Uređaj za ispitivanje kotača i naplataka gradskih bicikala prema normi ISO 4210-7

Černelić, Filip

Undergraduate thesis / Završni rad

2025

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:938829

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-29**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Filip Černelić

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori: Student:

Prof. dr. sc. Dragan Žeželj Filip Černelić

Zagreb, 2024.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Draganu Žeželju na savjetima i uputama prilikom izrade završnog rada.

Također zahvaljujem se svojoj obitelji i prijateljima na podršci i strpljenju tokom izrade rada.

Filip Černelić

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne i diplomske ispite studija strojarstva za smjerove.
Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodostrojarski

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: **602 – 04 / 25 – 06 / 1**	
Ur.broj: **15 – 25 –**	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Filip Černelić** JMBAG: **0035229764**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Uređaj za ispitivanje kotača i naplataka gradskih bicikala prema normi ISO 4210-7**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Device for testing city bicycle wheels and rims according to the ISO 4210-7 standard**

Opis zadatka:

Bicikl je često zastupljeno sredstvo koje dolazi s nekoliko prednosti: ekološki je prihvatljiv, koristi se kako za sport i zabavu, tako i za prijevoz, a u svakom slučaju iziskuje fizičku aktivnost i konačno, podesan je za manje udaljenosti unutar prometom opterećenih urbanih središta, odnosno manje je zahvaćen prometnim gužvama. Bicikl mora biti siguran za upotrebu, a potrebna svojstva i utvrđivanje tih svojstava opisani su normama grupe ISO 4210.

U radu je potrebno dati kratak povijesni pregled razvoja bicikala te kratak opis normi ISO 4210-1 do 4210-9, s naglaskom na normu ISO 4210-7 – Metode ispitivanja kotača i naplataka. U okviru konstrukcijskog dijela potrebno je napraviti analizu zahtjeva iz norme ISO 4210-7 koji se odnose na gradske bicikle te osmisliti rješenje jednog uređaja kojim će se provoditi sva potrebna ispitivanja iz navedene norme za promjere kotača do 635 mm i naplataka izrađenih od metala.

Vrijednosti potrebne za proračun i odabir pojedinih komponenti usvojiti iz postojećih rješenja sličnih sustava, iskustvenih vrijednosti te u dogovoru s mentorom. Računalni model odabranog rješenja uređaja izraditi u 3D CAD sustavu, cjelovito konstrukcijsko rješenje prikazati sklopnim crtežom, a dijelove odabrane u dogovoru s mentorom razraditi do razine radioničkih crteža.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu, norme kao i možebitno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

30. 11. 2024.

Datum predaje rada:

1. rok: 20. i 21. 2. 2025.
2. rok: 10. i 11. 7. 2025.
3. rok: 18. i 19. 9. 2025.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 24. 2. – 28. 2. 2025.
2. rok: 15. 7. – 18.7.2025
3. rok: 22. 9. – 26. 9. 2025.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Dragan Žeželj

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

SADRŽAJ

POPIS SLIKA III
POPIS TABLICA V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE VI
POPIS OZNAKA VII
SAŽETAK VIII
SUMMARY IX
1. UVOD 1
1.1 Povijesni razvoj bicikla 1
1.2 Terminologija i definicije 4
2. Analiza normi 8
2.2 Norma ISO 4210-7 - Metode ispitivanja za kotače i naplatke 9
2.2.1 Metoda ispitivanja rotacijske preciznosti 9
2.2.2 Metoda ispitivanja statičke čvrstoće sklopa kotača 11
2.2.3 Metoda ispitivanja naprava za pričvršćivanje kotača 12
2.2.4 Metoda ispitivanja stakleničkog efekta kompozitnih kotača 12
2.2.5 Metoda ispitivanja zamorne čvrstoće kotača gradskih i trekking bicikala 13
2.2.6 Metoda ispitivanja izdržljivosti kočionih površina kompozitnih kotača 14
2.2.7 Metoda ispitivanja apsorpcije energije za kotače brdskih bicikala 15
3. Analiza tržišta 16
3.1 Kupovna rješenja proizvođača uređaja za ispitivanje 16
3.1.1 LiTeM 16
3.1.2 Step-Lab 17
3.1.3 Hung Ta 18
3.1.4 Weinmann Prüftechnik 18
3.2 Posebno izrađena rješenja za laboratorije proizvođača 19
3.2.1 DT Swiss 19
3.2.2 ENVE Composites 21
3.2.3 Tubolito 21
4. Funkcijska dekompozicija 23
4.1 Analiza zahtjeva 23
4.2 Funkcijska struktura 23
5. Morfološka matrica 24
6. Koncepti 27
6.1 Koncept 1 27
6.2 Koncept 2 29
6.3 Koncept 3 31
6.4 Vrednovanje i odabir koncepta za razradu 33
7. Razrada odabranog koncepta 34
7.1 Opis razrađenog uređaja 34

7.2 Dimenzioniranje bubnja 37
7.3 Dimenzioniranje vratila 38
7.3.1 Analiza opterećenja 38
7.3.2 Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti 45
7.4 Odabir ležajeva 49
7.5 Odabir elektromotora i reduktora 50
7.6 Odabir spojke 52
7.7 Proračun zavara 53
7.7.1 Proračun zavara letvica bubnja 53
7.7.2 Proračun zavara nosača ležajnog mjesta B 55
7.8 Proračun greda nosive konstrukcije 56
7.8.1 Proračun nosača ležajnog mjesta B 57
7.8.2 Proračun glavnog stupa 58
7.9 Odabir linearnih vodilica 60
7.10 Odabir aktuatora 61
ZAKLJUČAK 62
LITERATURA 63
PRILOZI 64

POPIS SLIKA

Slika 1 „*Laufmaschine*“ (uređaj za trčanje) 1817 [1] 1
Slika 2 Prvi bicikl s pedalama 1839 [1] 2
Slika 3 *Penny-farthing* [1] 2
Slika 4 „Safety bicycle“ (sigurnosni bicikl) [1] 3
Slika 5 Strane bicikla 4
Slika 6 Dijelovi prednjeg kotača 5
Slika 7 Mjerenje kotača za brdske, dječje i *trekking* bicikle 10
Slika 8 Mjerenje kotača za trkače bicikle 10
Slika 9 Mjerenje statičke čvrstoće sklopa kotača 11
Slika 10 Naprava za mjerenje širine obruča 12
Slika 11 Kotač položen u ispitnoj komori 13
Slika 12 Postolje za ispitivanje zamorne čvrstoće kotača 14
Slika 13 Postolje za ispitivanje apsorpcije energije i geometrija udarne glave 15
Slika 14 *LiTeM* ispitna postolja 17
Slika 15 *Step-Lab* uređaji za ispitivanje 17
Slika 16 *Hung Ta* uređaji za ispitivanje 18
Slika 17 *Weinmann Prüftechnik* uređaji za ispitivanje 19
Slika 18 *DT Swiss* uređaj za ispitivanje apsorpcije energije 20
Slika 19 *DT Swiss* uređaj za mjerenje rotacijske preciznosti 20
Slika 20 *DT Swiss* uređaj za ispitivanje zamorne čvrstoće 20
Slika 21 *ENVE Composites* uređaji za ispitivanje apsorpcije energije 21
Slika 22 *Tubolito* uređaj za ispitivanje zamorne čvrstoće 22
Slika 23 Funkcijska struktura 23
Slika 24 Skica koncepta 1 28
Slika 25 Skica koncepta 2 30
Slika 26 Skica koncepta 3 32
Slika 27 Razrađen uređaj 34
Slika 28 Ispitne pozicije 35
Slika 29 Prilagođavanje širine prihvata uzorka 36
Slika 30 Presjek podsklopa vratila bubnja 36
Slika 31 Masa bubnja 38
Slika 32 Shema opterećenja vratila 39
Slika 33 Shema opterećenja bubnja 41
Slika 34 Masa sklopa klizača 42
Slika 35 Masa kotača 42
Slika 36 Dijagrami unutarnjih poprečnih sila, momenata savijanja i momenta uvijanja vratila 44
Slika 37 faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja [6] 46
Slika 38 faktor kvalitete površinske obrade [6] 46
Slika 39 Odabran ležaj 1209 EKTN9 50
Slika 40 Elektromotor i reduktor SK 42125 - 160LP/4 51
Slika 41 Tehnička specifikacija odabrane spojke 52
Slika 42 Presjek zavara letvica na bubnju 53
Slika 43 Presjek zavara nosača ležaja B 55
Slika 44 Poprečni presjek kvadratnog profila 56
Slika 45 Shema opterećenja nosača ležajnog mjesta B 57
Slika 46 Shema opterećenja klizača 58
Slika 47 Shema opterećenja stupa 59

Slika 48 Specifikacija klizača RWD-025-FLS-C2-H-2 60
Slika 49 Specifikacija aktuatora EPCS-BS-45-100-3P-A-ST-M-H1-PLK-A 61

POPIS TABLICA

Tablica 1 Dopuštene vrijednosti deformacije kotača 9
Tablica 2 Iznosi poprečnih sila na obruč 11
Tablica 3 Dopuštene vrijednosti trajne deformacije....11
Tablica 4 Dopuštene vrijednosti radijalnog i aksijalnog odstupanja....14
Tablica 5 Morfološka matrica 24
Tablica 6 Odabrana parcijalna rješenja za koncept 1 27
Tablica 7 Odabrana parcijalna rješenja za koncept 2 29
Tablica 8 Odabrana parcijalna rješenja za koncept 3 31
Tablica 9 Vrednovanje koncepata 33
Tablica 10 Svojstva materijala vratila [6]....45
Tablica 11 Efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja vratila s utorom za pero [6] ...48
Tablica 12 Dopuštena naprezanja zavara [21] 55

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

S-01-2025 Uređaj za ispitivanje kotača i naplataka gradskih bicikala prema normi ISO 4210

PS-01-2025 Podsklop vratila bubnja

PS-02-2025 Podsklop klizač

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
n	min^{-1}	Brzina vrtnje
v	m/s	Brzina
d	m	Promjer
i	-	Prijenosni omjer
m	kg	masa
G	N	Težina
T	Nm	Moment uvijanja
J	kg/m^2	Moment tromosti
ε	rad/s^2	Kutno ubrzanje
t	s	Vrijeme
a	m/s^2	Ubrzanje
ρ	m	Polumjer
F	N	Sila
R_a	µm	Hrapavost površine
S	-	Sigurnost
b_1	-	faktor veličine strojnog dijela
b_2	-	faktor kvalitete površinske obrade
σ_f	MPa	Savojno naprezanje
φ	-	Faktor udara
σ_{red}	MPa	Reducirano naprezanje
W	mm^4	Aksijalni moment otpora
β_{kf}	-	Efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja
M	Nm	Moment savijanja
α_o	-	Faktor čvrstoće materijala
β_{kt}	-	Efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja
σ_{f_D}	MPa	Trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično promjenjivo naprezanje pri savijanju
$\tau_{t_{DI}}$	MPa	Trajna dinamička čvrstoća za čisto istosmjerno opterećenje
C_1	N	Dinamička nosivost ležaja
P	N	Dinamičko ekvivalentno opterećenje ležaja
L_{10hmin}	h	Zahtijevani vijek trajanja ležaja u satima
η	-	Stupanj djelovanja
k	-	Pogonski faktor
a	mm	Debljina zavara
$\sigma_\perp$	MPa	Naprezanje zavara u normalnom smjeru
I	mm^3	Osni moment inercije
e	mm	najveća udaljenost od neutralne osi presjeka

SAŽETAK

Ovaj rad obuhvaća proces konstruiranja ispitnog postolja za ispitivanje kotača gradskih bicikala prema normi ISO 4210-7:2014. Provedena je analiza normi grupe ISO 4210:2014 te je dan opis svih obuhvaćenih metoda ispitivanja kotača. Proces konstruiranja uređaja sastoji se od analize tržišta uređaja za ispitivanje dijelova bicikala prema navedenoj normi, analize zahtjeva za zadano postolje, formiranja funkcijske strukture te morfološke matrice. Temeljem morfološke matrice predložena su tri koncepta uređaja koji se prema zadanim kriterijima uspoređuju i vrednuju te se jedan od koncepata odabire za danju razradu. Odabran koncept razrađen je u CAD sustavu, izrađena je tehnička dokumentacija i odrađeni su svi relevantni proračuni.

Ključne riječi: ISO 4210-7, kotač bicikla, ispitivanje čvrstoće, ispitivanje dinamičke izdržljivosti

SUMMARY

This paper covers the process of designing a test stand for testing city bicycle wheels according to the ISO 4210-7:2014 standard. An analysis of the ISO 4210:2014 standard group was conducted, along with a description of all included testing methods. The device design process consists of a market analysis of testing devices for bicycle components according to the specified standard, an analysis of the requirements for the given test stand, the formation of a functional structure, and the creation of a morphological matrix. Based on the morphological matrix, three device concepts were proposed, which are compared and evaluated according to predefined criteria, leading to the selection of one concept for further development. The selected concept was developed in a CAD system, technical documentation was created, and all relevant calculations were performed.

Key words: ISO 4210-7, bicycle wheel, strength testing, dynamic durability testing

1. UVOD

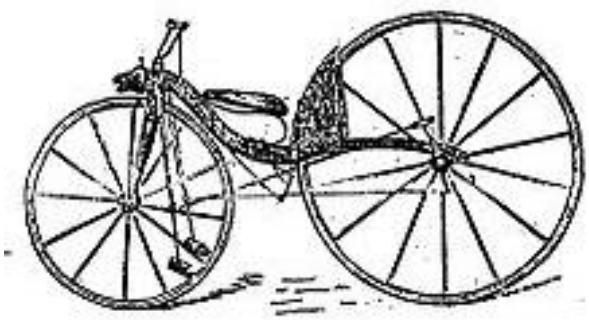
Bicikl je ljudski pogonjeno prijevozno sredstvo s dva kotača i globalno je omiljeno sredstvo za sport i rekreaciju, ali prvenstveno za osobni prijevoz. U 21. stoljeću aktualna je tema klimatskih promjena i ekološke osviještenosti te se raznim zakonima i pravilnicima pokušava ograničiti proizvodnja stakleničkih plinova na globalnoj razini. Bicikl se nalaže kao optimalno rješenje za osobni transport u gusto naseljenim urbanim sredinama s obzirom da naspram osobnih automobila zauzima znatno manji prostor i tokom vožnje ne proizvodi stakleničke plinove. Ove prednosti su od 20. stoljeća prepoznate su prvenstveno u Nizozemskoj, Danskoj i nekolicini ostalih sjeverno Europskih država, gdje je gradska transportna infrastruktura osmišljena oko bicikla kao primarnog prijevoznog sredstva. Prednosti bicikala u urbanim sredinama prepoznaje sve više država širom svijeta i na globalnoj razini teži se izgradnji sve bolje biciklističke infrastrukture u gradovima. Posljedično iz godine u godinu raste broj bicikala na svijetu, a za osiguranje kvalitete i izdržljivosti bicikala i njihovih dijelova zadužena je norma ISO 4210.

1.1 Povijesni razvoj bicikla

Najranija potvrđena pojava bicikla sličnog onome kakvog danas poznajemo je iz 1817. godine. Osmislio ga je njemački izumitelj Baron Karl von Drais Sauerbronn, a izum se zvao „*Laufmaschine*“ što prevedeno sa njemačkog znači uređaj za trčanje, prikazan na slici 1. Ovaj naziv je dobio zato što, za razliku od današnjih bicikala, nije bio pogonjen pedalama i lancem preko stražnjeg kotača nego se vozač odgurivao nogama dok je sjedio na biciklu. Slično kao današnji bicikli za djecu bez pedala. Bio je u potpunosti izrađen od drveta, skretalo se zakretanjem prednjih kotača, nije imao kočnice, a kotači nisu imali gume već su bili obloženi čeličnim limom. Ovakav bicikl bio je popularan u Europi i Sjevernoj Americi, ali je ubrzo zabranjen zbog čestih nesreća koje su vozači ovakvih bicikala prouzrokovali.

Slika 1 „*Laufmaschine*“ (uređaj za trčanje) 1817 [1]

Prva revolucija u dizajnu bicikala dogodila se 1839. kada škotski kovač Kirkpatrick Macmillan osmišljava prvi bicikl s pogonom pomoću pedala. Za razliku od današnjih bicikala snaga se od pedala do stražnjeg kotača nije prenosila lancem, već čeličnim šipkama. Macmillanov bicikl prikazan je na slici 2.



Slika 2 Prvi bicikl s pedalama 1839 [1]

U 1870-ima francuski mehaničar Eugène Meyer predstavlja novu vrstu bicikla, takozvani „*Penny-farhting*“, slika 3. Ovaj bicikl ima prepoznatljivi veliki prednji kotač i znatno manji stražnji kotač. Razlog zašto je prednji kotač velikog promjera je postizanje što manjeg prijenosnog omjera, odnosno veće brzine. Što je kotač veći to se jednom rotacijom pedala može proputovati veća udaljenost. Ovakve bicikle je upravo zbog malog prijenosnog omjera bilo izrazito teško voziti, a visoki položaj sjedenja podignuo je težište visoko od tla što je rezultiralo velikom količinom nesreća i ozljeda zbog prevrtanja. Eugène Meyer također je zaslužan za izum kotača sa žbicama kakav poznajemo danas.

Slika 3 *Penny-farthing* [1]

Najznačajnija promjena u dizajnu bicikala dogodila se u 1880-ima kada engleski izumitelj John Kemp Starley predstavlja takozvani „*Safety bicycle*“ (sigurnosni bicikl), slika 4. Ovaj bicikl imao je stražnji kotač pogonjen pomoću lanca i pedala. Implementacija lanca omogućila je spuštanje pedala znatno niže što je snizilo težište bicikla i učinila ga mnogo sigurnijim i udobnijim za vožnju. 1888. John Dunlop predstavlja prvu gumu za bicikl koja predstavlja novi veliki iskorak u udobnosti bicikala.

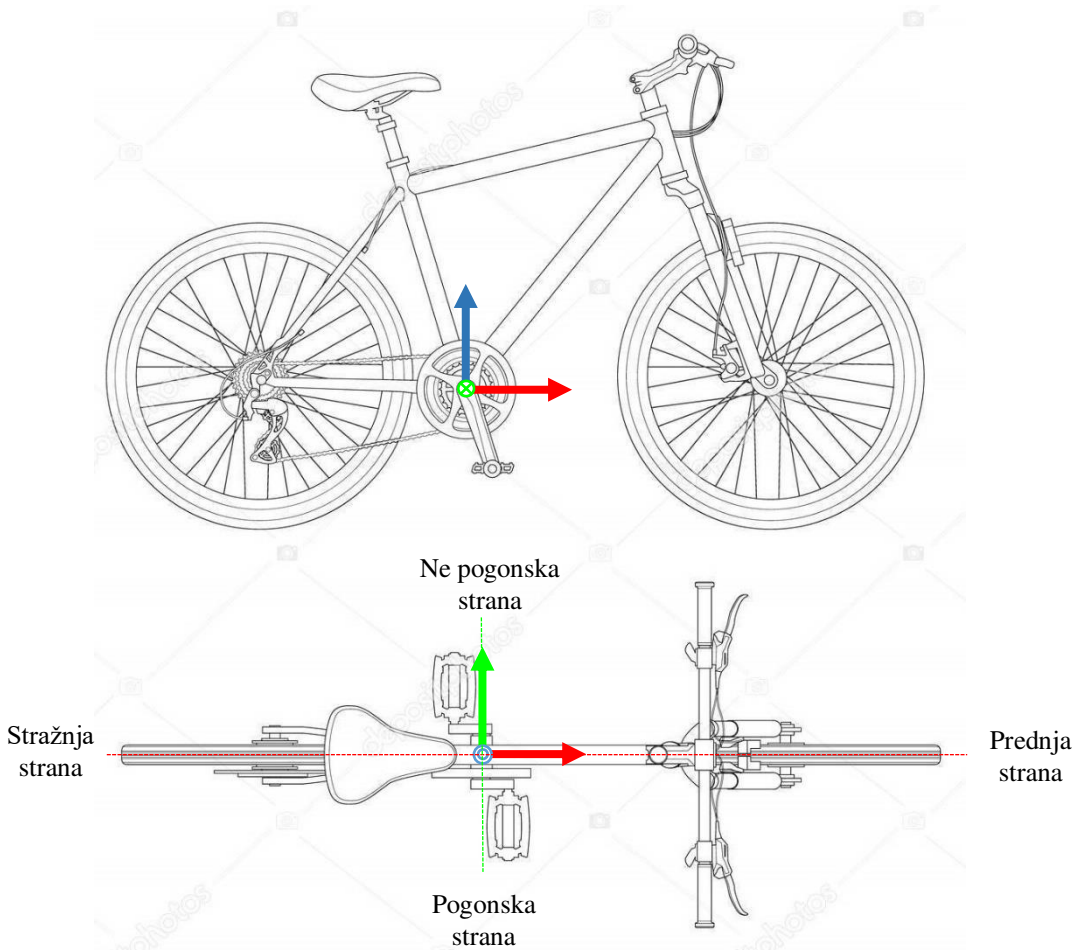
Slika 4 „Safety bicycle“ (sigurnosni bicikl) [1]

Tijekom 20. stoljeća bicikl se dalje razvija pomoću izuma kočnica, mjenjača brzina, sistema koji omogućuju vrtnju kotača bez kretanja pedala tokom vožnje, a u dizajnu okvira bicikla ustaljuje se oblik dva trokuta kojeg koriste i današnji bicikli. Tijekom 20. stoljeća također se razvijaju nove vrste bicikala za razne upotrebe i discipline. Nastaju cestovni trkaći bicikli s prepoznatljivim zavijenim volanima i uskim gumama, brdski bicikli za vožnju van ceste, BMX bicikli za izvođenje akrobacija, *trekking* bicikli za vožnje na velike udaljenosti, električni bicikli i razni bicikli za druge kategorije.

