze se brzohodni ležajevi kod kojih se za podmazivanje koristi podmazivanje uljnom maglom. [23] Za podmazivanje je odabrano ulje ISO-VG 10. Temperatura maziva definirana je s 80 °C.



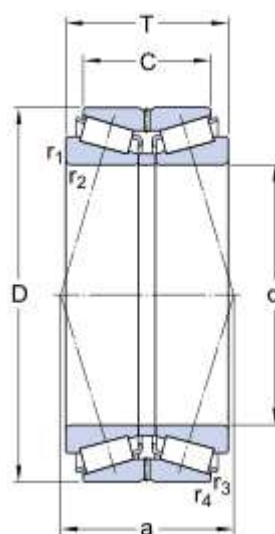
Slika 4.21 Parametri ležajeva gonjenog vratila 1

Nakon unesenih početnih podataka za vratilo, a prije odabira ležajeva, potrebno je razmotriti aksijalne sile. Uz aksijalnu silu stožastih zupčanika, na gonjenim vratilima javlja se i aksijalna sila potiska plovila. Propulzori na ležajeve nanose silu od $F_A = \pm 12500$ N. Sila se može javiti u oba smjera zbog mogućnosti zakretanja smjera vrtnje vratila. Na sredini djelovanja spojke 2 dodaje se aksijalna sila, kako je prikazano na Slika 4.22. Ležajevi se moraju provjeriti za oba slučaja djelovanja aksijalne sile.



Slika 4.22 Dodavanje aksijalne sile

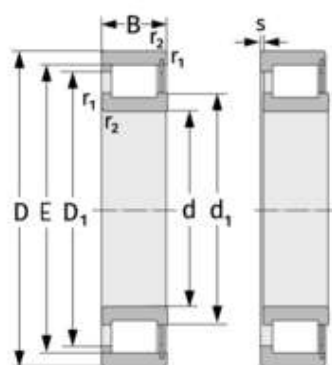
Za ležaj 7 zbog aksijalne sile potiska plovila odabran je dvostrani konični ležaj RKB TDO 617335, koji je prikazan na Slika 4.23. Definiran je kao čvrsti ležaj jer prenosi radijalne i aksijalne sile. Na vratilo je fiksiran maticom i uskočnikom. Njegove karakteristike prikazane su na Slika 4.24. Za ležaj 8 odabran je cilindrični valjkasti ležaj KRW NCF2214V, koji je prikazan na Slika 4.25. Služi za prijenos samo radijalnih sila i na vratilo je fiksiran uskočnikom. Na Slika 4.26 prikazane su njegove karakteristike.



Slika 4.23 Dvostrani konični ležaj RKB TDO 617335[28]

Specification:	
(d1)Bore Diameter:	100 mm
(D)Outside Diameter:	180 mm
(T)Overall Width:	80 mm
(C)Dynamic Load Capacity:	457 kN
(Co)Static Load Capacity:	640 kN
Bearing weight	7.65 kg

Slika 4.24 Karakteristike dvostranog koničnog ležaja RKB TDO 617335 [28]

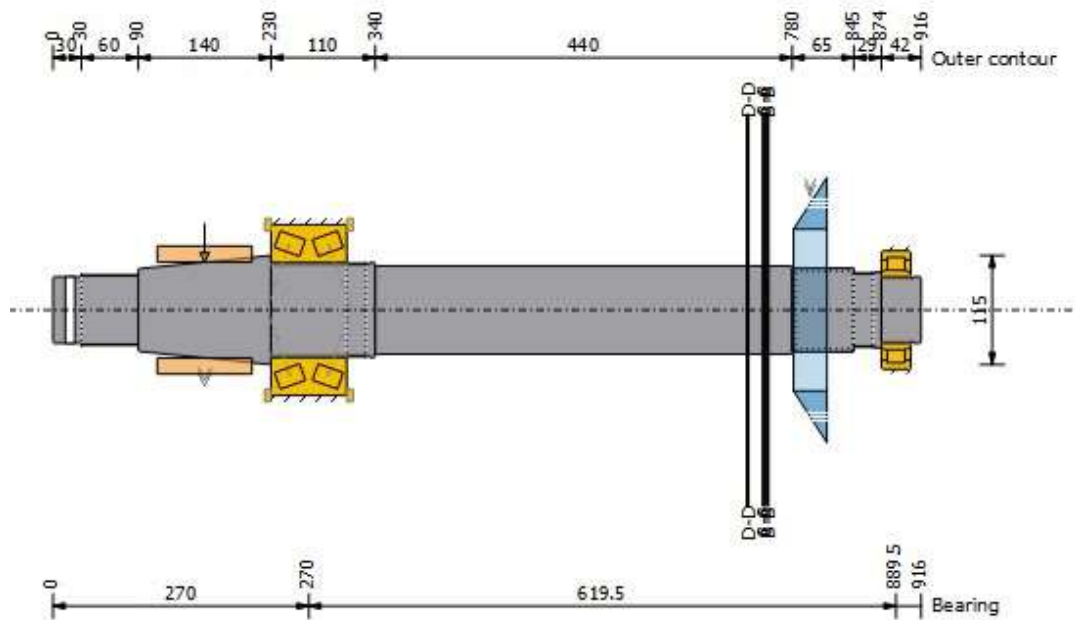


Slika 4.25 Cilindrični valjkasti ležaj KRW NCF2214V [29]

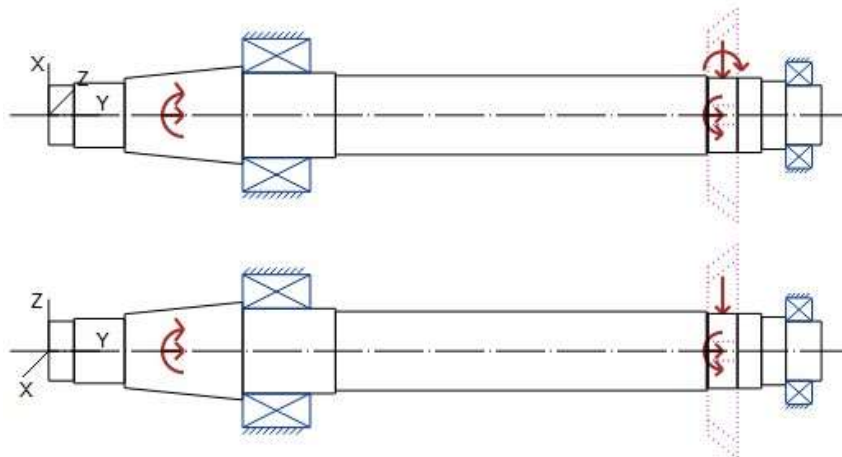
Main dimensions	
d [mm]	70
D [mm]	125
B [mm]	31
E [mm]	110.98
d ₁ [mm]	≈ 87
D ₁ [mm]	≈ 104.98
r _{1,2} [mm]	1.5
r _{3,4} [mm]	1.5
s [mm]	1.5
Weight [kg]	≈ 1.65

Slika 4.26 Karakteristike cilindričnog valjkastog ležaja KRW NCF2214V [29]

Nakon što su unesene sve vrijednosti, dodaju se kritični presjeci kako bi se mogla napraviti analiza na njima. Vratilo s kritičnim presjecima prikazano je na Slika 4.27. Raspored opterećenja na gonjenom vratilu prikazan je na Slika 4.28.