1.2 Terminologija i definicije

U ovome potpoglavlju iznijeti će se svi pojmovi i definicije vezani za kotače bicikala i bicikle općenito koji su ključni za razumijevanje ostatka ovog rada.

Za početak potrebno je definirati strane bicikla u odnosu na zamišljeni koordinatni sustav za čije ishodište se uzima osovina pogona kako je prikazano na slici 5 . Bicikl je moguće podijeliti na prednju i stražnju stranu te desnu i lijevu. Prednja i stražnja strana prilično su jednoznačne i teško može doći do zabune, što nije slučaj s desnom i lijevom. Iz razloga što ne znamo iz kojeg će kuta promatrač gledati bicikl, desna i lijeva strana nisu uvijek iste, stoga se umjesto desna i lijeva strana uvode pojmovi pogonska i ne pogonska strana, gdje je kao referenca uzeta strana bicikla s koje se nalaze dijelovi bicikla zaduženi za prijenos snage koje se uvijek nalaze s iste strane bilo kojeg bicikla. Na slici 5 prikazane su navedene strane bicikla.



Slika 5 Strane bicikla

S obzirom na strane bicikla, postoje prednji i stražnji kotač čije se funkcije, pa samim time i konstrukcije, razlikuju. Primarna funkcija prednjeg kotača , uz očite funkcije kotača kao takvog, je upravljanje bicikla tj. omogućavanje skretanja. Prednji kotač ne sudjeluje u prijenosu snage između biciklista i podloge. Suprotno od toga, stražnji kotač kao primarnu funkciju ima prijenos snage i ne sudjeluje direktno u skretanju bicikla.

Prednji kotač simetričan je s obzirom na uzdužnu os bicikla dok je stražnji asimetričan. Razlog tome je što se na stražnji kotač treba smjestiti skup stražnjih lančanika (kazeta) zbog čega se prihvat žbica na glavčini s pogonske strane uvlači prema unutrašnjosti kotača. Na slici 6 prikazani su prednji i stražnji kotač te su označeni njihovi sastavni dijelovi.

Slika 6 Dijelovi prednjeg kotača

1. Prednja glavčina

Glavčina se sastoji od kućišta, ležajeva i osovine. Osovina je nepomično oslonjena na utore unutar vilice bicikla. Na osovini su montirani ležajevi koji omogućavaju slobodnu rotaciju kućišta glavčine. Na kućištu se s vanjske strane nalaze prihvati za žbice i ovisno o modelu kotača i prihvati za rotore disk kočnica. Širine glavčina su standardizirane, a spektar standardnih dimenzija je iznimno širok, od 70 mm do 150 mm. Najkorištenije širine prednjih glavčina su: 100 mm i 110 mm.

2. Zatezač osovine

Zatezač služi za osiguravanje osovine od ispadanja iz utora u vilici i okviru. Kotač je sam po sebi osiguran oblikom utora od ispadanja, a zatezač služi kao dodatno osiguranje. Funkcionira tako što se njegovim stezanjem stvara sila trenja između dijelova zatezača i vilice ili okvira koja onemogućava ispadanje.

3. Obruč

Obruč je vanjski dio kotača na kojega se montiraju guma i zračnica. Ovisno o namjeni postoji nekoliko standardiziranih veličina: 700c ili 29 in (vanjski promjer: 622 mm), 650b ili 27,5 in (vanjski promjer: 584 mm), 650c (vanjski promjer: 571 mm) te 26 in (vanjski promjer: 559 mm). Ovisno o modelu i cjenovnom rangu obruči se izrađuju ili od aluminijskih legura ili kompozitnih materijala na bazi ugljičnih vlakana.

4. Žbice

Žbice su šipkasti dijelovi kotača koji povezuju obruč i glavčinu. S jedne strane imaju narezan navoj koji ulazi u čahurastu maticu s vijencem kojom se žbica pričvršćuje za obruč, a s druge ima zavijeni kraj koji se umeće u prihvate za žbice u glavčini. Različitim kombinacijama preklapanja, broja žbica i napetosti unutar žbica dobivaju se različita svojstva kotača ovisno o primjeni. Mogu biti izrađene od čelika, aluminijskih legura, kompozita na bazi ugljičnih vlakana, i od konopa.

5. Čahurasta matica s vijencem

Čahuraste matice s vijencem su čahurice koje spajaju žbice i obruč. S jedne strane imaju vijenac koja onemogućava ispadanje iz obruča, a u središnjem provrtu imaju narezan unutarnji navoj koji služi za spajanje sa žbicom. Zavrtanjem matica podešava se iznos napetosti u svakoj od žbica. Najčešće se izrađuju od čelika, aluminijskih legura ili mjedi.

6. Stražnja glavčina

Kao što je ranije napomenuto stražnji kotač razlikuje se od prednjeg u tome što se preko njega prenosi snaga tako da stražnja glavčina ima više funkcijskih zahtjeva nego prednja. Na stražnjoj glavčini, uz sve navedeno za prednju, nalazi se još i dodatan mehanizam koji omogućava prijenos snage dok biciklist okreće predale te slobodno okretanje kotača dok se bicikl kreće, a biciklist ne okreće pedale. Također na glavčini se nalazi i prihvat za stražnje lančanike pomoću kojih biciklist mijenja prijenosni omjer između pedala i kotača. Potreba za smještanjem dodatnih komponenti na stražnjoj glavčini rezultira nesimetričnom konstrukcijom kotača. Prihvati za žbice s pogonske strane više su uvučeni prema unutrašnjosti kotača nego oni s ne pogonske strane što rezultira time da su žbice na pogonskoj strani kraće od onih na ne pogonskoj i posljedično moraju biti napetije od onih na ne pogonskoj strani kako bi se osigurala tražena krutost kotača. Za stražnje glavčine raspon standardnih veličina još je veći od onog za prednje i kreće se od 110 mm do 197 mm, dok su najčešće korištene veličine 130 mm i 135 mm za gradske i cestovne bicikle te 148 mm za brdske bicikle.

2. Analiza normi

Uređaj je potrebno konstruirati za izvođenje ispitivanja prema normi ISO 4210 stoga će u ovome poglavlju ona biti temeljito opisana. Norma ISO 4210 razvijena od strane međunarodne organizacije za normizaciju (ISO) 1982. godine, a do danas je prošla kroz nekoliko iteracija i amandmana. Razvijena je kao odgovor na rastuću potrebu za međunarodnim standardom sigurnosti, a za cilj ima osigurati čvrstoću i izdržljivost bicikala i njihovih dijelova te osigurati sigurnost vozača tijekom korištenja bicikala. Normama propisani testovi osmišljeni su na način da se osigura čvrstoća i dugotrajnost bicikala i njihovih dijelova te da se potakne na razmatranje sigurnosnih aspekata tijekom faze projektiranja.

ISO 4210 sastoji se od 9 zasebnih dijelova:

- ISO 4210-1 - Nazivi i definicije,
- ISO 4210-2 - Zahtjevi za gradske bicikle, *trekking* bicikle, bicikle za mlađe ljude, brdske i trkaće bicikle,
- ISO 4210-3 - Uobičajene metode ispitivanja,
- ISO 4210-4 - Metode ispitivanja kočenja,
- ISO 4210-5 - Metode ispitivanja za upravljanje,
- ISO 4210-6 - Metode ispitivanja za okvir i vilicu,
- ISO 4210-7 - Metode ispitivanja za kotače i naplatke,
- ISO 4210-8 - Metode ispitivanja za pedale i pogonski sustav,
- ISO 4210-9 - Metode ispitivanja za sjedala i držače sjedala.

U slijedećem potpoglavlju slijedi detaljan opis norme ISO 4210-7. Ona sadrži isključivo opise metoda ispitivanja dok su dopuštene vrijednosti mjerenih parametara ispitivanja dane normom ISO 4210-2, stoga će opisi metoda ispitivanja biti nadopunjeni relevantnim sadržajima iz navedene norme.

2.2 Norma ISO 4210-7 - Metode ispitivanja za kotače i naplatke

Sedmi dio norme ISO 4210 propisuje 7 metoda za ispitivanje raznih aspekata kotača za bicikle:

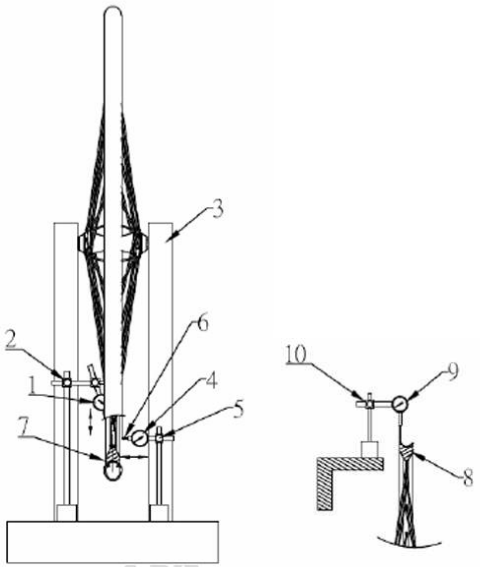
- Metoda ispitivanja rotacijske preciznosti,
- Metoda ispitivanja statičke čvrstoće sklopa kotača,
- Metoda ispitivanja naprava za pričvršćivanje kotača,
- Metoda ispitivanja stakleničkog efekta kompozitnih kotača,
- Metoda ispitivanja zamorne čvrstoće kotača gradskih i *trekking* bicikala,
- Metoda ispitivanja izdržljivosti kočionih površina kompozitnih kotača,
- Metoda ispitivanja apsorpcije energije za kotače brdskih bicikala.

2.2.1 Metoda ispitivanja rotacijske preciznosti

Ovim ispitivanjem utvrđuje se točnost rotacije kotača oko vlastite osi. Ono se određuje pomoću mjerenja radijalnog i aksijalnog odstupanja vrtnje obruča. Primjer ispitnog postolja prikazan je na slici 7. Radijalno odstupanje vrtnje obruča definirano je kao maksimalna varijacija pozicije obruča, mjerena okomito na os rotacije u potpunosti sklopljenog kotača tijekom jedne potpune rotacije oko osi bez aksijalnog pomaka. Aksijalno odstupanje vrtnje obruča definirano je isto kao i radijalno sa jedinom razlikom u tome što se mjeri pomak paralelan sa osi vrtnje kotača. Svaki obruč potrebno je mjeriti i s lijeve i desne strane, a kao rezultat ispitivanja uzima se maksimalna vrijednost odstupanja. Za kotače namijenjene za brdske, dječje i *trekking* bicikle mjerenja je potrebno odraditi s gumom montiranom na kotač i stlačenom na maksimalni dozvoljeni tlak. Iznimno za obruče na kojima radijalno odstupanje nije moguće izmjeriti sa montiranom gumom dopušteno je mjeriti bez nje. Kotače za trkače bicikle potrebno je istovremeno mjeriti u radijalnom i aksijalnom smjeru s time da guma ne mora biti montirana. Slika 8 prikazuje mjerenje kotača za trkače bicikle. Dopuštene vrijednosti deformacije kotača ovisno o vrsti bicikla dane su u tablici 1.

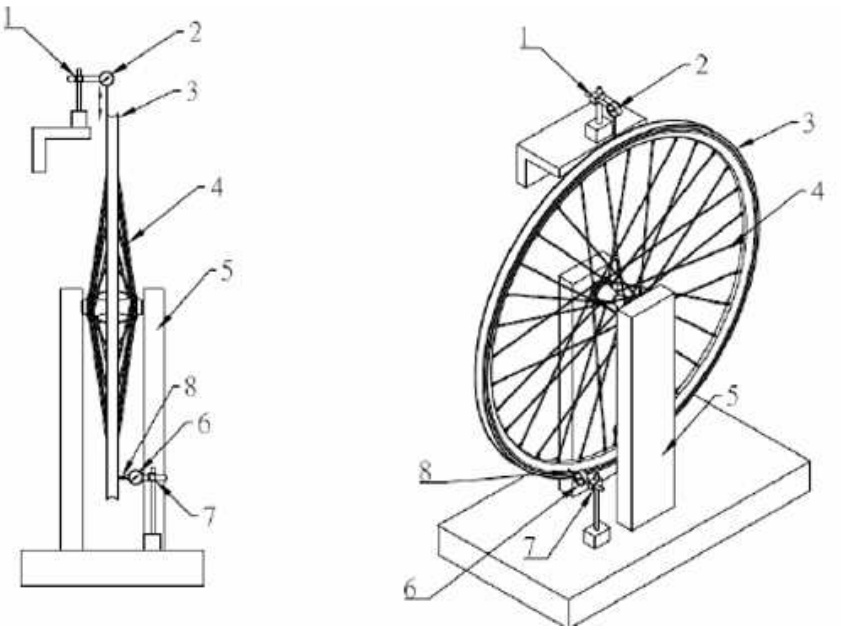
Tablica 1 Dopuštene vrijednosti deformacije kotača

Vrsta bicikla	Gradski i *trekking* bicikli	Dječji bicikli	Brdski bicikli	Trkači bicikli
Dopuštene vrijednosti radijalnog i aksijalnog odstupanja	0,8 mm			0,6 mm



1	Komparator za mjerenje radijalnog odstupanja	6	Indikator
2	Stalak za komparator	7	Obruč s montiranom gumom
3	Oslonac osovine kotača	8	Obruč bez gume
4	Komparator za mjerenje aksijalnog odstupanja	9	Komparator za mjerenje radijalnog odstupanja
5	Stalak za komparator	10	Stalak za komparator

Slika 7 Mjerenje kotača za brdske, dječje i *trekking* bicikle



1	Stalak za komparator	5	Oslonac osovine kotača
2	Komparator za mjerenje radijalnog odstupanja	6	Komparator za mjerenje aksijalnog odstupanja
3	Obruč	7	Stalak za komparator
4	Žbica	8	Indikator

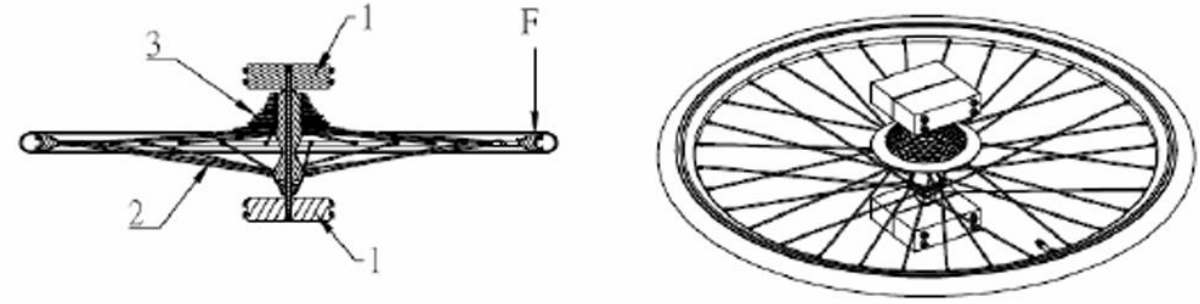
Slika 8 Mjerenje kotača za trkače bicikle

2.2.2 Metoda ispitivanja statičke čvrstoće sklopa kotača

Ovim ispitivanjem mjeri se statička čvrstoća kotača o kojoj se zaključuje temeljem izmjerene trajne deformacije kotača nakon prestanka djelovanja sile na obruč. Kotač je potrebno pričvrstiti u ispitno postolje kako je prikazano na slici 9. Za početak potrebno je narinuti predopterećenje od 5 N na obruč na mjesto spoja jedne od žbica i obruča okomito na plohu obruča kao što je prikazano na slici 9. Pozicija u kojoj će se kotač ustaliti nakon narinutog predopterećenja uzet će se kao početni referentni položaj. Potom je potrebno povećati silu na zadanu veličinu, danu u tablici 2, u ukupnom trajanju od jedne minute. Potom silu treba smanjiti nazad na 5 N i pričekati jednu minutu dok kotač ne poprimi ravnotežno stanje naprezanja. Nakon protekle minute i sa još uvijek narinutim predopterećenjem od 5 N potrebno je izmjeriti deformaciju kotača. Deformacija kotača mjeri se u istoj točci u kojoj je narinuta sila. Dopuštene vrijednosti deformacija kotača u ovisnosti o namjeni bicikla dane su u tablici 3. Tijekom ispitivanja na kotaču mora biti montirana guma prikladnih dimenzija i stlačena na najveći dopušteni tlak. U slučaju ispitivanja stražnjeg kotača silu je potrebno narinuti s pogonske strane kotača. Ispitivanje je potrebno provesti još jednom na isti način kako je prethodno opisano s razlikom u tome da se, umjesto na mjestu spoja žbice i kotača, sila narine na obruču između spojeva dvije susjedne žbice s obručem.

Tablica 2 Iznosi poprečnih sila na obruč

Vrsta bicikla	Gradski i *trekking* bicikli	Dječji bicikli	Brdski bicikli	Trkači bicikli
Sila *F*	250 N	250 N	370 N	250 N



1 Ispitno postolje
2 Sklop kotača
3 Pogonski lančanici

Slika 9 Mjerenje statičke čvrstoće sklopa kotača

Tablica 3 Dopuštene vrijednosti trajne deformacije

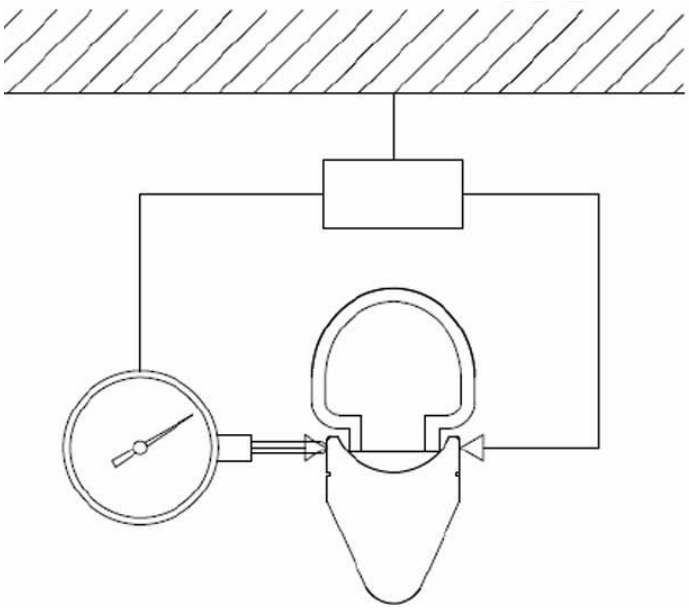
Vrsta bicikla	Gradski i *trekking* bicikli	Dječji bicikli	Brdski bicikli	Trkači bicikli
Trajna deformacija	1,35 mm	1,35 mm	0,9 mm	0,9 mm

2.2.3 Metoda ispitivanja naprava za pričvršćivanje kotača

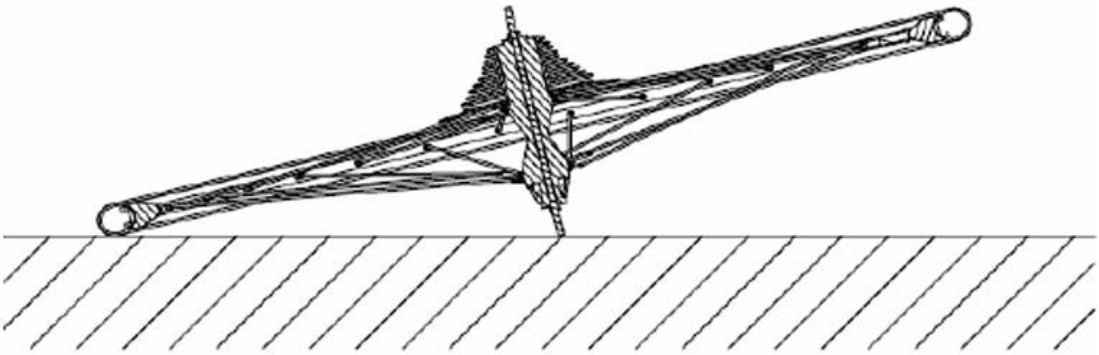
Na oba kraja osovine potrebno je u trajanju od jedne minute simetrično narinuti ukupnu silu od 2700 N u smjeru izvlačenja kotača iz prihvata u okviru/vilici. Ispitivanje je potrebno provesti zasebno za prednji i stražnji kotač. Tijekom ispitivanja ne smije se pojaviti relativni pomak između osovine kotača i okvira/vilice.

2.2.4 Metoda ispitivanja stakleničkog efekta kompozitnih kotača

Ovo ispitivanje provodi se kako bi se osiguralo da kotači izrađeni od kompozitnih materijala koji su podvrgnuti visokim temperaturama ne zadobiju skrivena unutarnja oštećenja koja bi mogla ugroziti sigurnost biciklista. Ispitivanje započinje mjerenjem rotacijske preciznosti u potpunosti sklopljenog kotača s gumom kako je objašnjeno u prethodnome potpoglavlju 2.2.1. Guma mora biti stlačena na manji od maksimalnih preporučenih tlakova gume ili kotača. Na slici 10 prikazan je primjer naprave kakva može biti korištena za mjerenje maksimalne širine obruča. Kotač je potom potrebno poleći na pod ispitne komore predgrijane na unutarnju temperaturu od 80 °C. Kotač mora biti polegnut tako da su osovina i jedna točka gume u kontaktu s podom kao što je prikazano na slici 11 . Kotač u komori mora provesti 4 sata nakon čega ga je potrebno izvaditi i ponovo 4 sata ostaviti da se hladi na sobnoj temperaturi. Nakon hlađenja potrebno je ponoviti mjerenje rotacijske preciznosti te mjerenje statičke čvrstoće. Po završetku ispitivanja svaka od komponenata kotača mora i dalje biti funkcionalna, guma se ne smije odvojiti od obruča i ne smije se ustanoviti povećanje širine obruča veće od 2% originalne širine prije ispitivanja.



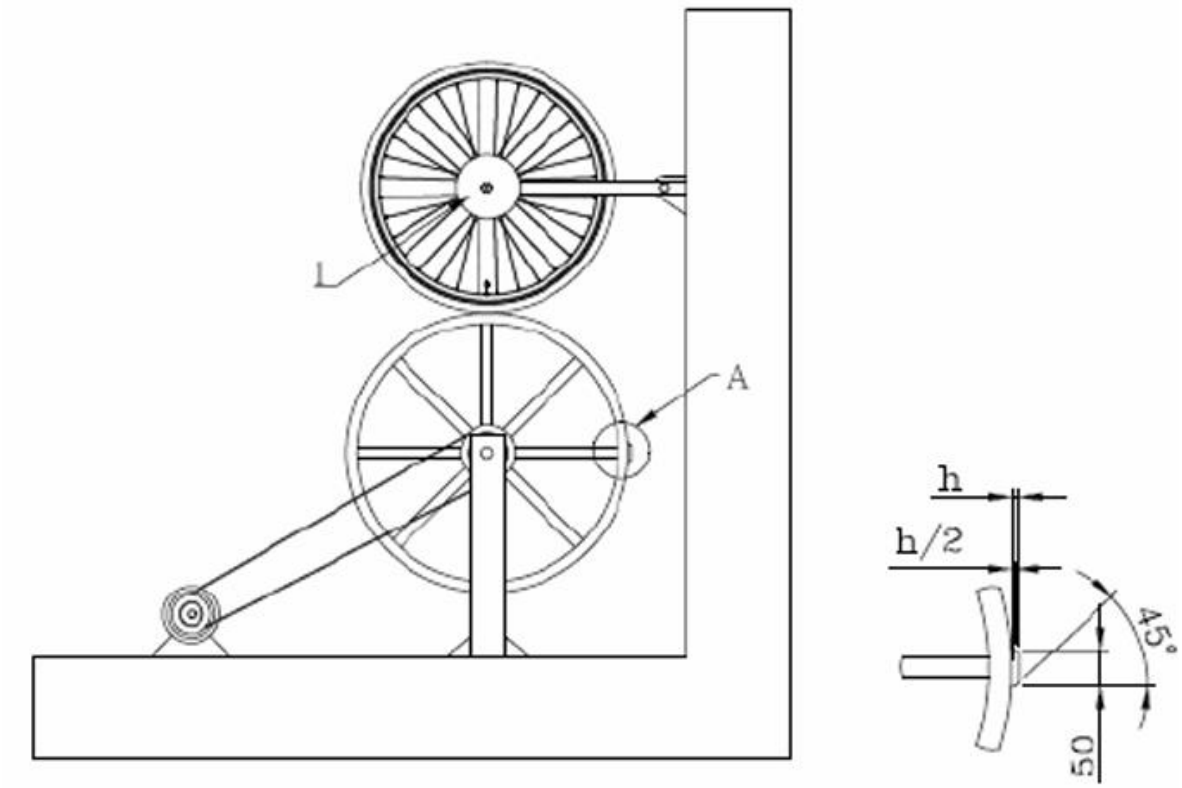
Slika 10 Naprava za mjerenje širine obruča



Slika 11 Kotač položen u ispitnoj komori

2.2.5 Metoda ispitivanja zamorne čvrstoće kotača gradskih i trekking bicikala

Ovim ispitivanjem provjerava se zamorna čvrstoća kotača tj. otpornost na uzastopne udarce. Za početak potrebno je montirati gumu sa zračnicom na kotač i stlačiti gumu na 90% maksimalnog tlaka gume. Potom je potrebno kotač montirati na ispitno postolje tako da se omogući slobodna vrtnja kotača oko svoje osi. Ispitno postolje mora omogućavati slobodan vertikalni pomak kotača tijekom ispitivanja. Kotač je potrebno opteretiti utezima tako da ukupna vertikalna sila koja djeluje na kotač iznosi 640 N. Opterećeni kotač oslanja se s donje strane na bubanj. Primjer jednog takvog ispitnog postolja prikazan je na slici 12. Promjer bubnja mora iznositi od 500 do 1000 mm. Poprečne letvice na bubnju moraju biti pravilno raspoređene, moraju biti širine 50 mm ± 2,5 mm, visine 10 mm ± 0,25 mm te imati na rubovima skošenja pod kutom od 45° visine jednake polovici ukupne visine letvice. Razmak između središnjica dve susjedne letvice po obodu ne smije biti veći od 400 mm. Bubanj je potrebno vrtjeti obodnom brzinom od 25 km/h (±10 %) toliko dugo dok se ne postigne 750 000 udaraca kotača o poprečne letvice. Tijekom ispitivanja ne smiju se pojaviti oštećenja i pukotine obruča niti raslojavanje u slučaju kompozitnih obruča. Ne smije doći do pada tlaka unutar gume ili zračnice prouzrokovanog oštećenjem kotača. Nakon pregleda oštećenja kotača potrebno je provesti ispitivanje rotacijske preciznosti kotača kao što je opisano u potpoglavlju 2.1.1. Dopuštene vrijednosti deformacije kotača dane su u tablici 4.



1 (Ukupna vertikalna sila na kotač)

h (Ukupna visina izbočenja)

Slika 12 Postolje za ispitivanje zamorne čvrstoće kotača

Tablica 4 Dopuštene vrijednosti radijalnog i aksijalnog odstupanja

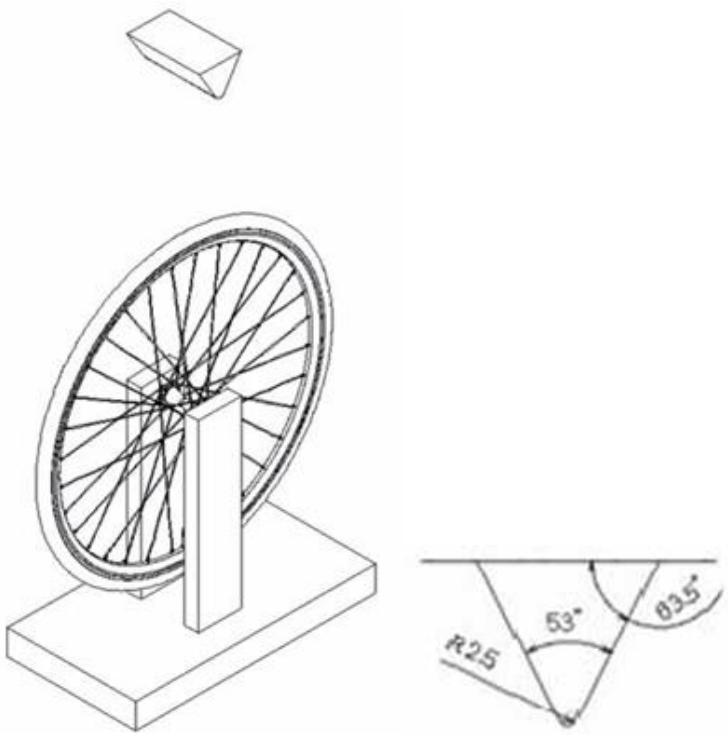
Vrsta bicikla	Gradski i *trekking* bicikli	Dječji bicikli	Brdski bicikli	Trkači bicikli
Dopuštena vrijednost radijalnog i aksijalnog odstupanja	1,2 mm			1,0 mm

2.2.6 Metoda ispitivanja izdržljivosti kočionih površina kompozitnih kotača

Ovim ispitivanjem ispituje se trajnost kompozitnih kotača i njihovih kočionih površina. Potrebno je provesti 3000 ciklusa kočenja s masom 100 kg, brzinom 12,5 km/h +/-5%, i deceleracijom ne manjom od 2,2 m/s^2. Dopuštena je maksimalna brzina vjetra u iznosu 12,5 km/h. Tijekom ispitivanja dopušteno je izmjenjivati pakne kočnica. Tijekom ispitivanja ne smiju se pojaviti deformacije ili pukotine kotača uzrokovane toplinom oslobođenom kočenjem.

2.2.7 Metoda ispitivanja apsorpcije energije za kotače brdskih bicikala

Ovim ispitivanjem utvrđuje se otpornost kotača na udarce u radijalnom smjeru. Kotač je potrebno preko osovine osloniti na ispitno postolje. Energija udarca mora iznositi 40 J, a potrebna visina računa se od ruba obruča. Udarna glava mora biti izrađena od čelika, biti ukupne mase 22,5 kg te prilikom padanja mora postići minimalno 95% brzine slobodnog pada. Udarnu glavu dopušteno je voditi tijekom pada. Oblik udarne glave prikazan je na slici 13, a širina glave mora biti veća od ukupne širine gume. Prilikom ispitivanja guma mora biti stlačena na najniži dopušteni tlak. Tijekom ispitivanja ne smiju se pojaviti oštećenja i pukotine obruča niti raslojavanje u slučaju kompozitnih obruča te ne smije doći do pada tlaka unutar gume ili zračnice. Nakon pregleda oštećenja kotača potrebno je provesti ispitivanje rotacijske preciznosti kotača kako je opisano u poglavlju 2.2.1.



Slika 13 Postolje za ispitivanje apsorpcije energije i geometrija udarne glave

3. Analiza tržišta

Slijedeći korak je istraživanje postojećih rješenja i analiza tržišta ispitnih uređaja namijenjenih za ispitivanja propisanih normom ISO 4210. Istraživanje služi kao pregled postojećih rješenja na tržištu te izvor orijentacije i inspiracije za razradu ispitnog postolja koje je potrebno konstruirati u sklopu ovog zadatka.

Pronađena rješenja svrstana su u dvije skupine: kupovna rješenja proizvođača uređaja za ispitivanje te posebno izrađena rješenja za laboratorije proizvođača. Primijećeno je kako među svim proizvođačima koji nude rješenja za ispitivanja djelova bicikla, samo nekolicina njih nudi rješenja specifično za ispitivanje kotača prema normi ISO 4210-7.

3.1 Kupovna rješenja proizvođača uređaja za ispitivanje

Uređaji koji postoje na tržištu također se mogu svrstati u dvije grupe s obzirom na konstrukcijski pristup. Postoje uređaji zasnovani na modularnoj arhitekturi koji se mogu prilagođavati raznim ispitivanja po potrebi te specijalni uređaji napravljeni kako bi vršili isključivo jedno ispitivanje. U prvoj skupini vrijedi istaknuti proizvođače: *LiTeM* i *StepLab*, a u drugoj: *Hung Ta, Weinmann Prüftechnik, Skyline total testing solutions* te *Chun Yen*.

3.1.1 LiTeM

LiTeM talijanski je proizvođač koji nudi nekoliko ispitnih postolja za ispitivanje djelova bicikala. Ispitna postolja sastoje se od okvira izrađenog od aluminijskih profila, prihvata za ispitne uzorke te aktuatora. Za davanje snage koriste se isključivo pneumatski aktuatori. Posebnost ovog sustava je fleksibilnost i prilagodljivost raznim namjenama. Takva fleksibilnost postiže se pomoću konstrukcije od aluminijskih profila koja omogućava razne konfiguracije stezanja ispitnog uzorka, pozicioniranja aktuatora te podešavanje dimenzija samog okvira. Nekoliko rješenja ispitnih postolja iz *LiTeM* kataloga koja služe za ispitivanja prema normi ISO 4210 prikazana su na slici 14. Na slici 14 pod a) prikazan je model „Prima PN“ koji je zamišljen kao univerzalni uređaj za ispitivanje s vertikalnim pneumatskim cilindrom sa mogućnošću davanja sile do 4,3 kN, pod b) prikazano je postolje „BYC-100“ na kojem se može izvoditi većina ispitivanja okvira iz norme ISO 4210-5 i pod c) prikazano je postolje „BYC - 200“ na kojem se može izvoditi većina ispitivanja upravljačkih komponenti bicikla iz norme ISO 4210-5.

a) Prima PN **b) BYC-100** **c) BYC-200**

Slika 14 *LiTeM* ispitna postolja

3.1.2 Step-Lab

Step-Lab još je jedan talijanski proizvođač uređaja za ispitivanje koji nudi uređaje za statička ispitivanja, dinamička ispitivanja, ispitivanja izdržljivosti, ispitivanja amortizera i razna druga. Njihova rješenja razlikuju se od rješenja prethodno spomenutog *LiTeMa* po tome što ispitna postolja nisu u jednakoj mjeri fleksibilna i što se umjesto pneumatskih koriste isključivo elektromagnetski aktuatori. Uređaji *Step-Laba* dizajnirani su da budu univerzalni i primjenjivi za ispitivanja proizvoda za raznovrsne industrije pa tako i za industriju bicikala i ispitivanja normom ISO 4210. Također nude i uslugu konstruiranja posebnih rješenja za specifične zahtjeve koji nisu pokriveni uređajima iz kataloga. Na slici 15 pod a) prikazan je uređaj za ispitivanje statičke i dinamičke čvrstoće, pod b) uređaj za ispitivanje amortizera, a pod c) i d) uređaji za provođenje udarnih ispitivanja s padajućom udarnom glavom.

a) UD serija uređaja b) HUD serija uređaja c) DW1000 d) DW750

Slika 15 *Step-Lab* uređaji za ispitivanje

3.1.3 Hung Ta

Hung Ta Tajvanski je proizvođač uređaja za ispitivanja djelova bicikala, medicinske i sportske opreme. Razlikuje se od prethodno spomenutih po tome što proizvode uređaje za ispitivanje za specifična ispitivanja unutar propisanih normom ISO-4210 umjesto općenitijih modularnih rješenja koje nude *Step-Lab* i *LiTeM*. Također razlikuju se po tome što za davanje sile primarno koriste *servo* aktuatore. Ponuda uređaja za ispitivanje pokriva većinu norme ISO-4210, ali za ispitivanje samih kotača po normi ISO 4210-7 u ponudi imaju svega nekoliko uređaja koji ne pokrivaju sva normom propisana ispitivanja. Na slici 16 prikazani su uređaji za ispitivanja kotača iz kataloga proizvođača. A to su redom: a) HT-2910 uređaj za ispitivanje zamorne čvrstoće kotača, b) HT-2332DB uređaj za ispitivanje apsorpcije energije kotača i c) HT - 8085BT uređaj za ispitivanje kočionih površina obruča.

a) HT-2910 b) HT-2332DB c)HT-8085BT

Slika 16 *Hung Ta* uređaji za ispitivanje

3.1.4 Weinmann Prüftechnik

Weinmann Prüftechnik Njemački je proizvođač ispitnih uređaja koji također proizvodi uređaje za specifična ispitivanja djelova bicikala. Uređaji su konstruirani sličnim pristupom kao i *LiTeM* uređaji, tj. okvir je izrađen od aluminijskih profila, a stezanje i pozicioniranje ispitnog uzorka i aktuatora je fleksibilno. Za davanje sile ne koristi se samo jedna vrsta aktuatora, kao kod do sad spomenutih proizvođača, nego se ovisno o uređaju koriste različite vrste tj. pneumatski ili *servo* aktuatori te ručna vitla. U ponudi nema uređaja za ispitivanje kotača nego prvenstveno uređaji za ispitivanje okvira bicikla, a neki od njih prikazani su na slici 17.

Slika 17 *Weinmann Prüftechnik* uređaji za ispitivanje

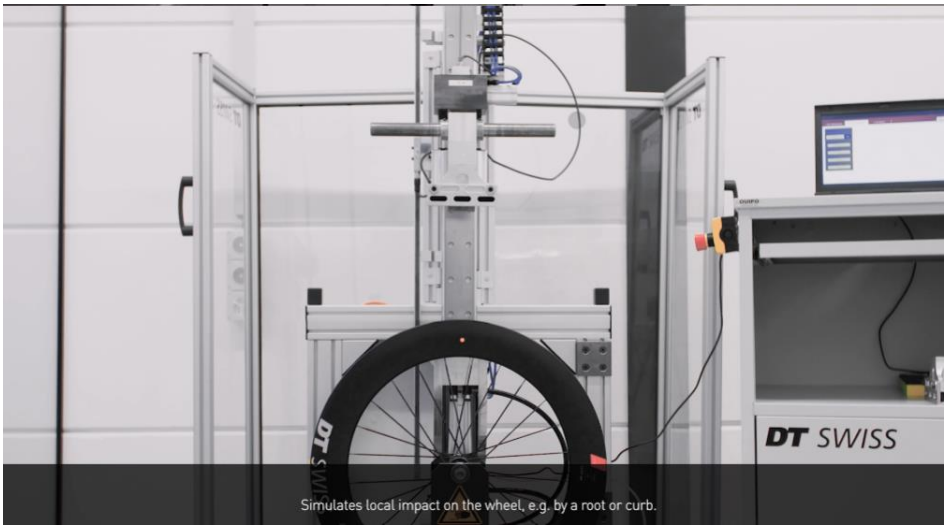
3.2 Posebno izrađena rješenja za laboratorije proizvođača.

Među proizvođačima kotača, rijetki su oni koji objavljuju ikakve materijale koji opisuju svoja laboratorijska ispitivanja, no kod nekolicine koji i imaju dostupne informacije uočeno je kako za svrhe svojih ispitivanja izrađuju uglavnom vlastita rješenja umjesto korištenja kupovnih.

3.2.1 DT Swiss

DT Swiss jedan je od većih proizvođača kotača u svijetu. Na svojim internetskim stranicama objavljeni su promotivni sadržaji koji prikazuju laboratorijska ispitivanja njihovih proizvoda. Među ostalima mogu se primijetiti uređaj za ispitivanje apsorpcije energije prikazan na slici 18, uređaj za mjerenje rotacijske preciznosti prikazan na slici 19 te uređaj za ispitivanje zamorne

čvrstoće prikazan na slici 20. Na žalost ne postoje nikakve dodatne informacije ni specifikacije prikazanih uređaja.