Slika 4.27 Dimenzije gonjenog vratila 1



Slika 4.28 Raspored opterećenja na gonjenom vratilu 1

Kada su svi podaci uneseni, može se napraviti proračun vratila. Rezultati proračuna gonjenog vratila 1 prikazani su na Slika 4.29.

Safeties		Results [%]	
	Fatigue	Static (yield point)	
A-A	4.03	7.74	201.54
B-B	5.39	6.50	269.72
C-C	6.45	7.66	322.44
D-D	7.74	9.15	386.85

Results		S0	L10h
RollerBearing7 (RKB TDO 617335)		21.62	29944 h
RollerBearing8 (KRW NCF2214V)		15.61	45866 h

Bearing reaction force		Component	X	Y	Z	Rxz
RollerBearing7 (RKB TDO 617335)	F		-0.450 kN	-17.651 kN	2.460 kN	2.500 kN
	M		-0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm
RollerBearing8 (KRW NCF2214V)	F		3.770 kN	0.000 kN	14.377 kN	14.863 kN
	M		0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm

Slika 4.29 Rezultati proračuna gonjenog vratila 1

4.3.2. Dimenzioniranje gonjenog vratila 2

Dimenzioniranje gonjenog vratila 2 radi se istim postupkom kao i dimenzioniranje gonjenog vratila 1. Gonjeno vratilo 2 sadrži stožasti zupčanik 6, ležajeve 9 i 10 te spojku 3. Stupnjevanje vratila i položaj ležaja određeni su temeljem preporuka iz literature. [23], [27]

Nakon određivanja generalnih dimenzija gonjenog vratila 2, unose se osnovni podaci o vratilu. Za materijal vratila i kućišta odabran je čelik C45. Za odnos zupčanika i vratila odabire se opcija u kojoj se uzimaju u obzir masa i krutost zupčanika na vratilu. Ovi odabiri prikazani su na Slika 4.30.

The screenshot shows the 'Shaft editor' software interface. The 'General' tab is selected, and the following parameters are visible:

- Load spectra:** Don't consider load spectrum
- Gear on shaft:** Consider gears as mass, with stiffness
- Position of shaft axis in space:** Enter direction of the weight as vector
- Vector (x, y, z):** 0.0000, 0.0000, -1.0000
- Number of eigenfrequencies (i):** 0
- Number of buckling cases (j):** 0
- Speed (n):** 1482.2222 1/min
- Sense of rotation:** clockwise
- Consider weight:**
- Consider gyroscopic effect:**
- Consider deformation due to shearing (Timoshenko beam, not Euler-Bernoulli beam):**

The 'Housing' tab is also visible, showing:

- Housing material:** Through hardened steel
- Housing temperature (T_c):** 20.0000 °C

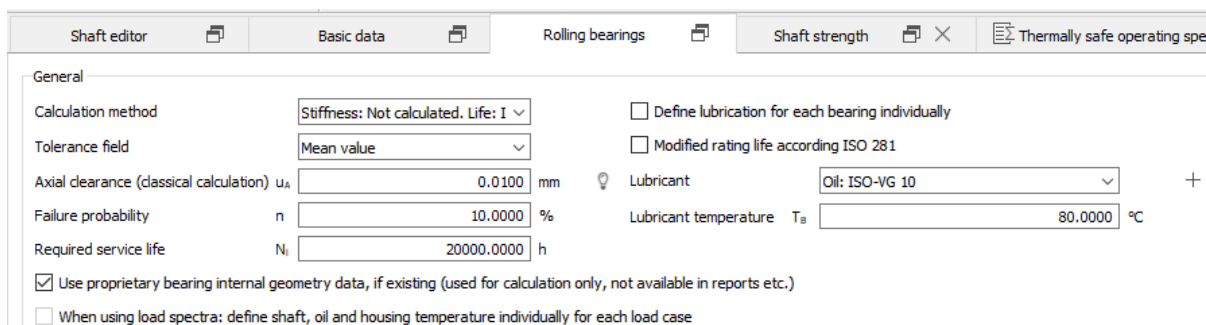
Slika 4.30 Odabir osnovnih parametara gonjenog vratila 2

U kartici *Shaft strength* odabire se metoda proračuna vratila, statički faktor sigurnosti $S_{min,static}$ i dinamički faktor sigurnosti $S_{min,fatigue}$, kao što je prikazano na Slika 4.31. Za proračun je odabrana metoda DIN 743:2012, kod koje je za tip proračuna potrebno odabrati neograničen vijek trajanja vratila.



Slika 4.31 Odabir parametara čvrstoće vratila 2

U kartici *Rolling bearings* definiraju se trajnost ležajeva i njihovo podmazivanje, kao što je prikazano na Slika 4.32. Trajnost je definirana ranije i iznosi 20000 sati. Na gonjenom vratilu 2 nalaze se brzohodni ležajevi kod kojih se za podmazivanje koristi podmazivanje uljnom maglom. [23] Za podmazivanje je odabrano ulje ISO-VG 10. Temperatura maziva definirana je s 80 °C.

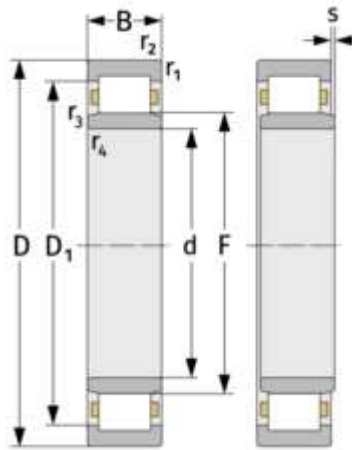


Slika 4.32 Parametri ležajeva gonjenog vratila 2

Kao i kod gonjenog vratila 1, na sredini djelovanja spojke 3 dodana je aksijalna sila $F_A = \pm 12500$ N uzrokovana potiskom plovila. Ležajevi se moraju provjeriti za oba slučaja djelovanja aksijalne sile.

Za ležaj 9 odabran je cilindrični valjkasti ležaj KRW NU2026E.M3, koji je prikazan na Slika 4.33. Služi za prenošenje samo radijalnih sila pa je izveden kao slobodni ležaj i fiksiran je na vratilo uskočnikom. Na Slika 4.34 prikazne su njegove karakteristike. Za ležaj 10 zbog aksijalne sile

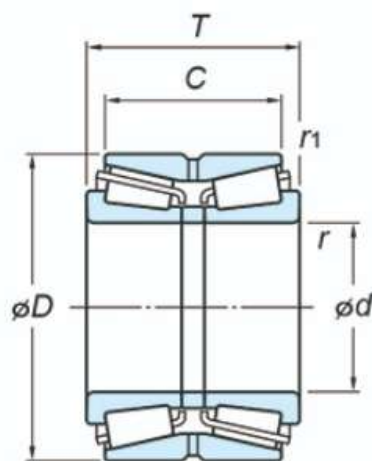
potiska plovila odabran je dvostrani konični ležaj KOYO 46228A, koji je prikazan na Slika 4.35. Koristi se za prenošenje radijalnih i aksijalnih sila pa je izveden kao čvrsti ležaj te je fiksiran na vratilo maticom i uskočnikom. Njegove karakteristike prikazane su na Slika 4.36.