Slika 18 *DT Swiss* uređaj za ispitivanje apsorpcije energije

Slika 19 *DT Swiss* uređaj za mjerenje rotacijske preciznosti

Slika 20 *DT Swiss* uređaj za ispitivanje zamorne čvrstoće

3.2.2 ENVE Composites

ENVE Composites također je jedan od većih svjetskih proizvođača kotača. Na internetskim stranicama se ne mogu pronaći nikakvi službeni opisi ni podatci metoda ispitivanja nego ponovo samo kratki videozapisi. Na slici 21 prikazana su dva uređaja za ispitivanje apsorpcije energije.

Slika 21 *ENVE Composites* uređaji za ispitivanje apsorpcije energije

3.2.3 Tubolito

Tubolito nije proizvođač kotača već proizvođač laganih zračnica za utrke. Na internetskoj stranici objavljen je promotivni video koji pokazuje proces ispitivanja na uređaju koji je dizajniran za ispitivanje zamorne čvrstoće kotača. Naravno, fokus njihovog ispitivanja nije kotač nego zračnica, ali ovaj primjer je zanimljiv iz razloga što se pojavljuje drugačiji dizajn uređaja za ispitivanje od do sad viđenih, gdje umjesto da je kotač smješten iznad bubnja ovdje je smješten pored bubnja, a narinuta sila djeluje u horizontalnom smjeru. Uređaj je prikazan na slici 22.

Slika 22 *Tubolito* uređaj za ispitivanje zamorne čvrstoće

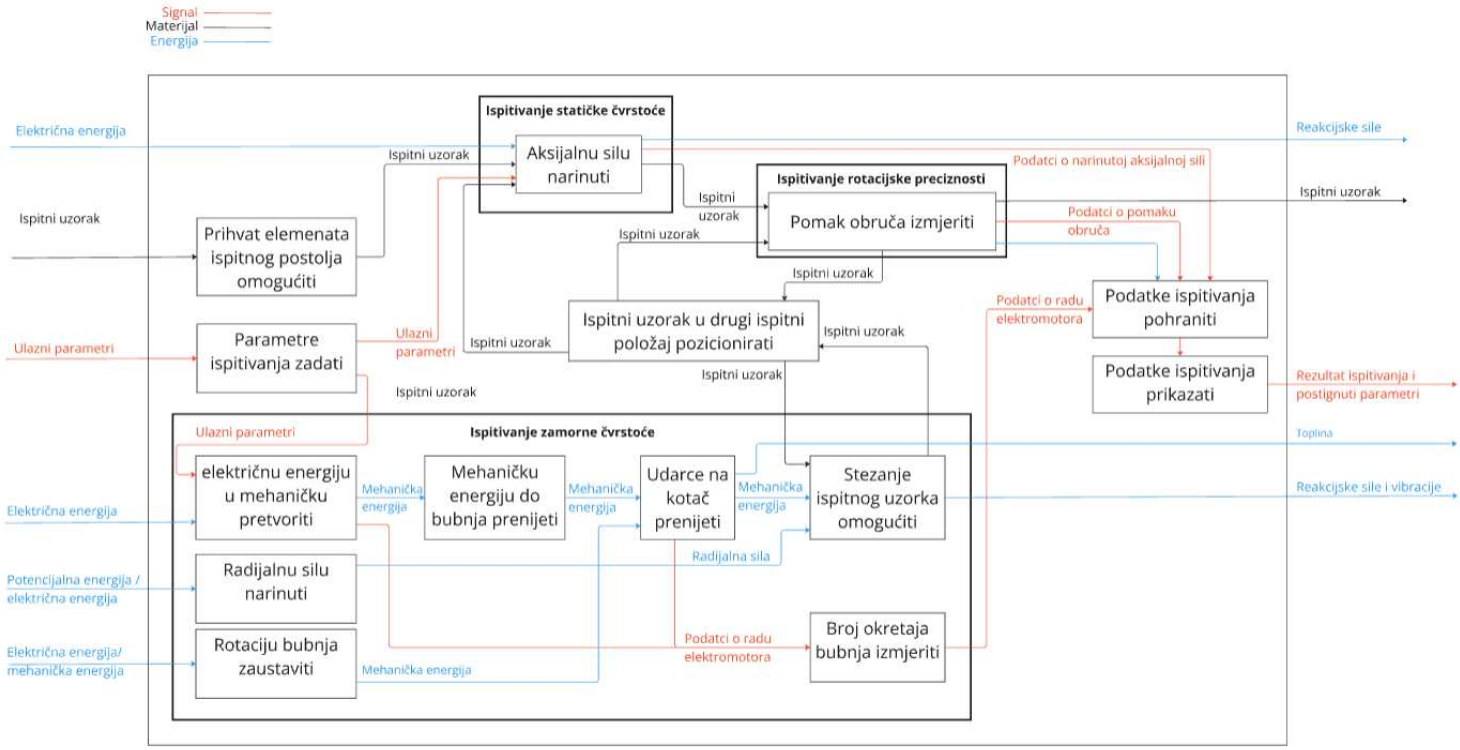
4. Funkcijska dekompozicija

4.1 Analiza zahtjeva

Prije početka konstruiranja potrebno je odrediti zahtjeve koje zadatkom zadano ispitno postolje mora ispuniti. Zadatkom je zadan uređaj na kojem bi se provodila sva relevantna ispitivanja za kotače gradskih bicikala promjera do 635 mm izrađenih od metala. Prema tome na uređaju bi se morala provoditi slijedeća normom propisana ispitivanja: metoda ispitivanja rotacijske preciznosti kako je opisano u poglavlju 2.2.1, metoda ispitivanja statičke čvrstoće sklopa kotača kako je opisano u poglavlju 2.1.2, i metoda ispitivanja zamorne čvrstoće kotača gradskih i *trekking* bicikala kako je opisano u poglavlju 2.1.4. Uređaj bi morao omogućiti ispitivanje i prednjih i stražnjih kotača standardnih dimenzija glavčine 100 mm za prednje i 130 mm za stražnje kotače. Također uređaj bi morao omogućiti provođenje svih ispitivanja odjednom iz istog stezanja ispitnog uzorka.

4.2 Funkcijska struktura

Kao pomoć tijekom konstruiranja poslužit će funkcijska struktura koja predstavlja zadani uređaj, funkcije koje uređaj mora obavljati te tok materijala energije i signala unutar uređaja.

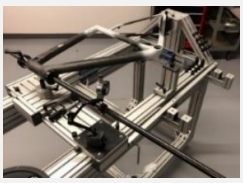


Slika 23 Funkcijska struktura

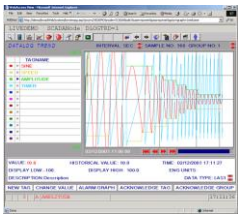
5. Morfološka matrica

Kada su definirane funkcije koje uređaj mora obavljati potrebno je dati parcijalna rješenja za svaku od navedenih funkcija. Parcijalna rješenja uvrštena su u morfološku matricu 5 koja kasnije služi za izradu koncepata.

Tablica 5 Morfološka matrica

Funkcija	**Parcijalno rješenje 1**	**Parcijalno rješenje 2**	**Parcijalno rješenje 3**	**Parcijalno rješenje 4**
1. Prihvat elemenata ispitnog postolja omogućiti	Okvir od spojenih aluminijskih profila 	Okvir od zavarenih čeličnih profila	Okvir od čeličnih profila spojenih spojnicama	
2. Prihvat elemenata za okvir omogućiti	Pomični prihvat za aluminijske profile	Prihvati zavareni za okvir	Pomični prihvat za čelične profile	Prihvat vijcima
3. Aksijalnu silu narinuti	Električni linearni aktuator (*stepper* motor)	Električni linearni aktuator (*servo* motor)	Jednostupanjski pneumatski cilindar	Hidraulički cilindar
4. Pomak obruča izmjeriti	Mehanički mjerni sat	Digitalni mjerni sat	Laserski komparator	

5. Radijalni pomak kotača omogućiti	Linearne vodilice	Zglobni mehanizam		
6. Parametre ispitivanja zadati	Računalno	Ručno		
7. Električnu/kemijsku energiju u mehaničku pretvoriti	Asinkroni elektromotor	Istosmjerni elektromotor	*Stepper* elektromotor	
8. Mehaničku energiju do bubnja prenijeti	Remenski prijenosnik	Zupčasti reduktor	Lančani prijenosnik	
9. Udarce na kotač prenijeti	Zavareni višedijelni čelični bubanj	Lijevana jednodijelna čelična tarenica		
10. Radijalnu silu narinuti	Uteg	Aktuator		

11. Podatke ispitivanja pohraniti	Papir	Digitalna pohrana		
12.Podatke ispitivanja prikazati	Papir	Računalo 		
13. Broj okretaja kotača izmjeriti	Magnetski tahometar	Laserski tahometar	Apsolutni električni enkoder	Hall efekt senzor
14. Rotaciju bubnja zaustaviti	Kočnica u elektromotoru	Unutarnja čeljusna kočnica	Vanjska čeljusna kočnica	Vanjska pojasna kočnica

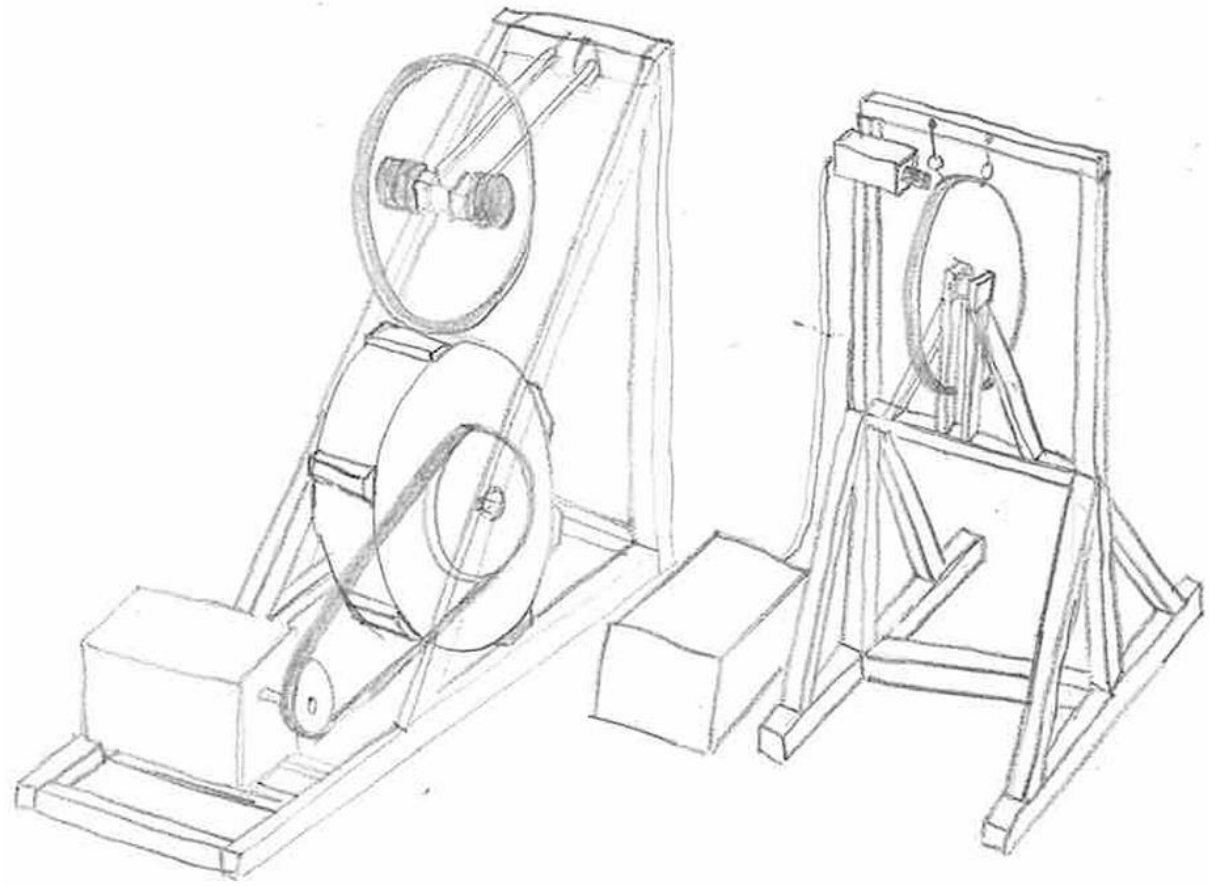
6. Koncepti

S ponuđenim parcijalnim rješenjima za funkcije koje uređaj mora zadovoljiti pristupa se izradi koncepata. Svaki koncept je u narednim potpoglavljima prezentiran, a na kraju su ocijenjeni s obzirom na zadane kriterije te je najbolji koncept odabran i detaljno razrađen u poglavlju 7.

6.1 Koncept 1

Tablica 6 Odabrana parcijalna rješenja za koncept 1

	Funkcija	Odabrano parcijalno rješenje
1	Prihvat elemenata ispitnog postolja omogućiti	Okvir od čeličnih profila spojenih spojnicama
2	Prihvat elemenata za okvir omogućiti	Pomični prihvat za čelične profile
3	Aksijalnu silu narinuti	Jednostupanjski pneumatski cilindar
4	Pomak obruča izmjeriti	Mehanički mjerni sat
5	Radijalni pomak kotača omogućiti	Zglobni mehanizam
6	Parametre ispitivanja zadati	Ručno
7	Električnu/kemijsku energiju u mehaničku pretvoriti	Asinkroni električni motor
8	Mehaničku energiju do bubnja prenijeti	Remenski prijenosnik
9	Udarce na kotač prenijeti	Lijevani jednodijelni čelični bubanj
10	Radijalnu silu narinuti	Uteg
11	Podatke ispitivanja pohraniti	Papir
12	Podatke ispitivanja prikazati	Papir
13	Broj okretaja kotača izmjeriti	Magnetski tahometar
14	Rotaciju bubnja zaustaviti	Vanjska pojasna kočnica



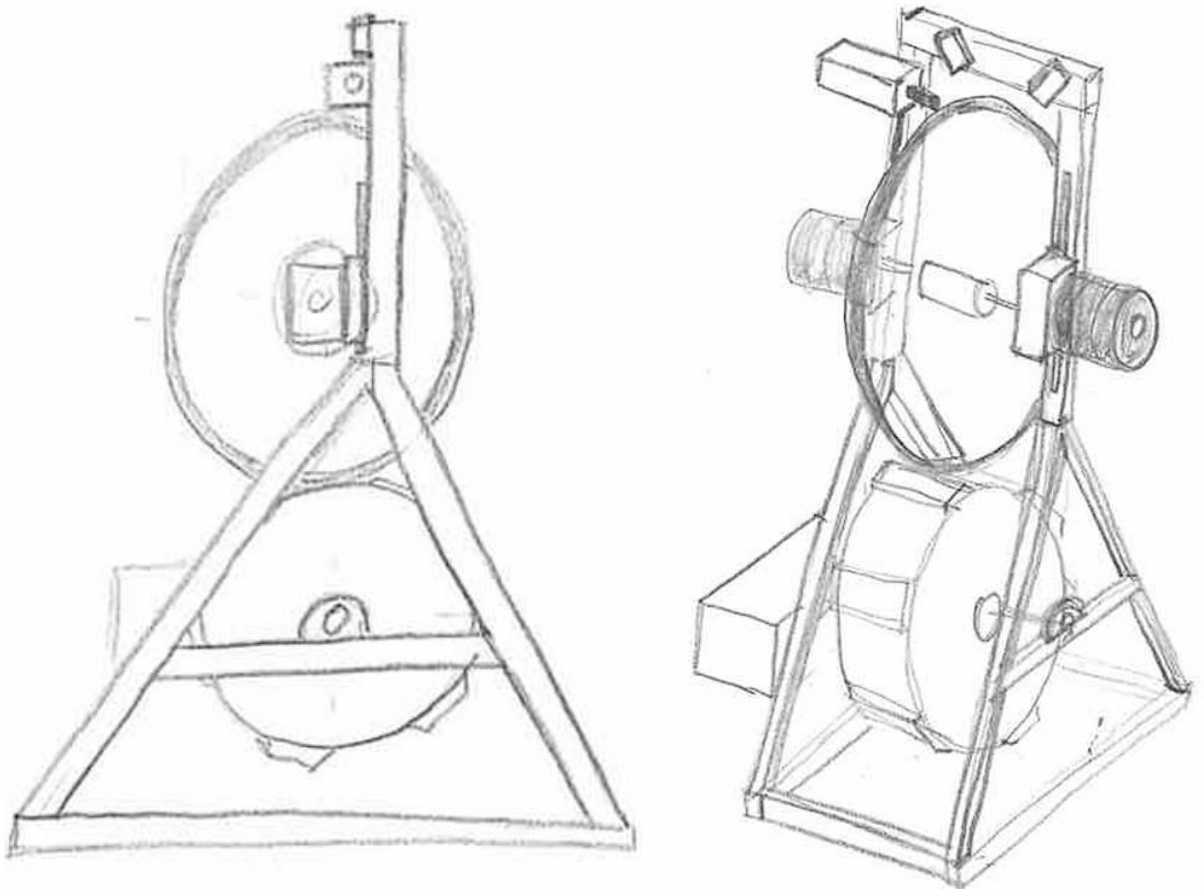
Slika 24 Skica koncepta 1

Odabrana parcijalna rješenja za koncept 1 prikazana su u tablici 7, a na slici 24 prikazana je skica koncepta 1. Uređaj se sastoji od dva odvojena postolja, na jednom se odvija ispitivanje točnosti vrtnje i statičke čvrstoće, a na drugom se ispituje zamorna čvrstoća. Ispitni uzorak je cijelo vrijeme stegnut pomoću univerzalnog prihvata kojeg mogu prihvatiti oba postolja, a tehničar ga po potrebi montira na potrebno postolje. Spojnicama spojeni čelični okvir nudi mogućnost podešavanja dimenzija okvira krojenjem čeličnih profila po potrebi. Ovakvo rješenje manje je fleksibilno od okvira od aluminijskih profila, ali svejedno fleksibilnije od u potpunosti zavarenog okvira. Za davanje sile odabran je pneumatski cilindar čija se sila podešava ručno tj. prigušnim ventilima. Problem kod takvog načina regulacije sile, a i pneumatskih sustava generalno, je manja preciznost od eklektičnih linearnih sustava. Broj okretaja bubnja mjeri se pomoću magnetskog tahometra, a u slučaju nužde bubanj se zaustavlja pomoću pojasne kočnice.

6.2 Koncept 2

Tablica 7 Odabrana parcijalna rješenja za koncept 2

	Funkcija	Odabrano parcijalno rješenje
1	Prihvat elemenata ispitnog postolja omogućiti	Okvir od zavarenih čeličnih profila
2	Prihvat elemenata za okvir omogućiti	Prihvat vijcima
3	Aksijalnu silu narinuti	Električni linearni aktuator (*stepper* motor)
4	Pomak obruča izmjeriti	Laserski komparator
5	Radijalni pomak kotača omogućiti	Linearne vodilice
6	Parametre ispitivanja zadati	Računalno
7	Električnu/kemijsku energiju u mehaničku pretvoriti	Asinkroni elektromotor
8	Mehaničku energiju do bubnja prenijeti	Zupčasti reduktor
9	Udarce na kotač prenijeti	Zavareni višedijelni čelični bubanj
10	Radijalnu silu narinuti	Uteg
11	Podatke ispitivanja pohraniti	Digitalna pohrana
12	Podatke ispitivanja prikazati	Računalo
13	Broj okretaja kotača izmjeriti	Hall efekt senzor
14	Rotaciju bubnja zaustaviti	Kočnica u elektromotoru



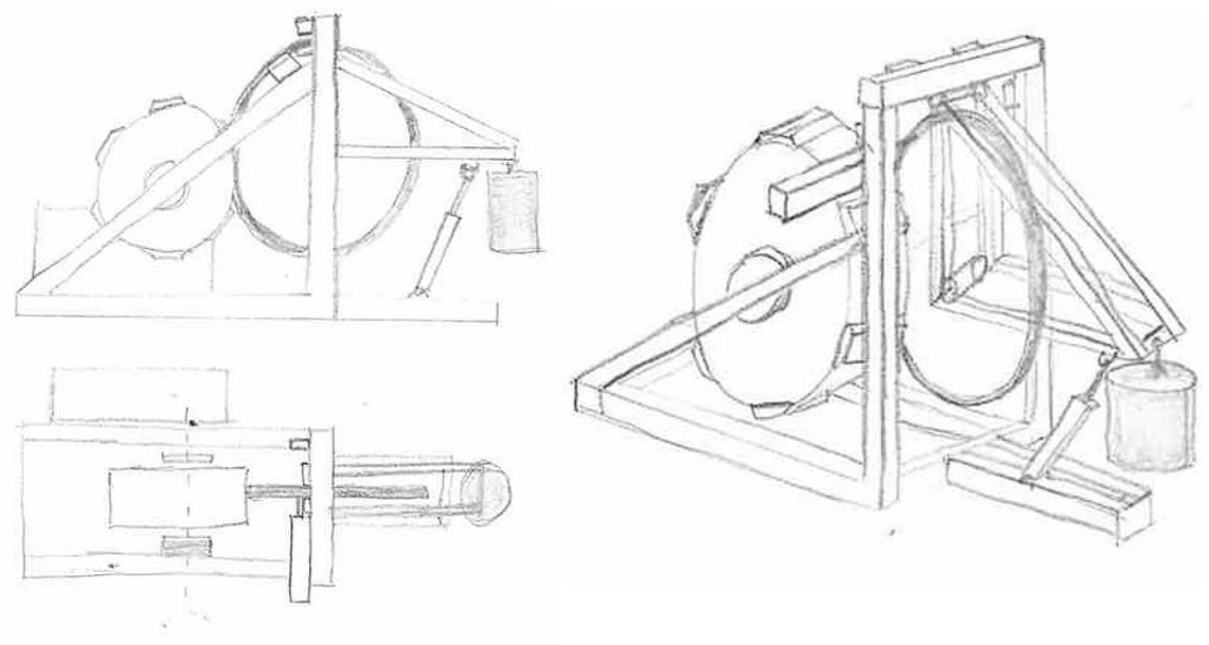
Slika 25 Skica koncepta 2

Odabrana parcijalna rješenja za koncept 2 prikazana su u tablici 7, a na slici 25 prikazana je skica koncepta. Koncept 2 osmišljen je kao kompromis između potpuno automatskog uređaja i bazičnog uređaja kao što je koncept 1. Okvir je jednodijelan, a mjerna oprema je odvojiva i montira se po potrebi kako bi se izbjegao utjecaj vibracija uzrokovanih ispitivanjem zamorne čvrstoće. Okvir je izrađen od zavarenih čeličnih profila što onemogućava ikakvu fleksibilnost i preinake okvira, ali omogućava najveću robusnost, krutost i pouzdanost. Za zadavanje aksijalne sile odabran je električni linearni aktuator sa *stepper* motorom, a za mjerenje rotacijske preciznosti laserski komparator. Uzorak se između ispitnih pozicija premješta pomoću linearnih vodilica sa stezačima koji uzorak zaključavaju u potrebnu poziciju. Izvor snage za pogon bubnja je asinkroni elektromotor koji preko reduktora prenosi snagu do bubnja. Zadavanje ulaznih parametara i obrada podataka ispitivanja vrši se u potpunosti računalno.

6.3 Koncept 3

Tablica 8 Odabrana parcijalna rješenja za koncept 3

	Funkcija	**Odabrano parcijalno rješenje**
1	Prihvat elemenata ispitnog postolja omogućiti	Okvir od spojenih aluminijskih profila
2	Prihvat elemenata za okvir omogućiti	Pomični prihvat za aluminijske profile
3	Aksijalnu silu narinuti	Električni linearni aktuator (*servo* motor)
4	Pomak obruča izmjeriti	Laserski komparator
5	Radijalni pomak kotača omogućiti	Zglobni mehanizam
6	Parametre ispitivanja zadati	Računalno
7	Električnu/kemijsku energiju u mehaničku pretvoriti	*Stepper* motor
8	Mehaničku energiju do bubnja prenijeti	Zupčasti reduktor
9	Udarce na kotač prenijeti	Zavareni višedijelni čelični bubanj
10	Radijalnu silu narinuti	Uteg
11	Podatke ispitivanja pohraniti	Digitalna pohrana
12	Podatke ispitivanja prikazati	Računalo
13	Broj okretaja kotača izmjeriti	Laserski tahometar
14	Rotaciju bubnja zaustaviti	Unutarnja čeljusna kočnica



Slika 26 Skica koncepta 3

Odabrana parcijalna rješenja za koncept 3 prikazana su u tablici 8, a na slici 26 prikazana je skica koncepta 3. Ovaj koncept zamišljen je kao u potpunosti autonoman sustav gdje tehničar treba samo umetnuti ispitni uzorak u uređaj i uređaj potom obavlja sve radnje autonomno. Okvir je izrađen od aluminijskih profila, a elementi uređaja prihvaćaju se pomičnim prihvatnicima za aluminijske profile. Ovakva konstrukcija omogućuje najveću fleksibilnost. Za davanje aksijalne sile zadužen je eklektični linearni aktuator sa *servo* motorom čija povratna veza omogućava konstantu prilagodbu narinute sile i time omogućava maksimalnu preciznost. Mjerenje rotacijske preciznosti vrši laserski komparator. Radijalni pomak kotača postiže se pomoću zglobnog mehanizma. Kotač je smješten bočno u odnosu na bubanj za razliku od ostalih koncepata gdje je kotač smješten iznad bubnja. Zadavanje parametara ispitivanja te pohrana i obrada podataka vrše se digitalno. Ovaj koncept je najnapredniji i najprecizniji, a samim time i najskuplji.

6.4 Vrednovanje i odabir koncepta za razradu

Prije detaljne razrade koncepta potrebno je odabrati jedan od prethodno ponuđenih. Svaki od koncepata biti vrednovan je po kriterijima koje ispitno postolje mora zadovoljiti. Svakome od koncepata se za svaki kriterij dodijeljuje ocjena od 0 do 3 koje označavaju:

0 – ne zadovoljava kriterij

1 – djelomično zadovoljava kriterij

2 – dovoljno zadovoljava kriterij

3 – u potpunosti zadovoljava kriterij

Najbolje ocijenjeni koncept odabire se za danju razradu.

Tablica 9 Vrednovanje koncepata

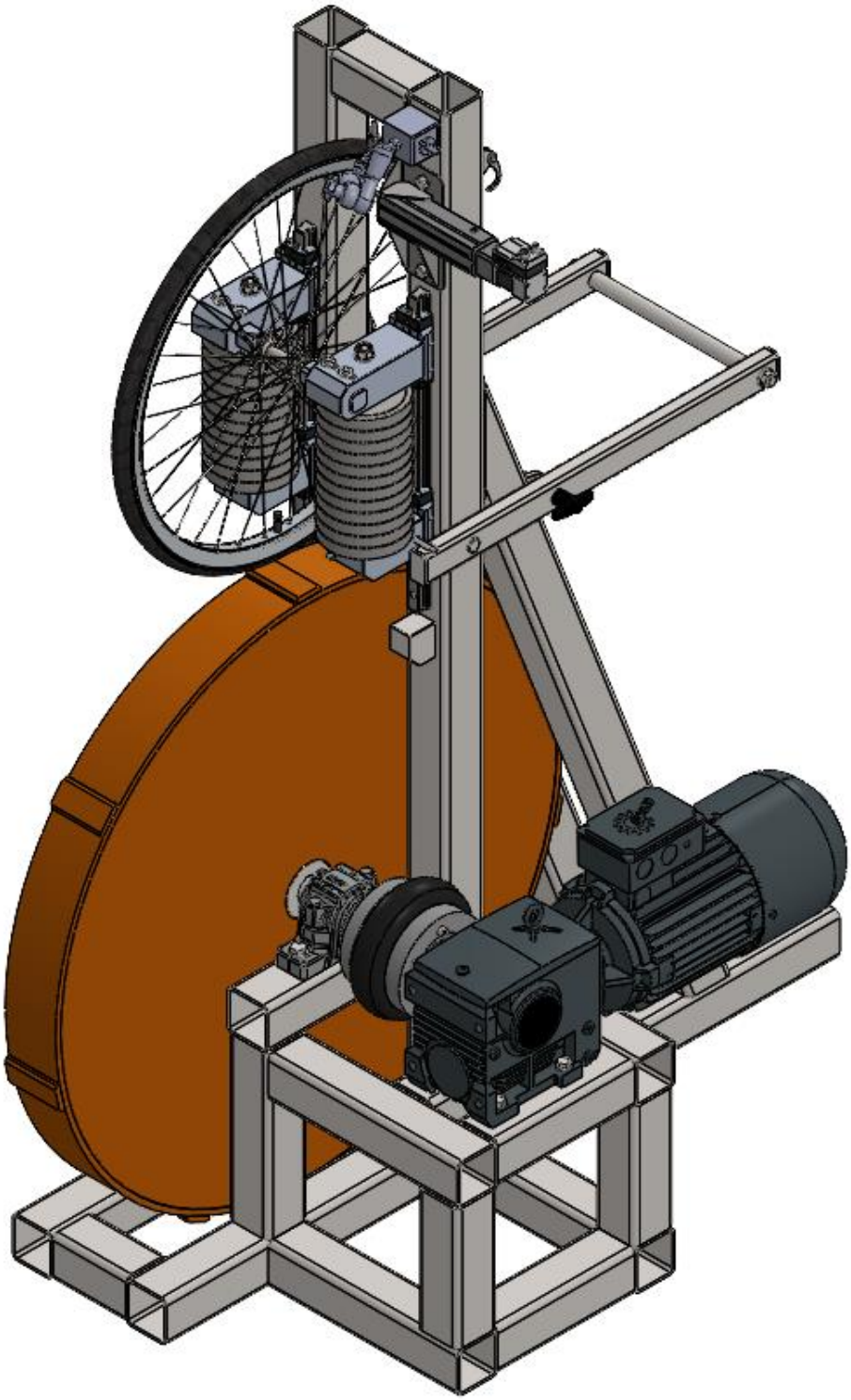
	Kriterij	**Ocjena koncepta 1**	**Ocjena koncepta 2**	**Ocjena koncepta 3**
1	Robusnost	2	3	2
2	Preciznost	2	3	3
3	Ponovljivost ispitivanja	3	3	3
4	Jednostavnost	2	2	1
5	Ergonomičnost	1	2	3
6	Kompaktnost	1	2	1
7	Digitalna integriranost	0	3	3
8	Automatiziranost	0	2	3
9	Energetska učinkovitost	2	3	2
10	Lakoća održavanja	3	2	2
11	Zaštićenost mjernih uređaja	3	3	2
Suma		19	28	25

Za detaljnu razradu odabran je koncept 2.

7. Razrada odabranog koncepta

7.1 Opis razrađenog uređaja

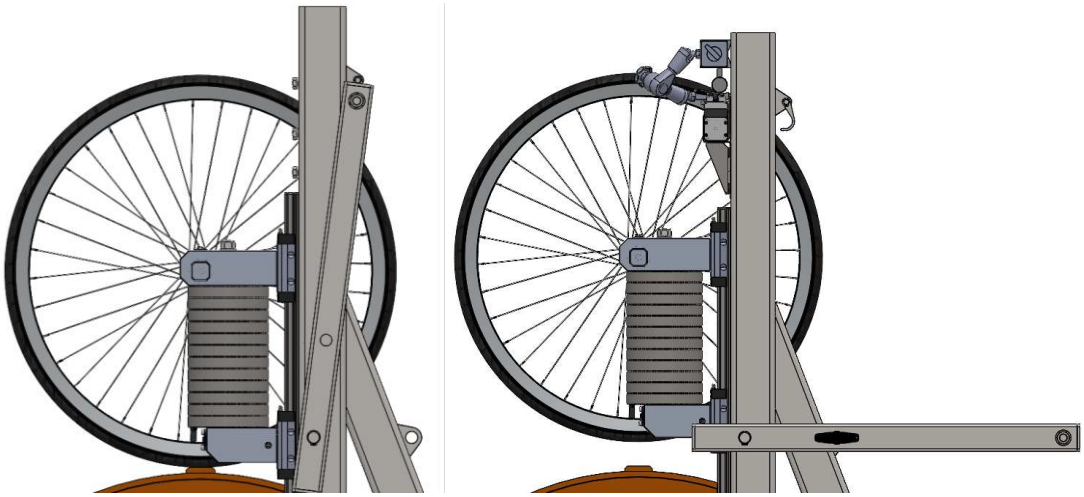
Odabran koncept 2 detaljno je razrađen. Slika 27 prikazuje razrađeni uređaj.



Slika 27 Razrađen uređaj

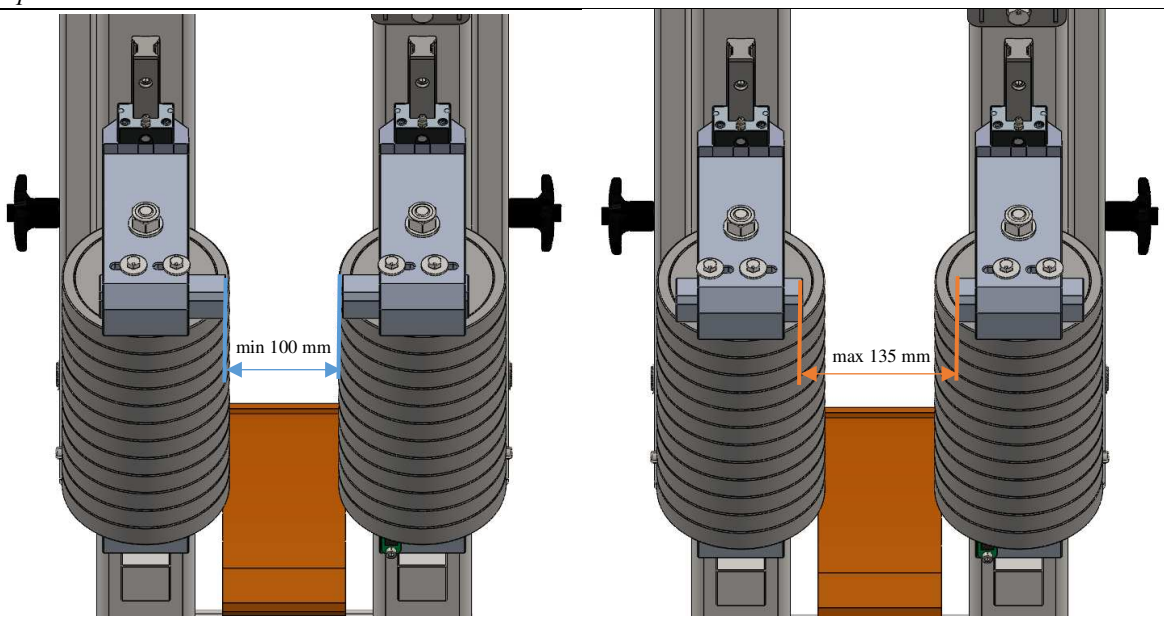
U odnosu na inicijalni koncept, razrađeni uređaj razlikuje se u nekoliko detalja. Prvenstveno, oblik okvira je različit od koncepta zbog prostornog rasporeda komponenti koji u fazi koncipiranja još nije bio poznat. Laserska mjerna oprema zamijenjena je analognim komparatorom zbog jednostavnosti mjerenja te jednostavnosti montaže i demontaže koju pruža magnetsko postolje.

Kotač se na uređaju može postaviti u dvije ispitne pozicije prikazane na slici 28 . Prva pozicija je za ispitivanje zamorne čvrstoće odnosno kada se kotač oslanja na bubanj. Polužni mehanizam za podizanje je tokom ispitivanja zamorne čvrstoće pomoću kuke na vrhu okvira prihvaćen kako nebi smetao u izvođenju ispitivanja, a držač komparatora je uklonjen. Po završetku ispitivanja zamorne čvrstoće kotač se uz pomoć polužnog mehanizma podiže u drugu ispitnu poziciju za ispitivanje rotacijske preciznosti i statičke čvrstoće. U poziciju se zaključava pomoću svornjaka za zaključavanje koji se umeću kroz provrte u polugama i u okviru. Držač komparatora ponovo se montira i vrše se ispitivanja.



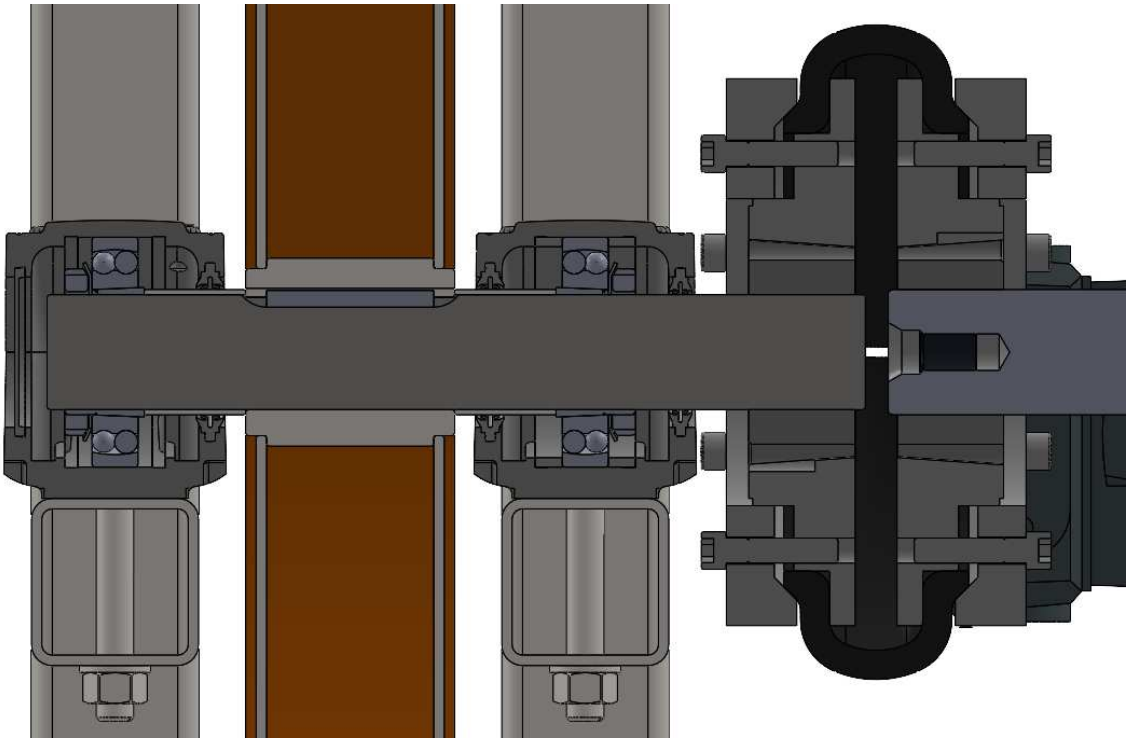
Slika 28 Ispitne pozicije

U gornjoj poziciji se također vrši izmjena ispitnih uzoraka. Ovisno o kotaču koji se ispituje prilagođava se širina klizača prihvata kao što je prikazano na slici 29. Pritezanjem vijaka ostvaruje se sila trenja između podložnih pločica i gornjih nosača koja zaključava klizače u traženoj poziciji.



Slika 29 Prilagođavanje širine prihvata uzorka

Za pokretanje bubnja zadužen je asinkroni elektromotor od 4 kW spojen na pužni reduktor prijenosnog omjera 10,75. Snaga se sa motora na vratilo prenosi preko elastične pojasne spojke koja pomaže kod ublažavanja udaraca uzrokovanih sudarom letvica bubnja i kotača tokom ispitivanja. Vratilo bubnja nije stupnjevano već je ravno kupovno čime se štedi na obradi i dobiva na jednostavnosti montaže i održavanja. Presjek vratila i pripadajućih strojnih elemenata prikazan je na slici 30.



Slika 30 Presjek podsklopa vratila bubnja

U narednim potpoglavljima slijedi proračun uređaja. Konstruiranje je iterativni proces u kojem izmjena jedne od komponenata ili parametra sklopa direktno utječe na cijeli sklop i njegove komponente. Zbog toga se nakon svake promjene ponovo provodi proračun i provjerava se zadovoljavaju li sve komponente sklopa potrebne zahtjeve dok se ne dođe do završne verzije. Proračun u slijedećim poglavljima odnosi se na finalnu verziju uređaja.

Kao polazišna točka proračuna uzet je bubanj koji je modeliran prema zahtjevima propisanim u normi kako bi se mogla očitati njegova masa za danji proračun. Osim mase bubnja, izračunata je i aktivna sila koja se javlja kao posljedica udarca poprečne letvice bubnja o kotač. Kada su ove sile određene pristupilo se proračunu vratila. Vratilu je kontrolira dinamička sigurnost na kritičnom presjeku. Sa određenim dimenzijama vratila odabrani su ležajevi i kućišta ležajeva. Potom su odabrani i kontrolirani elektromotor s kočnicom i reduktor s obzirom na uvjete rada uređaja. Sa određenim komponentama uređaja konstruirao se okvir i provjerila se njegova nosivost na kritičnim mjestima. Za kraj su odabrane linearne vodilice za vođenje ispitnog uzorka te prikladni aktuator za ispitivanje statičke čvrstoće kotača.