Slika 4.33 Cilindrični valjkasti ležaj KRW NU2026E.M3 [30]

Main dimensions	
d [mm]	130
D [mm]	200
B [mm]	42
F [mm]	147
D ₁ [mm]	≈ 177.4
r _{1,2} [mm]	2
r _{3,4} [mm]	1.1
s [mm]	2.5
Weight [kg]	≈ 4.85

Slika 4.34 Karakteristike cilindričnog valjkastog ležaja KRW NU2026E.M3 [30]

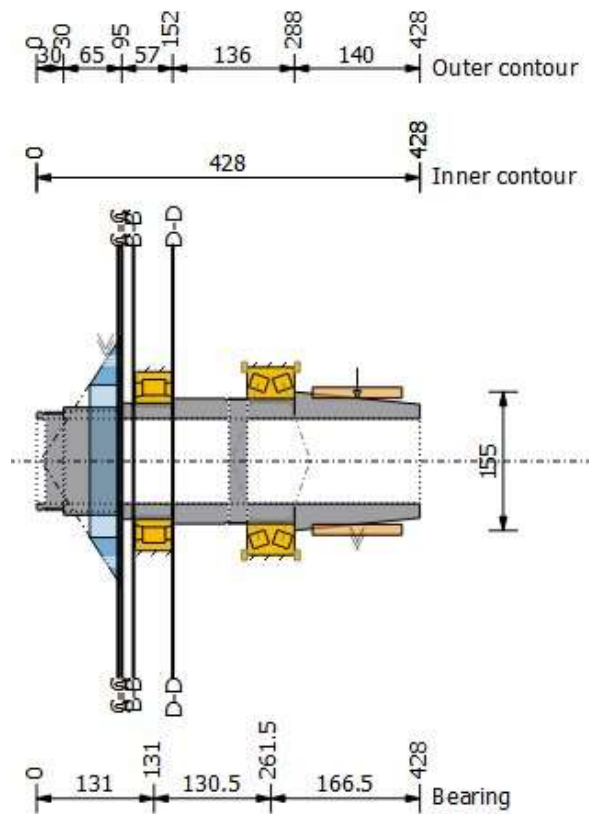


Slika 4.35 Dvostrani konični ležaj KOYO 46228A [31]

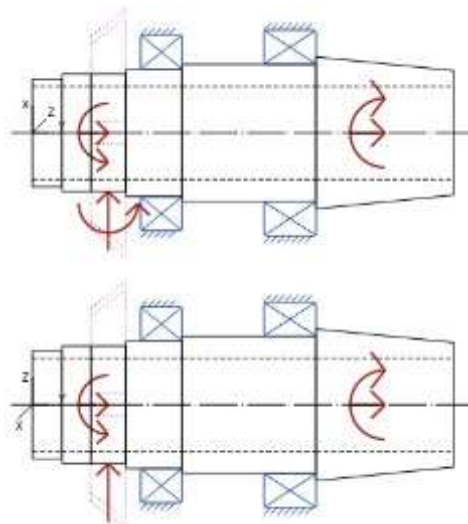
d	140 mm
D	210 mm
T	66 mm
C	53 mm
r(min.)	2.5 mm
r1(min.)	0.6 mm

Slika 4.36 Karakteristike dvostranog koničnog ležaja KOYO 46228A [31]

Nakon što su unesene sve vrijednosti, dodaju se kritični presjeci kako bi se mogla napraviti analiza na njima. Vratilo s kritičnim presjecima prikazano je na Slika 4.37. Raspored opterećenja na gonjenom vratilu prikazan je na Slika 4.38.



Slika 4.37 Dimenzije gonjenog vratila 2



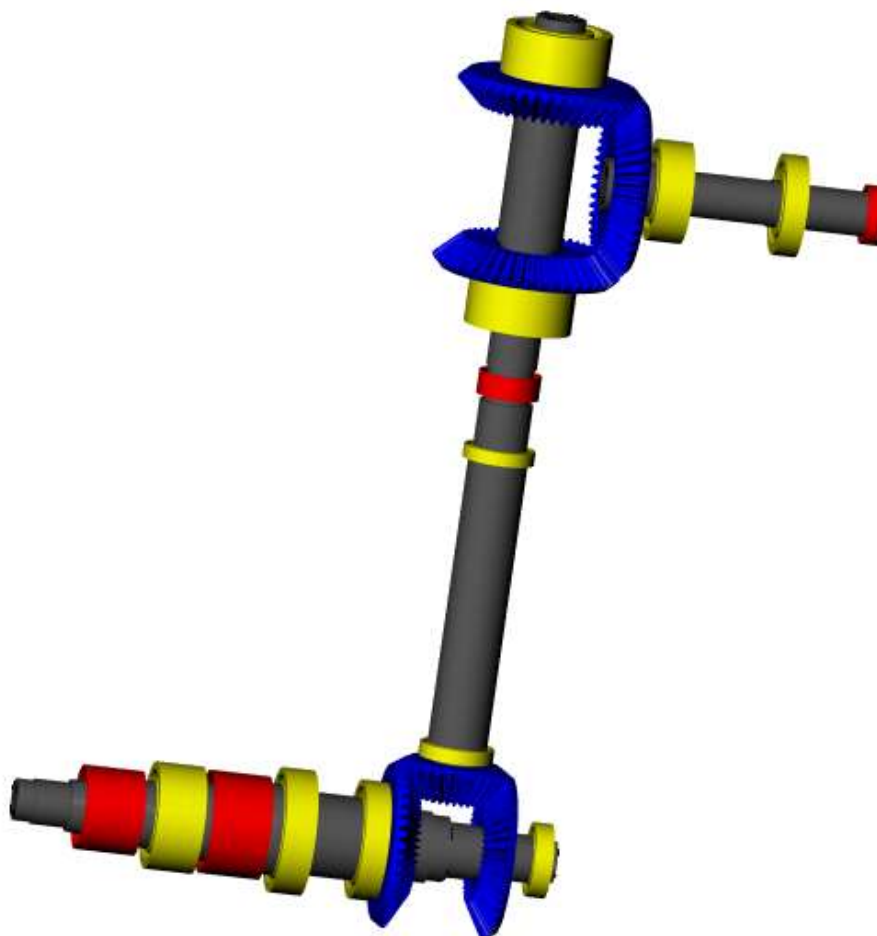
Slika 4.38 Raspored opterećenja na gonjenom vratilu 2

Kada su svi podaci uneseni, može se napraviti proračun vratila. Rezultati proračuna gonjenog vratila 2 prikazani su na Slika 4.39.