7.2 Dimenzioniranje bubnja

Početna stavka razrade, kako je navedeno, je dimenzioniranje bubnja. Njegove dimenzije i karakteristike utječu na vrijeme trajanja ispitivanja i na opterećenja sustava. Normom je zadana konstantna obodna brzina vrtnje od 25 km/h, promjer bubnja mora biti u rasponu od 500 do 1000 mm i razmak između poprečnih letvica ne smije biti manji od 400 mm. Odabran je maksimalni promjer bubnja d_{BU} =1000 mm jer se s njime postiže najmanji broj okretaja vratila i samim time najmanja potrebna snaga elektromotora. Za propisanu obodnu brzinu v_t = 25 km/h i odabrani promjer bubnja d_{BU} može se izračunati optimalna brzina vrtnje bubnja prema izrazu:

$$n_{BU,opt} = \frac{v_t}{d_{BU} \cdot \pi} = \frac{25 \cdot \frac{1000}{3600}}{1000 \cdot 1000 \cdot \pi} = 2{,}21\ \mathrm{s}^{-1}. \tag{7.1}$$

S obzirom da je propisana tolerancija od $\mp 10\%$ na obodnu brzinu raspon dopuštenih vrijednosti brzine vrtnje bubnja iznosi:

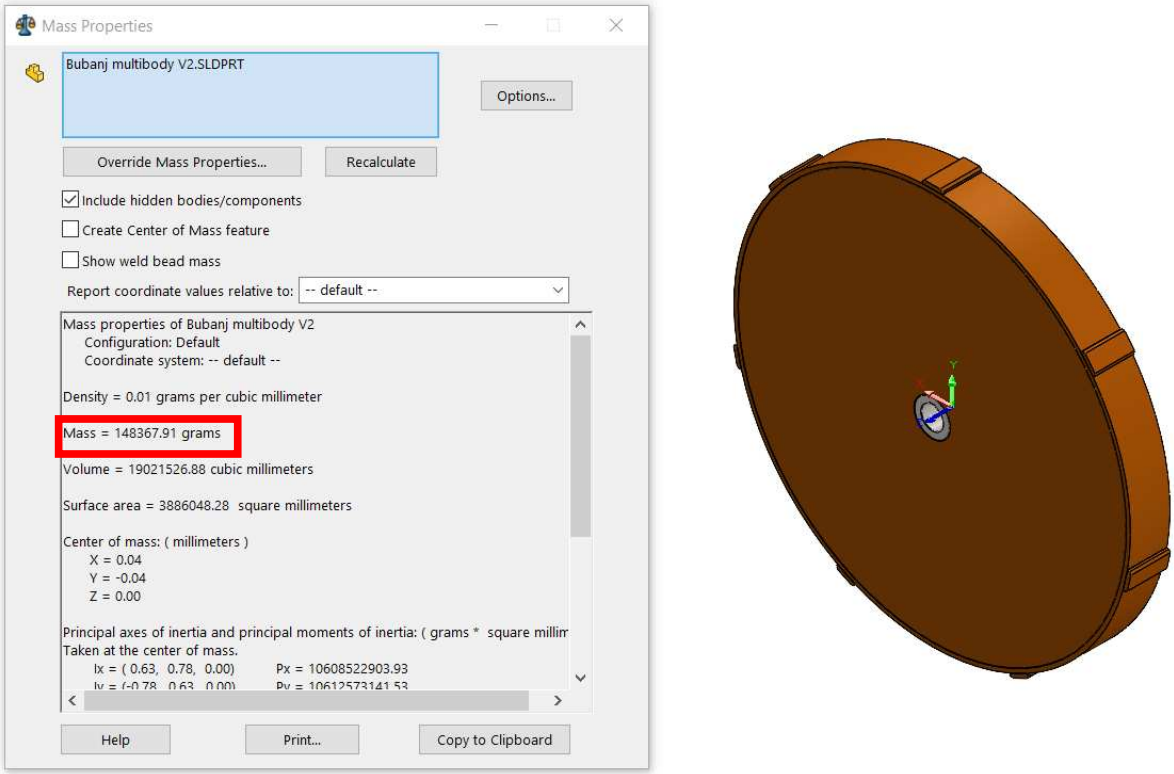
$$n_{BU} \in [1{,}99, 2{,}43]\ \mathrm{s}^{-1}. \tag{7.2}$$

Odabrana kombinacija elektromotora brzine vrtnje $n_{EM} = 1440\ \mathrm{min}^{-1}$ i reduktora prijenosnog omjera $i = 10{,}75$ daje konačnu brzinu vrtnje bubnja:

$$n_{BU} = \frac{n_{EM}}{60 \cdot i} = \frac{1440}{60 \cdot 10{,}75} = 2{,}23\ \mathrm{s}^{-1}. \tag{7.3}$$

Brzina vrtnje zadovoljava uvjet tražene obodne brzine na površini bubnja.

Masa bubnja očitava se iz CAD sustava. Na slici 31 prikazan je model bubnja sa izračunatom masom.



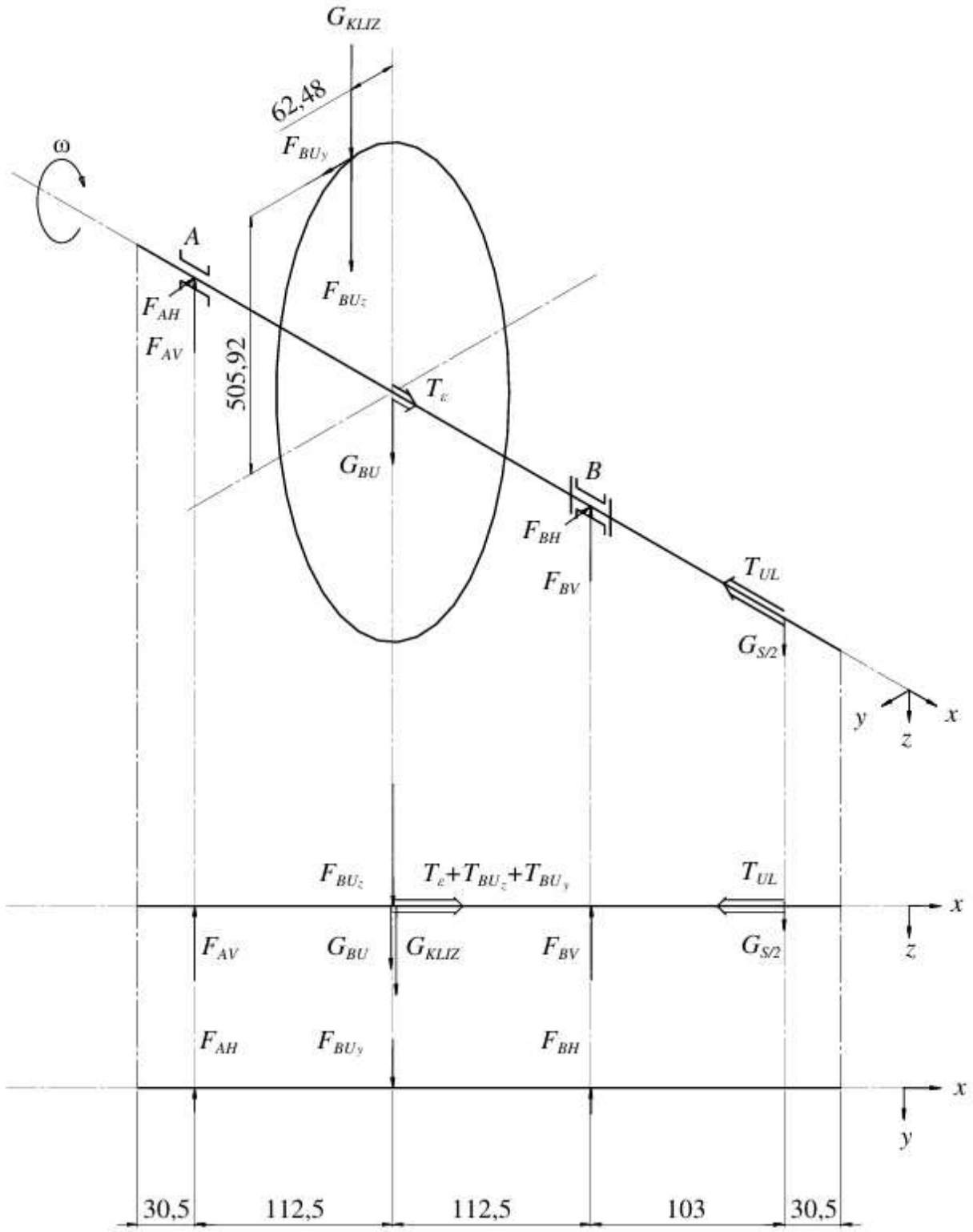
Slika 31 Masa bubnja

Bubnju je dodijeljen materijal gustoće ρ = 7800 kg/m^3. Sa slike je vidljivo kako masa iznosi m_{BU} = 148,37 kg što pomnoženo gravitacijskom konstantom daje težinu bubnja G_{BU} = 1455,49 N.

7.3 Dimenzioniranje vratila

7.3.1 Analiza opterećenja

Prvi korak dimenzioniranja vratila je analiza opterećenja na vratilu. Snaga se na vratilo dovodi s desne strane preko spojke, a odvodi se preko bubnja. Potrebna snaga koja se mora prenositi vratilom je snaga potrebna za ubrzanje svih masa u sustavu, snaga potrebna za omogućavanje normom propisane obodne brzine bubnja te snaga potrebna za pokrivanje svih gubitaka sustava. Na slici 32 prikazana je shema opterećenja vratila u izometriji te horizontalnoj i vertikalnoj ravnini.



Slika 32 Shema opterećenja vratila

Moment ubrzanja masa

Moment ubrzanja masa na vratilu računa se pomoću izraza:

$$T_\varepsilon = J_{red} \cdot \varepsilon, \tag{7.4}$$

gdje su:

T_ε - moment ubrzanja masa,

J_{red} – reducirani moment tromosti strojnih dijelova u odnosu na os rotacije vratila,

ε - kutno ubrzanje.

Kutno ubrzanje za odabrano vrijeme pokretanja $t_u = 60$ s iznosi:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\omega - \omega_0}{t}, \tag{7.5}$$

gdje su:

ω – završna kutna brzina,

ω_0 – početna kutna brzina ($\omega_0 = 0$ rad/s),

t – vrijeme pokretanja (odabrano $t = 60$ s).

Kutna brzina za postignutu brzinu vrtnje bubnja $n_{BU} = 2{,}23\ \mathrm{s}^{-1}$ iznosi:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{BU} = 2 \cdot \pi \cdot 2{,}23 = 14{,}03 \frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}}, \tag{7.6}$$

stoga kutno ubrzanje iznosi:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{14{,}03}{60} = 0{,}2338 \frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}^2}. \tag{7.7}$$

Reducirani moment tromosti računa se pomoću izraza:

$$J_{red} = J_{BU} + J_S, \tag{7.8}$$

gdje su:

J_{BU} – moment tromosti bubnja,

J_S – moment tromosti spojke,

Moment tromosti bubnja računa se preko izraza za moment tromosti tankostijenog valjka zanemarive debljine stijenke:

$$J_{BU} = m_{BU} \cdot {R_\mathrm{m}}^2, \tag{7.9}$$

gdje je:

R_m – srednji polumjer stijenke cilindra ($R_\mathrm{m} = 0{,}4975$ m),

stoga slijedi:

$$J_{BU} = 148{,}37 \cdot 0{,}4975^2 = 36{,}722 \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^2}. \tag{7.10}$$

Moment tromosti spojke očitava se iz specifikacije odabrane spojke [20] i ona iznosi:

$$J_S = 0{,}031 \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^2}. \tag{7.11}$$

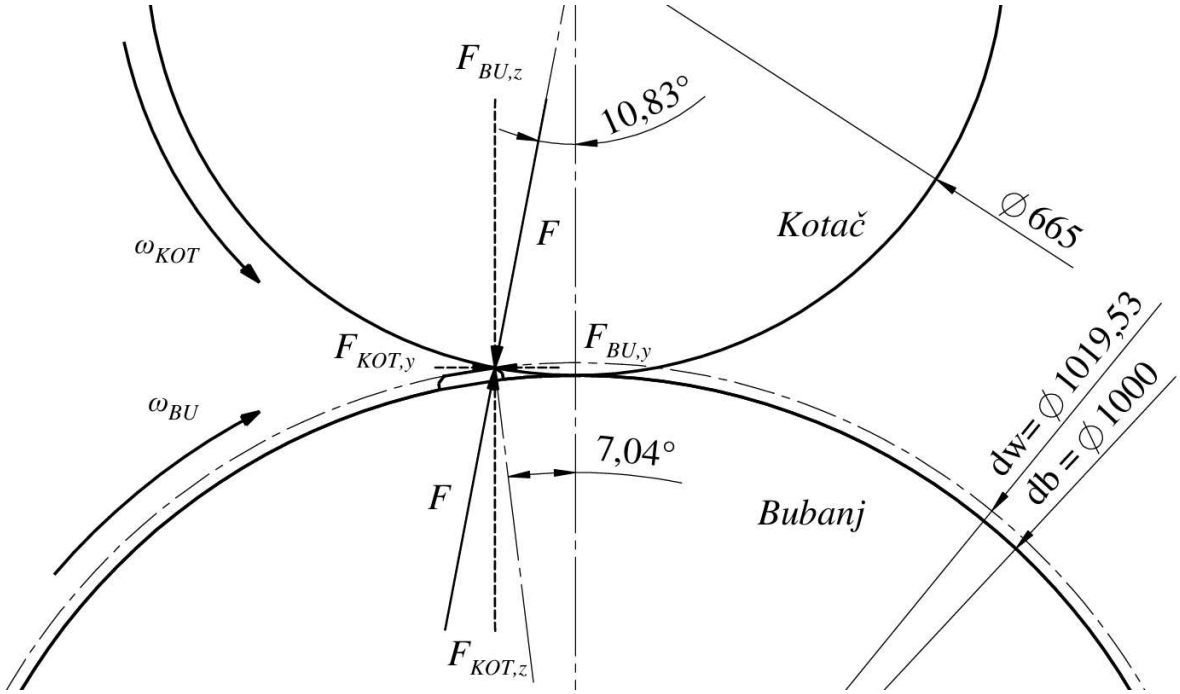
Sa individualnim momentima tromosti računa se reducirani moment tromosti:

$$J_{red} = 36{,}722 + 0{,}031 = 36{,}753 \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^2}, \qquad 7.12$$

i moment ubrzanja masa:

$$T_\varepsilon = 36{,}753 \cdot 0{,}2338 = 8{,}593 \text{ Nm} \qquad 7.13$$

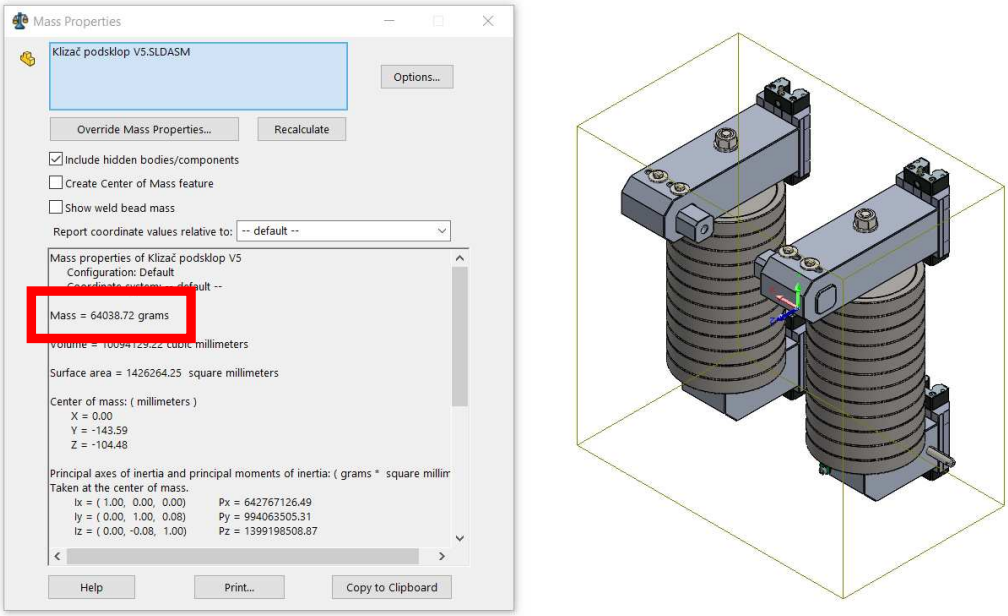
Slijedeće što je potrebno izračunati su udarne sile koje se javljaju u točki kontakta bubnja i kotača. Slika 33 prikazuje shemu opterećenja bubnja i kotača u najnepovoljnijem slučaju opterećenja za vratilo. Kontakt počinje u točki koja je udaljena od vertikale bubnja 7,0404° prema lijevo i nalazi se na kinematskom promjeru $d_w = 1019{,}53$ mm.



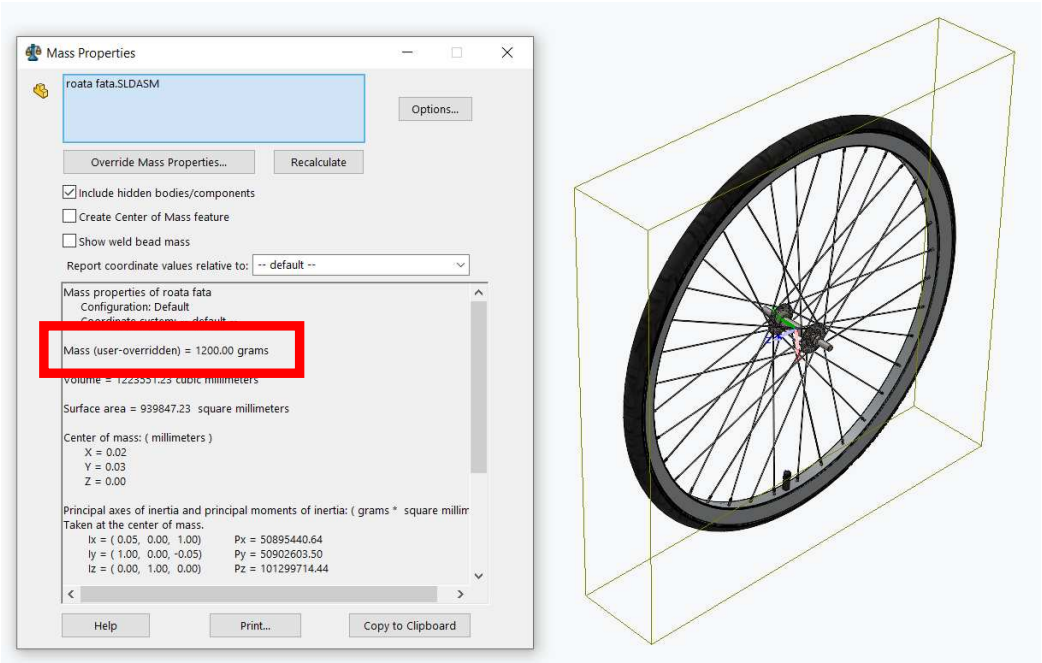
Slika 33 Shema opterećenja bubnja

Masa koja opterećuje bubanj proizlazi iz mase sklopa klizača i kotača. Normom je propisano kako ukupna vertikalna sila koja djeluje na kotač mora iznositi 640 N, a bubanj je dodatno opterećen i težinom kotača. Podatci o masi očitavaju se iz CAD modela. Svi dijelovi klizača

izrađeni su od čelika gustoće ρ = 7800 kg/m^3 osim poklopca, gornjeg i donjeg nosača koji su izrađeni od aluminija gustoće ρ = 2700 kg/m^3. Mase kupovnih komponenti očitane su iz kataloga proizvođača i unesene su u CAD modele. Masa kotača je odabrana proizvoljno i iznosi m_{kot} = 1,2 kg. Na slikama 34 i 35 prikazane su očitane mase.



Slika 34 Masa sklopa klizača



Slika 35 Masa kotača

Za proračun sila koristi se ukupna masa sklopa i klizača koja iznosi: $m_{uk} = 65{,}24$ kg. Ukupna masa klizača pomnožena gravitacijskim ubrzanjem daje težinu: $G_{KLIZ} = 639{,}99$ N koja zadovoljava zahtjev norme za radijalnim opterećenjem od 640 N. Masa spojke očitava se iz kataloga proizvođača i ona iznosi $m_s = 15{,}9$ kg, koja pomnožena ubrzanjem sile teže daje težinu spojke $G_s = 155{,}98$ N.