Results		Results [%]		Results [%]	
maximum deflection				89.67 μm	
maximum equivalent stress				30.70 N/mm^2	
minimum bearing rating life				29700.27 h	
minimum static bearing safety				19.03	
minimum fatigue safety				8.07	
minimum static safety				8.34	
	Safety	Static (yield point)	Fatigue	Static (yield point)	
A-A	8.67	11.19	403.33	186.57	
B-B	8.81	14.82	430.64	247.05	
C-C	8.85	8.34	442.27	138.98	
D-D	10.11	18.39	505.36	273.19	
Calculation according to ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281					
Results					
RollerBearing10 (KOYO 46228A)				S0	L10h
RollerBearing9 (KRW NU2026E M3)				19.77	29700 h
Bearing reaction force				19.03	53552 h
RollerBearing10 (KOYO 46228A)	Component	X	Y	Z	Rxx
RollerBearing9 (KRW NU2026E M3)	F	-3.067 kN	-17.651 kN	6.967 kN	7.612 kN
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm
	F	-0.253 kN	0.000 kN	-23.003 kN	23.304 kN
	M	-0.000 Nm	0.000 Nm	-0.000 Nm	0.000 Nm

Slika 4.39 Rezultati proračuna gonjenog vratila 2

Sa završenim sveukupnim dimenzioniranjem, u potpunosti je gotov model sklopa. Slika 4.40 prikazuje model sklopa u programu KISSsys.



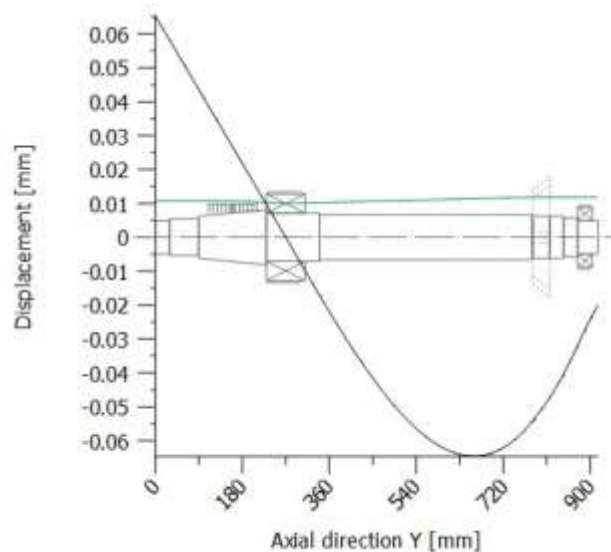
Slika 4.40 Model sklopa

5. ANALIZA VRATILA

Nakon što je završeno dimenzioniranje cijelog sklopa i napravljen je proračun vratila, može se napraviti analiza gonjenih vratila u vidu provjere deformacija, statičke i dinamičke sigurnosti, termalno sigurne radne brzine i ekvivalentnog naprezanja.

5.1. Analiza gonjenog vratila 1

Na temelju podataka iz prethodnog poglavlja radi se analiza gonjenog vratila 1. Prvo će se provjeriti da li je maksimalni progib vratila unutar dozvoljenih granica. Dopušteni progib f_{dop} za transmisijiska vratila može iznositi do 0,35 mm / m duljine vratila. [23] Na Slika 5.1 prikazan je dijagram deformacija pri savijanju.



Slika 5.1 Dijagram deformacija pri savijanju gonjenog vratila 1

Gonjeno vratilo 1 ima ukupnu duljinu od 916 mm pa dopušteni progib iznosi:

$$f_{dop} = 0,321 \text{ mm.}$$

Usporedbom maksimalnog i dopuštenog progiba gonjenog vratila 1, vidimo da je maksimalni progib manji od dopuštenog, čime je uvjet zadovoljen.

$$f_{\max} = 0,06541 \text{ mm} \ll f_{\text{dop}} = 0,321 \text{ mm}.$$

Trajnost ležajeva prethodno je definirana s minimalno 20000 sati. Iz rezultata je vidljivo da ležajevi gonjenog vratila 1 zadovoljava uvjet trajnosti:

$$L_{10\text{hmin}} = 29944 \text{ sati} \gg L_{10\text{h}} = 20000 \text{ sati}.$$

Što se tiče statičke i dinamičke sigurnosti, rezultati u kritičnim presjecima prikazani su u Tablica 5.1.

Tablica 5.1 Faktori statičke i dinamičke sigurnosti u kritičnim presjecima gonjenog vratila 1

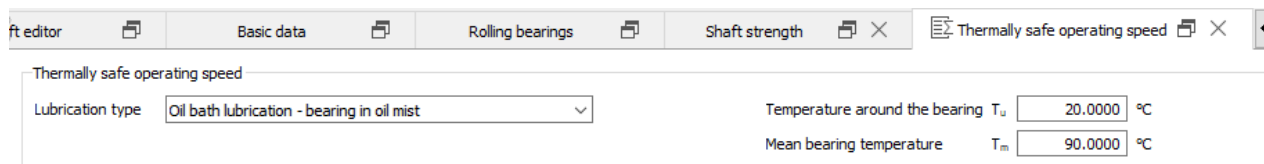
Presjek	Faktor statičke sigurnosti	Faktor dinamičke sigurnosti
A-A	7,74	4,03
B-B	6,50	5,39
C-C	7,66	6,45
D-D	9,15	7,74

Uzimajući najlošiji rezultat iz kritičnih presjeka, može se vidjeti da su ostvareni faktori statičke i dinamičke sigurnosti također zadovoljili uvjete:

$$S_{\text{min,static}}^{B-B} = 6,50 \gg S_{\text{min,static}} = 6$$

$$S_{\text{min,fatigue}}^{A-A} = 4,03 \gg S_{\text{min,fatigue}} = 2.$$

U kartici *Thermally safe operating speed* provjerava se jesu li postavljene temperature i način podmazivanja adekvatni za siguran rad ležajeva. Prema literaturi za temperaturu oko ležaja odabrana je vrijednost od 20°C, a za srednju temperaturu ležaja 90°C. [32] Prethodno je definirano da se ležajevi podmazuju uljanom maglom. Unesene vrijednosti zajedno sa rezultatima analize prikazane su na Slika 5.2.



Results (Thermally safe operating speed)	
Results:	
Shaft 'Shaft4', Rolling bearing 'RollerBearing7'	
Reference speed	6418.07 [1/min]
Thermally safe operating speed	9965.56 [1/min]
Shaft 'Shaft4', Rolling bearing 'RollerBearing8'	
Reference speed	6015.14 [1/min]
Thermally safe operating speed	7048.99 [1/min]

Slika 5.2 Analiza termalno sigurne radne brzine gonjenog vratila 1

Dijagram ekvivalentnog naprezanja prikazan je na Slika 5.3. Ekvivalentno naprezanje uspoređuje se s dopuštenim naprezanjem koje se računa po formuli:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_{p0,2}}{S},$$

gdje je:

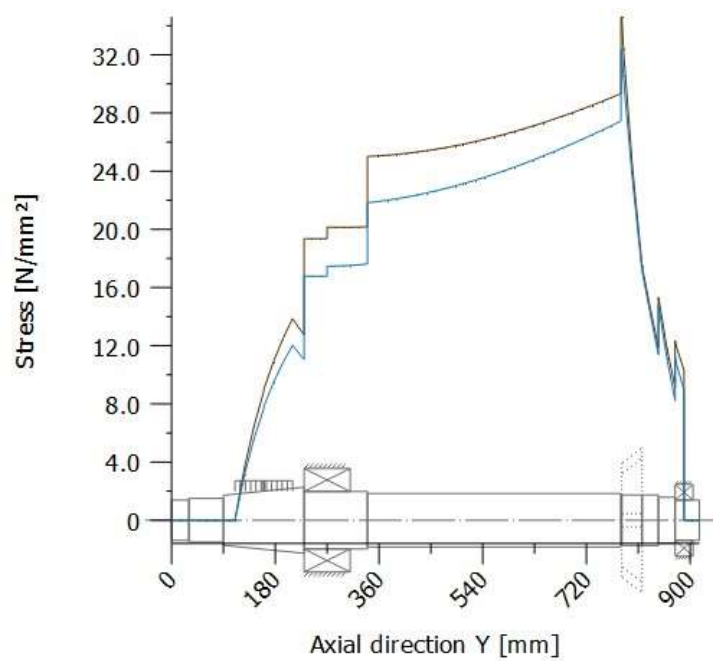
$$R_{p0,2} = 305 \text{ N/mm}^2 - \text{granica tečenja [33]}$$

$$S = 3 - \text{faktor sigurnosti [33]}$$

Slijedi:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_{p0,2}}{S} = \frac{305}{3} = 101,67 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{ekv}} = 32,36 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{\text{dop}} = 101,67 \text{ N/mm}^2.$$

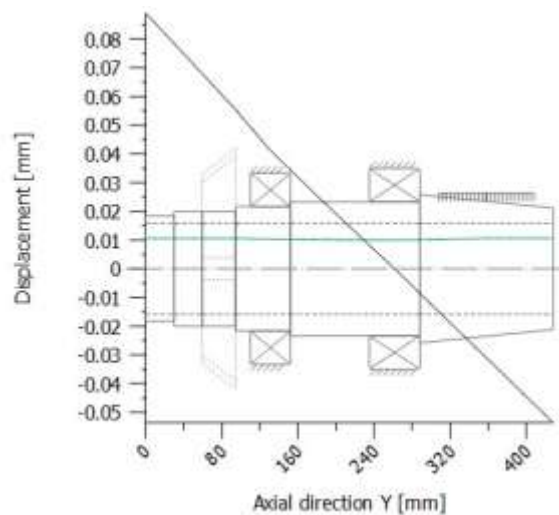


Slika 5.3 Dijagram ekvivalentnog naprezanja gonjenog vratila 1

Nakon završene analize gonjenog vratila 1, radi se analiza gonjenog vratila 2.

5.2. Analiza gonjenog vratila 2

Na isti način kao i kod gonjenog vratila 1, radi se analiza gonjenog vratila 2 na temelju podataka iz prethodnog poglavlja. Prvo će se provjeriti da li je maksimalni progib vratila unutar dozvoljenih granica. Dopušteni progib f_{dop} za transmisijaska vratila može iznositi do 0,35 mm / m duljine vratila. [23] Na Slika 5.4 prikazan je dijagram deformacija pri savijanju.



Slika 5.4 Dijagram deformacija pri savijanju gonjenog vratila 2

Gonjeno vratilo 2 ima ukupnu duljinu od 428 mm pa dopušteni progib iznosi:

$$f_{\text{dop}} = 0,1498 \text{ mm.}$$

Usporedbom maksimalnog i dopuštenog progiba gonjenog vratila 2, vidimo da je maksimalni progib manji od dopuštenog, čime je uvjet zadovoljen.

$$f_{\text{max}} = 0,08907 \text{ mm} \ll f_{\text{dop}} = 0,1498 \text{ mm.}$$

Trajnost ležajeva prethodno je definirana s minimalno 20000 sati. Iz rezultata je vidljivo da ležajevi gonjenog vratila 2 zadovoljava uvjet trajnosti:

$$L_{10\text{hmin}} = 29700 \text{ sati} \gg L_{10\text{h}} = 20000 \text{ sati.}$$

Što se tiče statičke i dinamičke sigurnosti, rezultati u kritičnim presjecima prikazani su u Tablica 5.2.

Tablica 5.2 Faktori statičke i dinamičke sigurnosti u kritičnim presjecima gonjenog vratila 2

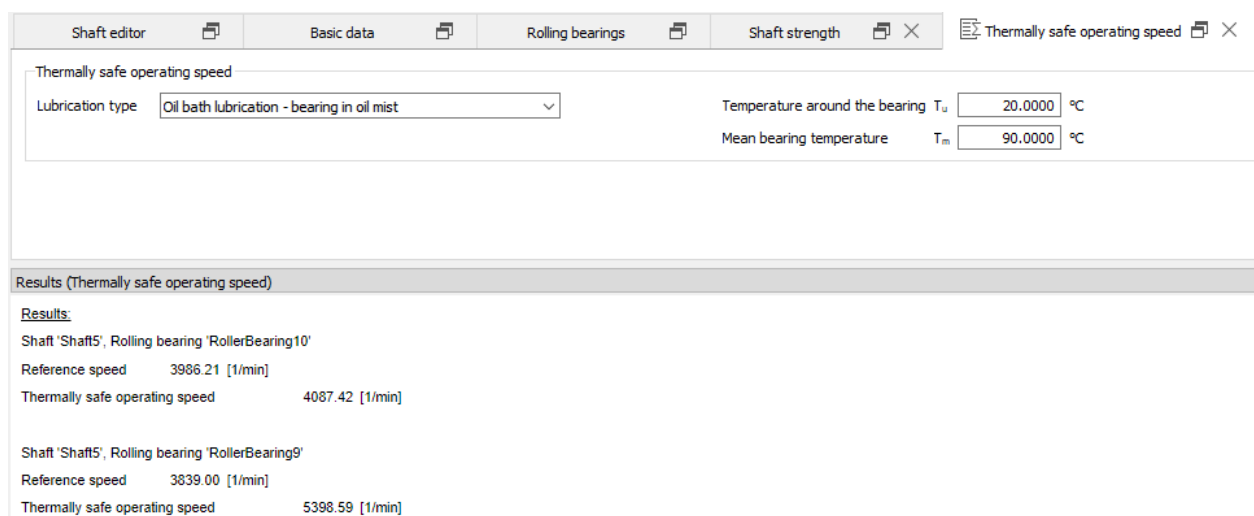
Presjek	Faktor statičke sigurnosti	Faktor dinamičke sigurnosti
A-A	11,19	8,07
B-B	14,82	8,61
C-C	8,34	8,85
D-D	16,39	10,11

Uzimajući najlošiji rezultat iz kritičnih presjeka, može se vidjeti da su ostvareni faktori statičke i dinamičke sigurnosti također zadovoljili uvjete:

$$S_{\min,static}^{C-C} = 8,34 \gg S_{\min,static} = 6$$

$$S_{\min,fatigue}^{A-A} = 8,07 \gg S_{\min,fatigue} = 2.$$

U kartici *Thermally safe operating speed* provjerava se jesu li postavljene temperature i način podmazivanja adekvatni za siguran rad ležajeva. Prema literaturi za temperaturu oko ležaja odabrana je vrijednost od 20°C, a za srednju temperaturu ležaja 90°C. [32] Prethodno je definirano da se ležajevi podmazuju uljanom maglom. Unesene vrijednosti zajedno sa rezultatima analize prikazane su na Slika 5.5.