Zbog nedostatka podataka za detaljan proračun sile udarca između kotača i bubnja odabire se iznos sile temeljem težine koja djeluje na bubanj. Odabran je iznos sile udarca $F = 700$ N.

S određenom silom udarca i poznatim kutem sile određuju se komponente udarne sile u smjeru osi y i z:

$$F_{KOT,z} = F_{BU,z} = F \cdot cos(10{,}83) = 700 \cdot cos(10{,}83) = 687{,}53 \text{ N}, \tag{7.14}$$

$$F_{KOT,y} = F_{BU,y} = F \cdot sin(10{,}83) = 700 \cdot sin(10{,}83) = 131{,}53 \text{ N}. \tag{7.15}$$

Reakcije u osloncima A i B računaju se iz sume sila i momenata prema slijedećim izrazima:

$$\Sigma M_{Ay} = 0, \tag{7.16}$$

$$F_{BV} = \frac{(F_{BU,z} + G_{BU} + G_{KLIZ}) \cdot 112{,}5 + \frac{G_s}{2} \cdot (112{,}5 + 112{,}5 + 103)}{112{,}5 + 112{,}5}$$

$$= \frac{(687{,}53 + 1455{,}49 + 639{,}99) \cdot 112{,}5 + 77{,}99 \cdot (112{,}5 + 112{,}5 + 103)}{112{,}5 + 112{,}5}$$

$$= F_{BV} = 1505{,}2 \text{ N},$$

$$\Sigma Fz = 0, \tag{7.17}$$

$$F_{AV} = F_{BU,z} + G_{BU} + \frac{G_s}{2} - F_{BV} = 687{,}53 + 1455{,}49 + 77{,}99 - 1505{,}2$$

$$= F_{AV} = 1355{,}8 \text{ N},$$

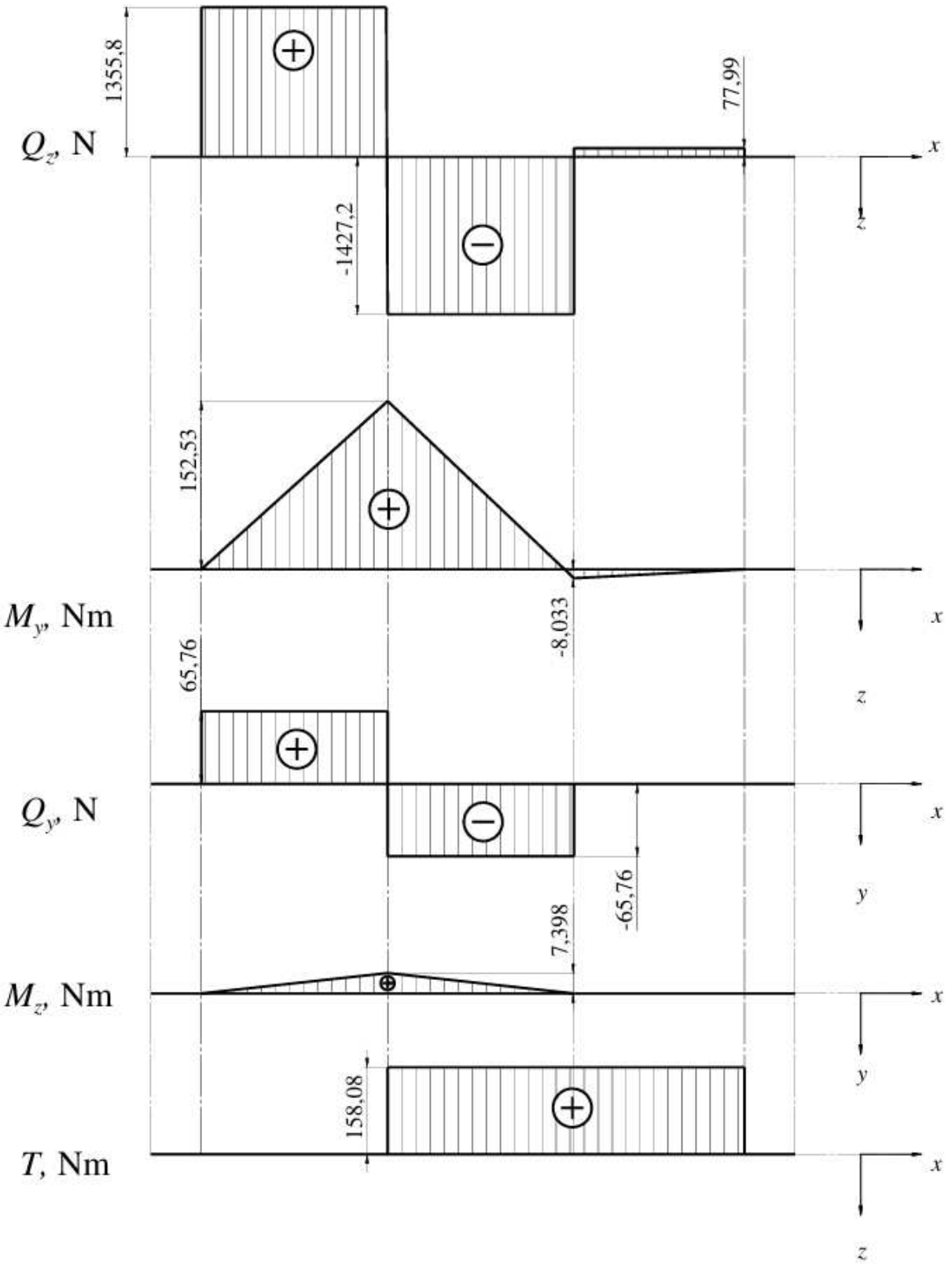
$$\Sigma M_{Az} = 0, \qquad F_{BH} = \frac{F_{BU,y} \cdot 112{,}5}{112{,}5 + 112{,}5} = \frac{131{,}53 \cdot 112{,}5}{112{,}5 + 112{,}5} = 65{,}76 \text{ N}, \tag{7.18}$$

$$\textbf{a}\ \Sigma Fy = 0, \qquad F_{AH} = F_{BU,y} - F_{BH} = 131{,}53 - 65{,}76 = 65{,}76 \text{ N}, \tag{7.19}$$

$$T_{BU,z} = (F_{BU,z} + G_{KLIZ}) \cdot 0{,}06248 = (687{,}53 + 2143{,}0215) \cdot 0{,}06248 = 82{,}95 \text{ Nm} \tag{7.20}$$

$$T_{BU,y} = F_{BU,y} \cdot 0{,}50592 = 131{,}53 \cdot 0{,}50592 = 66{,}54 \text{ Nm} \tag{7.21}$$

Sa dobivenim reakcijskim silama i aktivnim opterećenjima moguće je napraviti dijagrame poprečnih sila, momenata savijanja i momenta uvijanja duž vratila, slika 36.



Slika 36 Dijagrami unutarnjih poprečnih sila, momenata savijanja i momenta uvijanja vratila

7.3.2 Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti

Zbog jednostavnosti sklopa i montaže odabrano je ravno vratilo promjera $d_{vr} = 40$ mm sa hrapavošću površina $R_a = 6{,}3$ µm. Odabran materijal vratila je konstrukcijski čelik St 60-2. Svojstva odabranog materijala dana su u tablici 10:

Vrijednosti čvrstoća za obične ugljične konstrukcijske čelike												
Oznaka		N/mm²										
DIN	HN	Statička čvrstoća		Granica razvlačenja			Trajna dimanička čvrstoća (dinamička izdržljivost)					
		vlak	torzija	vlak	savijanje	torzija						
		R_m	R_{m_t}	R_e	R_{e_f}	R_{e_t}	σ_{DN}	σ_{DI}	$\sigma_{f_{DN}}$	$\sigma_{f_{DI}}$	$\tau_{t_{DN}}$	$\tau_{t_{DI}}$
St 37-2	Č. 0361	370	220	220	330	140	170	220	190	260	110	140
St 42-2	Č. 0461	420	250	240	360	180	200	240	210	300	140	160
St 52-3	Č. 0561	500	300	280	450	200	220	310	240	370	150	190
St 60-2	Č. 0645	600	360	320	540	250	280	360	300	430	180	230
St 70-2	Č. 0745	700	420	350	630	280	330	400	350	500	210	260

Tablica 10 Svojstva materijala vratila [6]

Kontrolni proračun vrši se na najopterećenijem presjeku vratila koji se nalazi s desne strane u neposrednoj blizini hvatišta sile G_{BU} na kojemu se nalazi utor za pero kojim se prenosi moment sa vratila na bubanj.

Sigurnost vratila na presjeku računa se pomoću izraza:

$$S_{post} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{f_{DN}}}{\varphi \cdot \sigma_{red,konc.}} \geq S_{potr}\,, \tag{7.22}$$

gdje su:

S_{post} – postojeća sigurnost na presjeku,

S_{potr} – potrebna sigurnost ($S_{potr} = 1{,}8$),

b_1 – faktor veličine strojnog dijela,

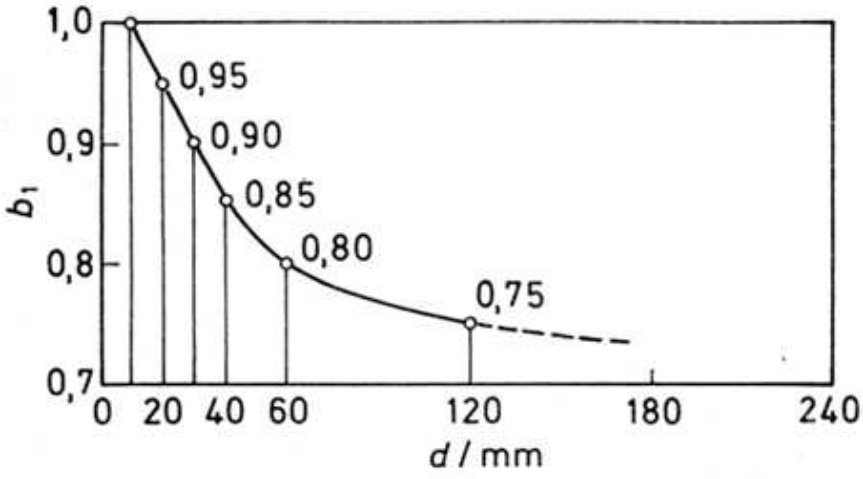
b_2 – faktor kvalitete površinske obrade,

$\sigma_{f_{DN}}$ – trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično promjenjivo naprezanje na savijanje,

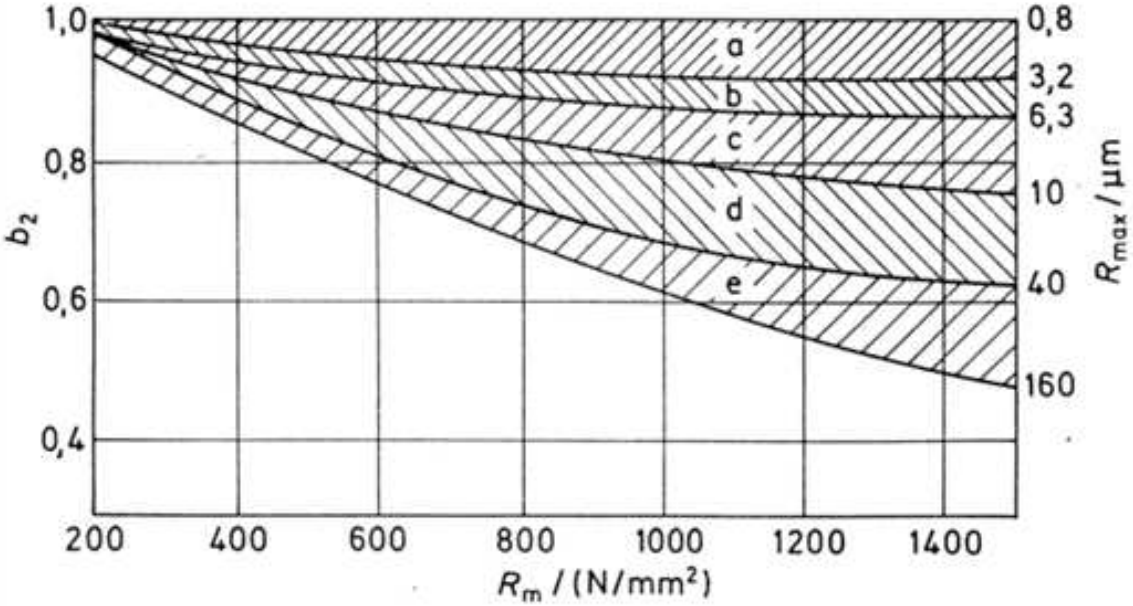
φ – faktor udara (Odabran $\varphi = 1{,}5$ [6]) ,

$\sigma_{red,konc.}$ – reducirano koncentrirano naprezanje na presjeku

Faktori veličine strojnog dijela b_1 i kvalitete obrade površine b_2 očitavaju se iz slijedećih dijagrama:



Slika 37 faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja [6]



Slika 38 faktor kvalitete površinske obrade [6]

Reducirano koncentrirano naprezanje računa se pomoću izraza:

$$\sigma_{red,konc.} = \frac{M_{red,konc.}}{W}, \tag{7.23}$$

gdje su:

$M_{red,konc.}$ – reducirani koncentrirani moment na vratilo u presjeku,

W – aksijalni moment otpora presjeka.

Reducirani koncentrirani moment na vratilo u presjeku se računa pomoću izraza:

$$M_{red,konc..} = \sqrt{\left(\beta_{kf} \cdot M_f\right)^2 + 0{,}75 \cdot (\alpha_o \cdot T \cdot \beta_{kt})^2}, \tag{7.24}$$

gdje su:

β_{kf} – efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja,

M_f – moment savijanja,

α_o – faktor čvrstoće materijala,

T – moment uvijanja,

β_{kt} – efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja.

Faktor čvrstoće materijala α_o računa se pomoću izraza:

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{f_{DN}}}{1{,}73 \cdot \tau_{t_{DN}}}, \tag{7.25}$$

gdje su:

σ_{f_D}- trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično promjenjivo naprezanje pri savijanju,

$\tau_{t_{DN}}$- trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično opterećenje.

Za odabrani materijal St 60-2 očitavaju se vrijednosti trajnih dinamičkih čvrstoća iz tablice 10 pa faktor čvrstoće materijala iznosi:

$$\alpha_o = \frac{300}{1{,}73 \cdot 180} = 0{,}9634. \tag{7.26}$$

U kritičnom presjeku su prisutni unutarnji momenti savijanja M_y i M_z. Njihove vrijednosti očitavaju se iz grafova i iznose :

$$M_y = 152{,}53 \text{ Nm}, \qquad M_z = 7{,}398 \text{ Nm} \tag{7.27}$$

Ukupan moment savijanja na kritičnom presjeku iznosi:

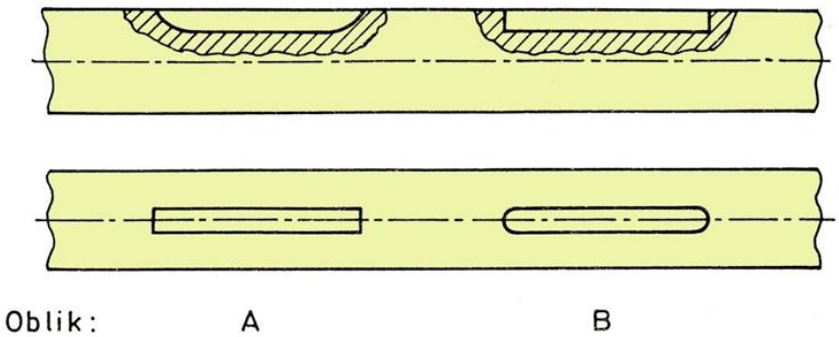
$$M_f = \sqrt{{M_y}^2 + {M_z}^2} = \sqrt{152{,}53^2 + 7{,}398^2} = 152{,}71 \text{ Nm}. \tag{7.28}$$

Također je prisutan i moment uvijanja T_1. Ponovo se sa grafa iščitava iznos momenta $T = 158{,}08$ Nm.

Efektivni faktor zareznog djelovanja β_{kf} iščitava se iz tablice 11 u kojoj su navedeni iznosi faktora u ovisnosti o vlačnoj čvrstoći materijala i obliku utora za pero. Za materijal St 60-2 vlačna iznosi $R_m = 600$ N/mm2 i izabran je oblik utora A, stoga efektivni faktor zareznog djelovanja iznosi $\beta_{kf} = 1{,}55$. Efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja β_{kt} kod uvijanja vratila s utorom za pero iznosi $\beta_{kt} = 1{,}9$.

Tablica 11 Efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja vratila s utorom za pero [6]

Oblik	Prekidna čvrstoća R_m [N/mm²]					
	300	400	500	600	700	800
A	1,4	1,45	1,5	1,55	1,58	1,62
B	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1



Sa određenim vrijednostima računa se reducirani koncentrirani moment na vratilo u presjeku:

$$M_{red,konc.} = \sqrt{(1{,}55 \cdot 152{,}71)^2 + 0{,}75 \cdot (0{,}9634 \cdot 158{,}08 \cdot 1{,}9)^2} = 344{,}70 \text{ Nm}, \quad (7.29)$$

Aksijalni moment otpora poprečnog presjeka na mjestu s utorom za pero računa se pomoću izraza:

$$W = 0{,}012 \cdot (2d - t_1)^3, \quad (7.30)$$

gdje su:

d – promjer vratila na promatranom presjeku.

t_1 – dubina utora za pero (prema DIN 6885 za vratila promjera 40 mm iznosi $t_1 = 5$ mm),

Stoga aksijalni moment presjeka iznosi:

$$W = 0{,}012 \cdot (2 \cdot 40 - 5)^3 = 5062{,}5 \text{ mm}^3. \quad (7.31)$$

Reducirano naprezanje na presjeku onda iznosi:

$$\sigma_{red,konc.} = \frac{344{,}70 \cdot 1000}{5062{,}5} = 68{,}09 \text{ MPa}. \quad (7.32)$$

Prema slikama 37 i 38 faktori b_1 i b_2 iznose $b_1 = 0{,}9$ i $b_2 = 0{,}95$.

Sa svim dobivenim vrijednostima računa se faktor sigurnosti koji iznosi:

$$S_{post} = \frac{0{,}9 \cdot 0{,}95 \cdot 300}{1{,}5 \cdot 68{,}09} = 2{,}5114 \geq S_{potr} = 2{,}2. \quad (7.33)$$

Presjek zadovoljava uvjet dinamičke čvrstoće.

7.4 Odabir ležajeva

Slijedeći korak je odabir ležajeva. Potrebna dinamička nosivost ležajeva se određuje pomoću izraza:

$$C_1 = P \cdot \left(\frac{60 \cdot n_m \cdot L_{10hmin}}{10^6}\right)^{\frac{1}{\varepsilon}} \tag{7.34}$$

gdje su:

C_1 – potrebna dinamička nosivost ležaja,

P – dinamičko ekvivalentno opterećenje ležaja,

n_m – brzina vrtnje ležaja ($n_m = 133{,}95\ \mathrm{min}^{-1}$),

L_{10hmin} – zahtijevani vijek trajanja ležaja u satima (Odabrano $L_{10hmin} = 8000$ h) ,

ε – eksponent vijeka trajanja ležajeva (ε = 3 za ležajeve s teorijskim dodirom u točki)

Na oba ležaja djeluju samo radijalne sile u vertikalnim i horizontalnim smjerovima. Ukupne sile reakcija jednake su ekvivalentnim dinamičkim opterećenjima ležajeva i one iznose:

$$P_A = F_A = \sqrt{{F_{AV}}^2 + {F_{AH}}^2} = \sqrt{1355{,}8^2 + 65{,}76^2} = 1357{,}4\ \mathrm{N}, \tag{7.35}$$

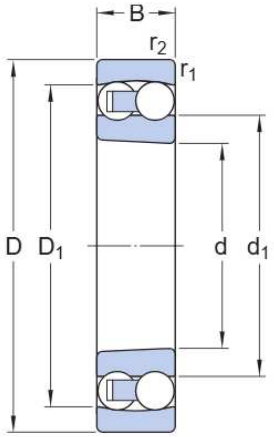
$$P_B = F_B = \sqrt{{F_{BV}}^2 + {F_{BH}}^2} = \sqrt{1505{,}2^2 + 65{,}76^2} = 1506{,}6\ \mathrm{N}. \tag{7.36}$$

S ekvivalentnim dinamičkim opterećenjima računa se potrebna dinamička nosivost ležajeva:

$$C_{1A} = 1357{,}4 \cdot \left(\frac{60 \cdot 133{,}95 \cdot 8000}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 5438\ \mathrm{N}, \tag{7.37}$$

$$C_{1B} = 1506{,}63 \cdot \left(\frac{60 \cdot 133{,}95 \cdot 8000}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 6035{,}86\ \mathrm{N}. \tag{7.38}$$

Odabran je ležaj SKF 1209 EKTN9 za oba ležajna mjesta. Slika 39 prikazuje odabrani ležaj i njegovu tehničku specifikaciju. Odabrani ležaj ima stožasti provrt koji omogućava montažu na vratilo pomoću natezne ljuske.