Slika 5.5 Analiza termalno sigurne radne brzine gonjenog vratila 2

Dijagram ekvivalentnog naprezanja prikazan je na Slika 5.6. Ekvivalentno naprezanje uspoređuje se s dopuštenim naprezanjem koje se računa po formuli:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_{p0,2}}{S},$$

gdje je:

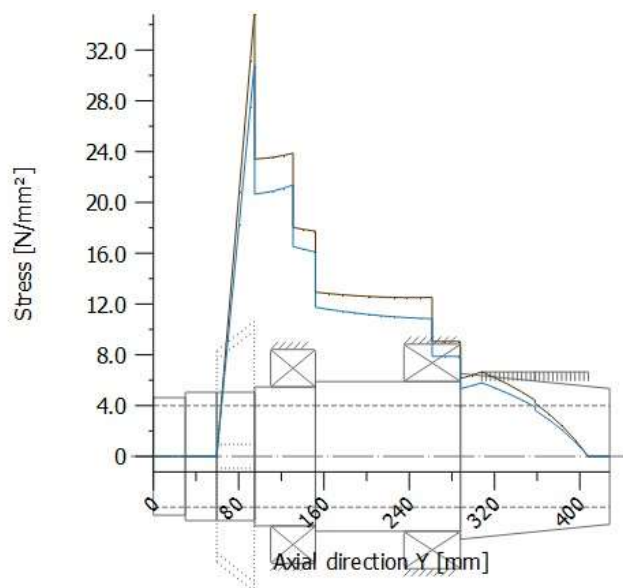
$R_{p0,2} = 305 \text{ N/mm}^2$ – granica tečenja [33]

$S = 3$ – faktor sigurnosti [33]

Slijedi:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_{p0,2}}{S} = \frac{305}{3} = 101,67 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{ekv}} = 30,70 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{\text{dop}} = 101,67 \text{ N/mm}^2.$$

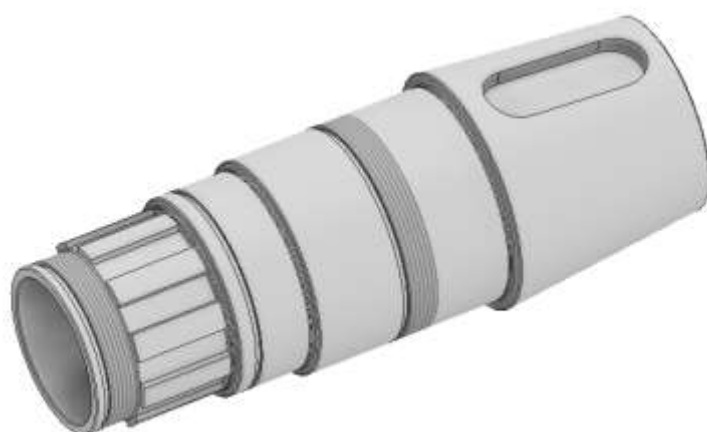


Slika 5.6 Dijagram ekvivalentnog naprezanja gonjenog vratila 2

Nakon završene analize gonjenih vratila kada je sigurno da vratila zadovoljavaju sve postavljene zahtjeve i uvjete, napravljeni su njihovi 3D modeli u programu Autodesk Inventor Professional 2024. 3D model gonjenog vratila 1 prikazan je na Slika 5.7, a gonjenog vratila 2 na Slika 5.8. Na temelju 3D modela napravljena je njihova tehnička dokumentacija, koja se nalazi u prilogu.



Slika 5.7 3D model gonjenog vratila 1



Slika 5.8 3D model gonjenog vratila 2

6. ZAKLJUČAK

Zadatak rada bio je oblikovanje sklopa gonjenih vratila za dvosmjerni pogon. Prije oblikovanja sklopa dan je širi kontekst u kojem je takav sklop potreban. Dvosmjerni pogon omogućuje jednostavno upravljanje plovilima unaprijed i unatrag i za njegovu izvedbu potrebno je oblikovati brodski pogonski sustav i njegove prijenosnike snage na odgovarajući način.

Brodski pogonski sustav osigurava pretvorbu i prijenos energije te omogućuje kontrolu smjera i brzine kretanja broda. U praksi je pogonski sustav za dvosmjerni pogon broda često izveden kao Z-pogon. Takav hibridni pogonski sustav unutar svoje jedinice ima sve potrebno za propulziju broda i zamjenjuje konvencionalni pogonski sustav je hibridni pogonski sustav. Z-pogon izabran je za rješenje ovog zadatka te je dano idejno rješenje sklopa koji se sastoji od reduktora koji služi samo za promjenu smjera vratila i azimutskog potisnika. Po uzoru na Volvo Penta IPS motore, u sklopu azimutskog potisnika nalaze se dva gonjena vratila, jedno puno i jedno šuplje. Vratila su spojena svaki na svoj propeler, što ovaj sustav čini tzv. *dual prop* sustavom.

Idejno rješenje preneseno je u model u programu KISSsys koji omogućuje dimenzioniranje, proračun i analizu njegovih dijelova. Nakon što su u model dodani svi dijelovi prema idejnom rješenju, napravljeno je dimenzioniranje zupčanika. U tom dijelu definirani su materijali zupčanika, potrebni prijenosni omjer, različiti faktori zahvata zupčanika, očekivani životni vijek zupčanika i metoda proračuna. Nakon toga je rađeno dimenzioniranje vratila koje uključuje određivanje dimenzija vratila, materijala vratila, odabir vrste i položaja ležajeva i njihovog podmazivanja te traženog statičkog i dinamičkog faktora sigurnosti. Ti podaci omogućuju proračun vratila na temelju kojeg se radi analiza. Analiza gonjenih vratila uključuje provjeru trajnosti ležajeva, provjeru termalne sigurne radne brzine te kontrolu kritičnih u vidu provjere maksimalnog progiba, statičkog i dinamičkog faktora sigurnosti i ekvivalentnog naprežanja. Kada su sve dimenzije i parametri određeni tako da su svi zahtjevi i uvjeti zadovoljeni, napravljene su 3D modeli gonjenih vratila i na temelju njih tehnička dokumentacija.

LITERATURA

- [1] Franulović, M.: "Mehaničke konstrukcije – Uvod", materijali s predavanja, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, 2021.
- [2] Opalić, M.: "Prijenosnici snage i gibanja", Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 1998.
- [3] Mehanički prijenosnici, s Interneta, <https://www.ffri.hr/~mdundjer/Elementi%20strojeva%20II/13-MehanickiPrijenosnici.pdf>, 26.8.2023.
- [4] Tehnička enciklopedija – Elementi strojeva, mehanički prijenos snage, s Interneta, https://tehnika.lzmk.hr/tehnickaenciklopedija/elementi_strojeva_11_elementi_za_mehanicki_prijenos_snage.pdf
- [5] Vrcan, Ž: "Elementi konstrukcija II - Zupčani prijenos", materijali s predavanja, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, 2018.
- [6] Obsieger, B.: "Prijenos sa zupčanicima", Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, 2012.
- [7] Šestan, A: "Brodski pogon", Portal hrvatske tehničke baštine, s Interneta, <https://tehnika.lzmk.hr/brodski-pogon/>, 26.8.2023.
- [8] Pogonski sustav broda, s interneta, <https://www.mermaid-consultants.com/ship-propeller-and-shafting-system.html>, 26.8.2023.
- [9] Brodski dizelski motor, s internet, https://www.burzanautike.com/hr/kupite_brodski_motor_i_ustedite/5010/5, 27.8.2023.
- [10] Senčić, T.: "Klipni motori s unutarnjim izgaranjem", materijali s predavanja, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, 2019.
- [11] Menon, A.: "Marine Propeller Shaft – Design And Construction", s Interneta, <https://www.marineinsight.com/naval-architecture/marine-propeller-shaft-design-and-construction/>, 28.8.2023.
- [12] Gunnarsson, G. P., Sigurdsson, S. P., "Dimensioning of marine propulsion shafts", diplomski rad, Chalmers University of Technology, Gothenburg, 2021.
- [13] "Ležaj", *Hrvatska enciklopedija, mrežno izdanje*. Leksikografski zavod Miroslav Krleža, 2021, s Interneta, <http://www.enciklopedija.hr/Natuknica.aspx?ID=36312>, 29.8.2023.
- [14] Vijčani propeler, s Interneta, <https://lshipdesign.blogspot.com/2018/03/screw-propeller-part-1.html>, 29.8.2023.
- [15] Tehnička enciklopedija – Brod, propulzija, s interneta, https://tehnika.lzmk.hr/tehnickaenciklopedija/brod_7_propulzija_broda.pdf, 5.1.2024.

- [16] Dejhalla, R.: "Brodski vijak", Portal hrvatske tehničke baštine, <https://tehnika.lzmk.hr/vijak-brodski/>, 30.8.2023.
- [17] Propeleri, s Interneta, <http://struna.ihjj.hr/naziv/geometrijski-korak-propelera/204/>, 29.8.2023.
- [18] Propeleri, s Interneta, <https://www.scam-marine.hr/view.asp?p=62&c=39>, 29.8.2023.
- [19] Z pogon, s Interneta, <https://www.boatsnews.com/story/25099/z-drive-propulsion-the-advantage-of-the-base-plate-and-that-of-the-inboard>, 5.1.2024.
- [20] Volvo Penta AQ100, s Interneta, <https://www.heydownloads.com/product/volvo-penta-aquamatic-models-100-100b-stern-drive-repair-manual-pdf-download/>
- [21] Volvo Penta IPS, s Interneta, <https://www.volvopenta.com/about-us/news-page/2019/jun/volvo-pentas-ips-a-design-gamechanger/>
- [22] E. Oberg, F. D. Jones, H. L. Horton, H. Ryffel: 26th Edition of Machinery's Handbook, Industrial Press INC., New York, 2000.
- [23] Karl-Heinz Decker: Elementi strojeva, Tehnička knjiga, Zagreb, 1975.
- [24] M. D. Trbojević, M. R. Janković, J. Vugdelića, S. Ivković, V. Latinović: Reduktori, Naučna knjiga, Beograd, 1984.
- [25] Kod za uključivanje/isključivanje zahvata zupčanika, s Interneta, <https://www.yumpu.com/en/document/view/23853933/activating-de-activating-gear-connections-1-kisssoft-ag>, 6.1.2024.
- [26] Vrcan, Ž.: "Jednostupanjski zupčani reductori", Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, 2021.
- [27] B. Kovač: Praktičar 3 – Strojstvo 2, Školska knjiga, Zagreb, 1973.
- [28] Dvostrani konični ležaj RKB TDO 617335, s Interneta, <https://www.rollsbearing.com/984-skf-617335-bearings.html> 5.3.2024.
- [29] Cilindrični valjkasti ležaj KRW NCF2214V, s Interneta, <https://www.krw.de/en/products/product-database/ncf2214v/>
- [30] Cilindrični valjkasti ležaj KRW NU2026E.M3, s Interneta, <https://www.krw.de/en/products/product-database/nu2026em3/>, 5.3.2024.
- [31] Dvostrani konični ležaj KOYO 46228A, s Interneta, <https://koyo.jtekt.co.jp/en/products/detail/?pno=46228A>, 5.3.2024.
- [32] Temperature ležajeva, s Interneta, <https://www.machinerylubrication.com/Read/30608/manage-hot-bearings>, 7.1.2024.
- [33] B. Kraut: Krautov strojarski priručnik, Sajema, Zagreb, 2009.

POPIS OZNAKA

b [mm] – širina zupčanika

b_1 [mm] – širina zupčanika 1

b_2 [mm] – širina zupčanika 2

b_3 [mm] – širina zupčanika 3

b_4 [mm] – širina zupčanika 4

b_5 [mm] – širina zupčanika 5

b_6 [mm] – širina zupčanika 6

F_A [N] – aksijalna sila

f_{dop} [mm] – dopušteni progib

f_{max} [mm] – maksimalni progib

i – prijenosni omjer

K_A – faktor primjene

$K_{H\alpha}$ – faktor raspodjele opterećenja uzduž para zuba u zahvatu

$K_{H\beta\text{-be}}$ – faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba

K_V – dinamički faktor

L_{10h} [h] – tražena trajnost ležaja

$L_{10h\text{min}}$ [h] – minimalna trajnost ležaja

m_n [mm] – modul zupčanika

m_1 [mm] – modul zupčanika 1

m_2 [mm] – modul zupčanika 2

m_3 [mm] – modul zupčanika 3

m_4 [mm] – modul zupčanika 4

m_5 [mm] – modul zupčanika 5

m_6 [mm] – modul zupčanika 6

n [min^{-1}] – brzina vrtnje pogonskog vratila

P [kW] – ulazna snaga

R_a [mm] – radijus osnovnog stožnika

$R_{p0,2}$ [N/mm^2] – granica tečenja

S – faktor sigurnosti

S_{Fmin} – minimalna sigurnost protiv loma u korijenu zuba

S_{Hmin} – minimalna sigurnost na pitting

$S_{min, static}$ – statički faktor sigurnosti

$S_{min, fatigue}$ – dinamički faktor sigurnosti

W_1 [kg] – masa zupčanika 1

W_2 [kg] – masa zupčanika 2

z_1 – broj zuba zupčanika 1

z_2 – broj zuba zupčanika 2

z_3 – broj zuba zupčanika 3

z_4 – broj zuba zupčanika 4

z_5 – broj zuba zupčanika 5

z_6 – broj zuba zupčanika 6

v_{1-2} [m/s] – obodna brzina zahvata z_1z_2

v_{1-3} – obodna brzina zahvata z_1z_3

v_{4-5} – obodna brzina zahvata z_4z_5

v_{4-6} – obodna brzina zahvata z_4z_6

ν_{40} [mm^2/s] – kinematička viskoznost pri temperaturi od 40°C

ν_{100} [mm^2/s] – kinematička viskoznost pri temperaturi od 100°C

ρ [kg/dm^3] – gustoća maziva

σ_{dop} [N/mm²] – dopušteno naprezanje

σ_{ekv} [N/mm²] – ekvivalentno naprezanje

POPIS SLIKA

Slika 2.1 Podjela mehaničkih prijenosnika s obzirom na mehanizam prijenosa [3].....	4
Slika 2.2 Cilindrični zupčanici s ravnim zubima [6].....	5
Slika 2.3 Konični zupčanici [6].....	6
Slika 3.1 Shema pogonskog sustava broda [8].....	8
Slika 3.2 Brodski dizelski motor [9]	8
Slika 3.3 3D model srednjih vratila [12]	10
Slika 3.4 3D model propelerskog vratila i statvene cijevi [12].....	10
Slika 3.5 Smještaj ležaja statvene cijevi i odrivnog ležaja [14]	11
Slika 3.6 Propeleri sa tri krila (lijevo) i četiri krila (desno) [18].....	12
Slika 3.7 Z-pogon motora Volvo Penta AQ100 [20]	13
Slika 3.8 Volvo Penta IPS [21]	14
Slika 3.9 Idejno rješenje	16
Slika 4.1 Elements box.....	18
Slika 4.2 Stablo sklopa.....	19
Slika 4.3 Definiranje ulaznog rubnog uvjeta.....	20
Slika 4.4 Definiranje prvog izlaznog rubnog uvjeta.....	20
Slika 4.5 Definiranje drugog izlaznog rubnog uvjeta.....	21
Slika 4.6 Definiranje zahvata između zupčanika 1 i zupčanika 2	21
Slika 4.7 Definiranje veze spojki vertikalnih vratila	22
Slika 4.8 Definiranje nove varijable zahvata z1z2	22
Slika 4.9 Definiranje funkcije SetGear.....	23
Slika 4.10 Kod funkcije SetGear	23
Slika 4.11 Odabir uključenog zahvata.....	23
Slika 4.12 Dijagram snage za uključen zahvat z1z2 (lijevo) i uključen zahvat z1z3 (desno).....	24
Slika 4.13 Grubo dimenzioniranje zupčanika 1 i 2	25
Slika 4.14 Definiranje parametara čvrstoće zupčanika 1 i 2	25
Slika 4.15 Rasponi i koraci za određivanje geometrije zupčanika 1 i 2.....	27
Slika 4.16 Generirana rješenja zupčanika 1 i 2	28
Slika 4.17 Grubo dimenzioniranje zupčanika 4 i 5	29
Slika 4.18 Rasponi i koraci za određivanje geometrije zupčanika 4 i 5.....	29
Slika 4.19 Odabir osnovnih parametara gonjenog vratila 1	32
Slika 4.20 Odabir parametara čvrstoće vratila 1	33

Slika 4.21 Parametri ležajeva gonjenog vratila 1	33
Slika 4.22 Dodavanje aksijalne sile.....	34
Slika 4.23 Dvostrani konični ležaj RKB TDO 617335[28]	34
Slika 4.24 Karakteristike dvostranog koničnog ležaja RKB TDO 617335 [28]	35
Slika 4.25 Cilindrični valjkasti ležaj KRW NCF2214V [29].....	35
Slika 4.26 Karakteristike cilindričnog valjkastog ležaja KRW NCF2214V [29]	35
Slika 4.27 Dimenzije gonjenog vratila 1	36
Slika 4.28 Raspored opterećenja na gonjenom vratilu 1	36
Slika 4.29 Rezultati proračuna gonjenog vratila 1	37
Slika 4.30 Odabir osnovnih parametara gonjenog vratila 2	37
Slika 4.31 Odabir parametara čvrstoće vratila 2	38
Slika 4.32 Parametri ležajeva gonjenog vratila 2	38
Slika 4.33 Cilindrični valjkasti ležaj KRW NU2026E.M3 [30].....	39
Slika 4.34 Karakteristike cilindričnog valjkastog ležaja KRW NU2026E.M3 [30]	39
Slika 4.35 Dvostrani konični ležaj KOYO 46228A [31]	40
Slika 4.36 Karakteristike dvostranog koničnog ležaja KOYO 46228A [31]	40
Slika 4.37 Dimenzije gonjenog vratila 2	41
Slika 4.38 Raspored opterećenja na gonjenom vratilu 2	41
Slika 4.39 Rezultati proračuna gonjenog vratila 2	42
Slika 4.40 Model sklopa.....	42
Slika 5.1 Dijagram deformacija pri savijanju gonjenog vratila 1	43
Slika 5.2 Analiza termalno sigurne radne brzine gonjenog vratila 1	45
Slika 5.3 Dijagram ekvivalentnog naprezanja gonjenog vratila 1.....	46
Slika 5.4 Dijagram deformacija pri savijanju gonjenog vratila 2.....	47
Slika 5.5 Analiza termalno sigurne radne brzine gonjenog vratila 2	48
Slika 5.6 Dijagram ekvivalentnog naprezanja gonjenog vratila 2.....	49
Slika 5.7 3D model gonjenog vratila 1	50
Slika 5.8 3D model gonjenog vratila 2.....	50

POPIS TABLICA

Tablica 4.1 Faktor primjene K_A [26].....	26
Tablica 4.2 Orijentacijske vrijednosti za izbor načina podmazivanja i kinematske viskoznosti v maziva [23].....	31
Tablica 5.1 Faktori statičke i dinamičke sigurnosti u kritičnim presjecima gonjenog vratila 1.....	44
Tablica 5.2 Faktori statičke i dinamičke sigurnosti u kritičnim presjecima gonjenog vratila 2.....	48

SAŽETAK

U ovom je radu opisan postupak oblikovanja sklopa gonjenih vratila za dvosmjerni pogon broda.

U radu su općenito opisani prijenosnici snage, kao ključni dijelovi svakog pogonskog sustava. Detaljnije su obrađeni mehanički prijenosnici snage jer je takav oblik prijenosnika korišten u sklopu gonjenih vratila.

Postupak oblikovanja sklopa gonjenih vratila započet je izradom modela pogonskog sklopa u programu KISSsys. U model su dodani dijelovi sklopa poput vratila, zupčanika, ležajeva i spojki. Napravljeno je dimenzioniranje zupčanika, a zatim dimenzioniranje vratila, koje uključuje odabir dimenzija vratila, materijala vratila, metode proračuna, ležajeva i načina podmazivanja. Nakon dimenzioniranja napravljena je analiza vratila u vidu provjere deformacija, statičke i dinamičke sigurnosti, termalno sigurne radne brzine i ekvivalentnog naprezanja.

Nakon završenog dimenzioniranja i analize gonjenih vratila napravljeni su njihovi 3D modeli u program Autodesk Inventor Professional 2024. Na temelju modela napravljena je tehnička dokumentacija u programu AutoCAD 2024.

Ključne riječi: Dvosmjerni pogon broda, gonjeno vratilo, prijenosnici snage

SUMMARY

This paper describes the design of the driven shafts assembly for two-way ship drive.

The paper describes power transmissions in general, as key parts of any drive system. Mechanical power transmissions are covered in more detail because that type of transmission was used in the driven shaft assembly.

The process of designing the driven shaft assembly started with the design of a drive system in KISSsys program. Parts like shaft, gears, bearings and couplings were added to the assembly. Gear sizing was done, followed by shaft sizing, which includes the selection of shaft dimensions, material, calculation method, bearings and lubrication method. After sizing, a shaft analysis was made in the form of checking deformations, static and dynamic safety, thermally safe operating speed and equivalent stress.

After sizing and analysis of the driven shafts, their 3D models were created in Autodesk Inventor Professional 2024. Based on the created models, drawings were made in AutoCAD 2024.

Key words: Two-way drive, Driven shaft, Power transmissions

PRILOG

- A. Tehnička dokumentacija gonjenog vratila 1
- B. Tehnička dokumentacija gonjenog vratila 2