Dimensions

d	45 mm	Bore diameter
D	85 mm	Outside diameter
B	19 mm	Width
d_1	≈ 57.51 mm	Shoulder diameter inner ring
D_1	≈ 72.5 mm	Shoulder diameter outer ring
$r_{1,2}$	min. 1.1 mm	Chamfer dimension

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	22.9 kN
Basic static load rating	C_0	7.8 kN
Fatigue load limit	P_u	0.4 kN
Reference speed		17 000 r/min
Limiting speed		11 000 r/min
Permissible angular misalignment	α	2.5 °
Calculation factor	k_r	0.04
Limiting value	e	0.21
Calculation factor	Y_0	3.2
Calculation factor	Y_1	3
Calculation factor	Y_2	4.6

Slika 39 Odabran ležaj 1209 EKTN9

7.5 Odabir elektromotora i reduktora

U prethodnom poglavlju izračunati su momenti potrebni za okretanje bubnja. Suma tih momenata iznosi:

$$T_{uk} = T_{FBU,y} + T_{FBU,z} + T_{\varepsilon} = 66{,}54 + 82{,}95 + 8{,}593 = 158{,}08 \text{ Nm}, \tag{7.39}$$

i potrebna snaga za rad uređaja onda iznosi:

$$P_{potr} = T_{uk} \cdot \omega = 158{,}08 \cdot 14{,}03 = 2217{,}5 \text{ W} \tag{7.40}$$

Snaga se od motora do bubnja prenosi kroz reduktor, spojku, i uležišteno vratilo koji predstavljaju mjesta gubitka snage. Stupnjevi djelovanja za navedene strojne elemente iznose:

$\eta_L = 0{,}95$ – stupanj djelovanja po uležištenom vratilu,

$\eta_S = 0{,}98$ – stupanj djelovanja spojke,

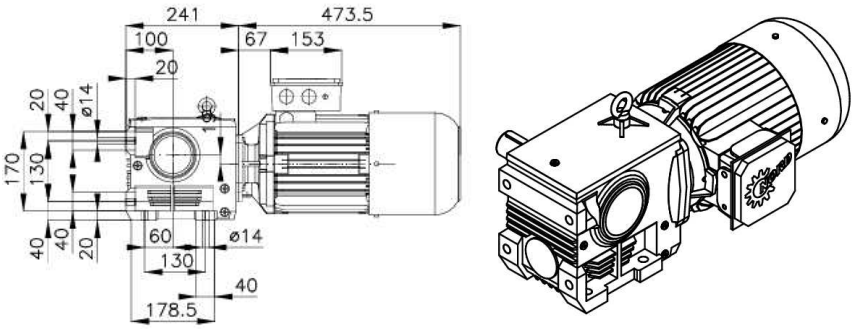
$\eta_R = 0{,}95$ – stupanj djelovanja reduktora.

$\eta_{TR} = 0{,}99$ – stupanj djelovanja trenja između bubnja i kotača.

Minimalna potrebna snaga elektromotora onda iznosi:

$$P_{EM,potr} = \frac{P_{potr}}{\eta_L \cdot \eta_S \cdot \eta_R \cdot \eta_{TR}} = \frac{2217{,}5}{0{,}95 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}99} = 2532{,}5 \text{ W}. \tag{7.41}$$

S obzirom na potrebnu snagu i brzinu vrtnje bubnja odabran je prvi veći motor s ugrađenim zupčastim reduktorom i kočnicom proizvođača Nord pogoni: SK 12080 - 112MP/4 BRE60 TF IP66. Snaga odabranog motora iznosi 4 kW, prijenosni omjer reduktora 10,75 i moment kočnice iznosi 60 Nm. Na slici 40 prikazana je specifikacija odabranih motora i reduktora.



Pos.	Description	Material
1	**Helical Worm Gearmotor with Brake SK 12080 - 112MP/4 BRE60 TF IP66**	
	Product Name	Worm Gears BLOCK
	Input Speed	1440 1/min
	Motor Inverter Speed Range	Standard Line Powered - Inverter Capable
	Ratio	10.75
	Output Speed	134 1/min
	Service Factor	1.3
	Output torque	257 Nm
	Overhung load	3.7 kN
	Axial Load	4.5 kN
	Power	4 kW
	Motor Option	IP66 Brake
	Brake Series	BR66PW :1
	Brake Torque	60 Nm

Slika 40 Elektromotor i reduktor SK 42125 - 160LP/4

7.6 Odabir spojke

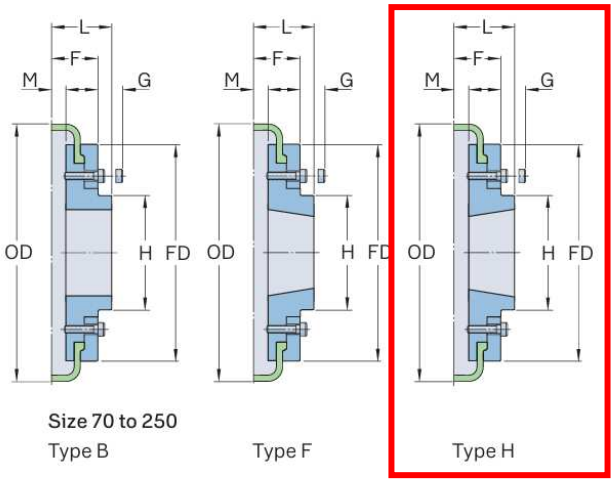
Spojka služi za spajanje i prijenos snage između izlaznog vratila reduktora i vratila bubnja. Zbog prisustva udaraca na vratilo spojka mora služiti i za njihovo ublažavanje, odnosno mora biti iz skupine elastičnih spojki. Odabran je tip spojke s gumenim pojasom proizvođača SKF. Izbor spojke prema uputama proizvođača vrši se tako da se potreban moment pomnoži pogonskim faktorom. Maksimalni moment na spojci iznosi:

$$T_s = \frac{T_{ul}}{\eta_L \cdot \eta_S \cdot \eta_{TR}} = \frac{158{,}08}{0{,}95 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99} = 171{,}51 \text{ Nm}\,. \tag{7.42}$$

Pogonski faktor prema [20] iznosi $k = 1{,}5$, stoga nominalni moment na spojci iznosi:

$$T_{s,n} = T_s \cdot\ k = 171{,}51 \cdot 1{,}5 = 257{,}27 \text{ Nm}\,. \tag{7.43}$$

Prema tome odabrana je SKF Flex spojka veličine 80 s prirubnicama tipa H za montiranje na vratila nateznim čahurama. Na slici 41 prikazana je specifikacija odabrane spojke.



Coupling size	Speed Max.	Mass tyre	Inertia	Torsional stiffness	Misalignment Angular	Parallel	Axial	Nominal torque	Torque Max.	Screw size	Clamping screw torque
–	r/min	kg	kg/m²	Nm/°	°	mm		Nm		–	Nm
40	4 500	0.1	0.00074	5	4	1.1	1.3	24	64	M6	15
50	4 500	0.3	0.00115	13	4	1.3	1.7	66	160	M6	15
60	4 000	0.5	0.0052	26	4	1.6	2.0	127	318	M6	15
70	3 600	0.7	0.008	41	4	1.8	2.3	250	487	M8	24
80	3 100	1.0	0.017	63	4	2.1	2.6	375	759	M8	24
90	3 000	1.1	0.031	91	4	2.4	3.0	500	1 096	M10	40

Size	Type	Bushing number	Dimensions Bore Min.	Bore Max.	Types F and H L	Type B E	L	E	Key screw	OD	FD	H	F	R[1]	G[2]	M	Mass	Inertia
mm	–	–	mm														kg	kg/m²
80	B	–	–	63	–	–	55.0	42	M10	211	165	98	54	–	16	12.5	4.90	0.018
80	F	2517	16	60	57.5	45	–	–	–	211	165	97	54	48	16	12.5	4.90	0.018
80	H	2012	14	50	44.5	32	–	–	–	211	165	98	54	32	16	12.5	4.60	0.017

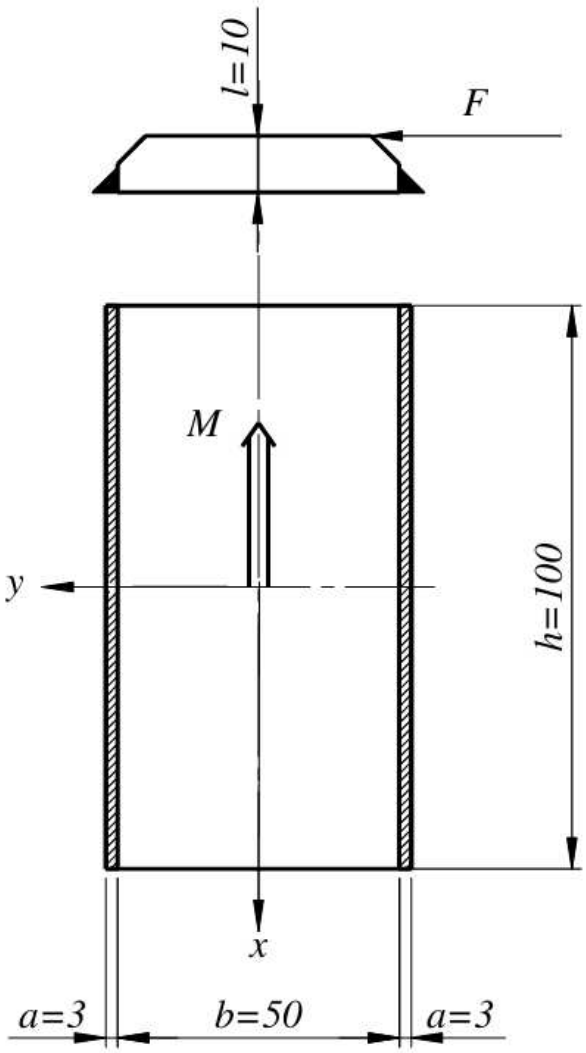
Slika 41 Tehnička specifikacija odabrane spojke

7.7 Proračun zavara

Kako bi se osigurala nosivost ispitnog postolja potrebno je provjeriti čvrstoću zavara. Provjeravaju se samo najopterećeniji zavari. Na bubnju se vrši kontrola zavara koji spaja letvice s bubnjem, a na okviru postolja se kontrolira zavar između profila na koji se oslanja ležaj B i glavnog vertikalnog profila.

7.7.1 Proračun zavara letvica bubnja

Za početak se proračunava zavar letvica bubnja. Na bubnju se nalaze ukupno 7 letvica s identičnim geometrijama i opterećenjem. Zavari su opterećeni samo na savijanje. Proračunska debljina kutnog zavara iznosi a = 3 mm. Slika 42 prikazuje presjek jednog od promatranih zavara na bubnju.



Slika 42 Presjek zavara letvica na bubnju

Kako bi zavar zadovoljio uvjet sigurnosti naprezanje u njemu mora biti manje od dopuštenog:

$$\sigma_{\perp} \leq \sigma_{dop} \tag{7.44}$$

Naprezanje u zavaru se računa pomoću izraza:

$$\sigma_{\perp} = \frac{M}{W_x}, \tag{7.45}$$

gdje su:

$\sigma_{\perp}$ - naprezanje okomito na smjer zavara,

M – moment koji opterećuje zavar,

W_x – osni moment otpora.

Osni moment otpora računa se: pomoću izraza:

$$W_x = \frac{I_x}{e}, \tag{7.46}$$

gdje su:

I_x – osni moment inercije presjeka zavara oko težišne osi presjeka,

e – najveća udaljenost od neutralne osi presjeka $\left(e = \frac{b}{2} + a = \frac{50}{2} + 3 = 28 \text{ mm}\right)$.

Osni moment inercije presjeka se računa pomoću izraza:

$$I_x = \frac{h \cdot (b + 2a)^3}{12} - \frac{h \cdot b^3}{12} = \frac{(50 + 2 \cdot 3) \cdot 100^3}{12} - \frac{50 \cdot 100^3}{12} = 421800 \text{ mm}^4, \tag{7.47}$$

stoga slijedi osni moment otpora:

$$W_x = \frac{421800}{28} = 15064 \text{ mm}^3. \tag{7.48}$$

Moment savijanja koji opterećuje zavar iznosi:

$$M = F \cdot l, \tag{7.49}$$

a sila koja djeluje na zavar jednaka je ukupnoj sili u točki kontakta bubnja i kotača:

$$F = \sqrt{{F_{BU,y}}^2 + (F_{BU,z} + G_{KLIZ})^2} = \sqrt{131{,}53^2 + (687{,}53 + 639{,}99)^2} \tag{7.50}$$

$$F = 1334 \text{ N}$$

stoga moment iznosi:

$$M = 1334 \cdot 10 = 13340{,}24 \text{ Nmm}, \tag{7.51}$$

i naprezanje u zavaru iznosi:

$$\sigma_{\perp} = \frac{13340{,}24}{15064} = 0{,}886 \text{ MPa}. \tag{7.52}$$

Zavar spada u grupu zareznog djelovanja K0 jer zavar nije opterećen na smično naprezanje te u pogonsku grupu B5 zbog broja ciklusa kojima je podvrgnut i laganog opterećenja. U tablici 12 dana su dopuštena naprezanja zavara.

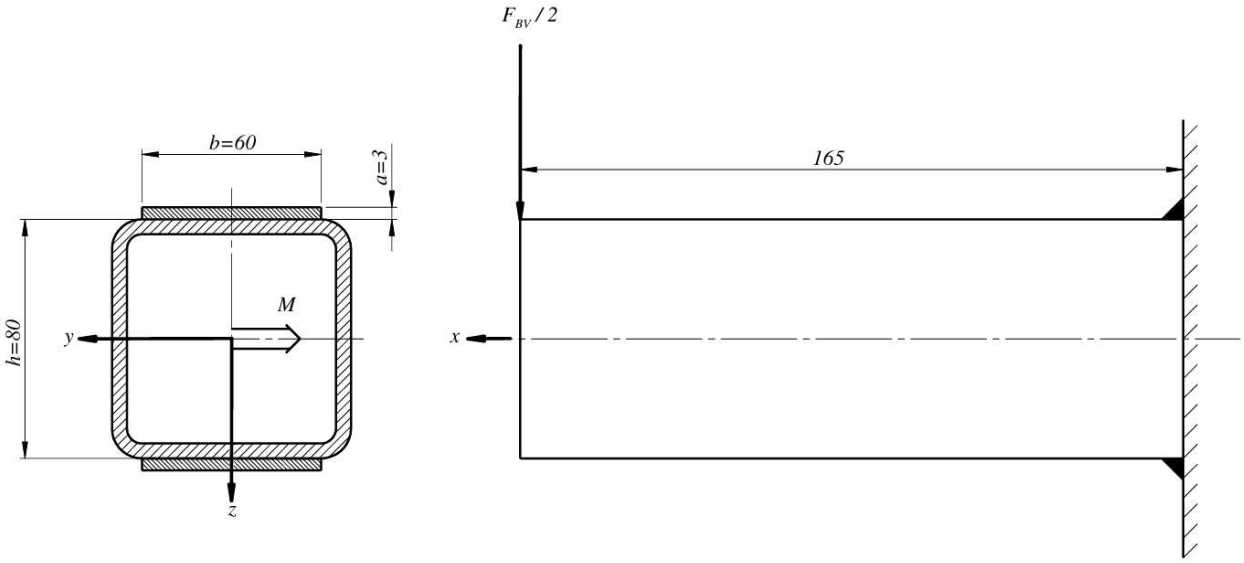
Tablica 12 Dopuštena naprezanja zavara [21]

	Grupa zareznog djelovanja				
	K0	K1	K2	K3	K4
Pogonska grupa	Dopuštena naprezanja $\sigma_{D(-1)dop}$, N/mm^2				
B1	270	270	270	(254)	(152.7)
B2			(252)	180	108
B3	(237,6)	(212,1)	178,2	127,3	76,4
B4	168	150	126	90	54
B5	118,8	106,1	89,1	63,6	38,2
B6	84	75	63	45	27

Iz tablice je vidljivo kako je za ovaj slučaj dopušteno naprezanje $\sigma_{dop} = 118{,}8$ MPa. S obzirom da je naprezanje u zavaru manje od dopuštenog, zavar zadovoljava uvjet čvrstoće.

7.7.2 Proračun zavara nosača ležajnog mjesta B

Zavar nosača ležaja također je opterećen samo na savijanje. Zavar je kutni, proračunske debljine 3 mm. Presjek zavara prikazan je na slici 43.



Slika 43 Presjek zavara nosača ležaja B

Postupak proračuna analogan je prethodnome.

Moment savijanja koji opterećuje zavar iznosi:

$$M = \frac{F_{BV}}{2} \cdot l = 752{,}60 \cdot 0{,}165 = 124{,}18 \text{ N}. \tag{7.53}$$

Osni moment inercije presjeka se računa pomoću izraza:

$$I_z = \frac{b \cdot (h + 2a)^3}{12} - \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{60 \cdot (80 + 2 \cdot 3)^3}{12} - \frac{60 \cdot 80^3}{12} = 620280 \text{ mm}^4. \tag{7.54}$$

Osni moment otpora računa se pomoću izraza:

$$W_z = \frac{I_z}{e} = \frac{620280}{\frac{80}{2} + 3} = 14425 \text{ mm}^3. \tag{7.55}$$

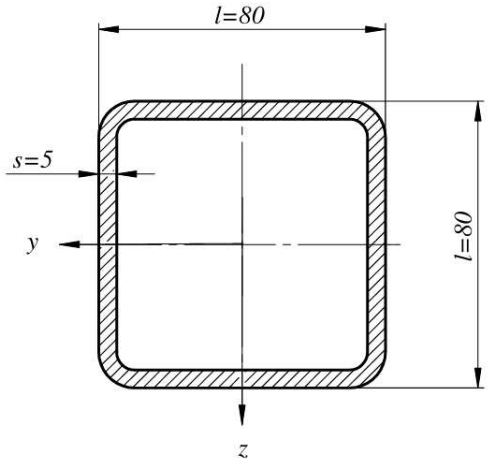
Naprezanje u zavaru iznosi:

$$\sigma_\perp = \frac{M}{W_z} = \frac{124{,}18 \cdot 1000}{14425} = 8{,}6085 \text{ MPa}. \tag{7.56}$$

Zavar spada u grupu zareznog djelovanja K0 jer nije opterećen na smično naprezanje te u pogonsku grupu B5 zbog broja ciklusa kojima je podvrgnut i laganog opterećenja. Iz tablice 12 očitava se vrijednost dopuštenog naprezanja za ovaj slučaj i ono iznosi $\sigma_{dop} = 118{,}8$ MPa. Naprezanje u zavaru je manje od dopuštenog, stoga zavar zadovoljava uvjet čvrstoće.

7.8 Proračun greda nosive konstrukcije

Kako bi se osigurala stabilnost uređaja potrebno je proračunati nosivost kvadratnih profila od kojih je konstrukcija izrađena. Dva dijela konstrukcije koji su najopterećeniji se provjeravaju a to su nosač ležaja B i glavni stup. Cijela konstrukcija izrađena je iz istih kvadratnih profila dimenzija 80x80 mm te debljine stijenke 5 mm. Poprečni presjek profila prikazan je na slici 44.



Slika 44 Poprečni presjek kvadratnog profila

Prije proračuna određuju se karakteristike profila odnosno aksijalni moment inercije te aksijalni moment otpora. Aksijalni momenti inercije u smjeru osi y i z su jednaki zato što je profil dva puta osno simetričan. Izraz za njegovo računanje glasi:

$$I = \frac{l^4}{12} - \frac{(l - 2 \cdot s)^4}{12} = \frac{80^4}{12} - \frac{(80 - 2 \cdot 5)^4}{12} = 1412500 \text{ mm}^4. \tag{7.57}$$

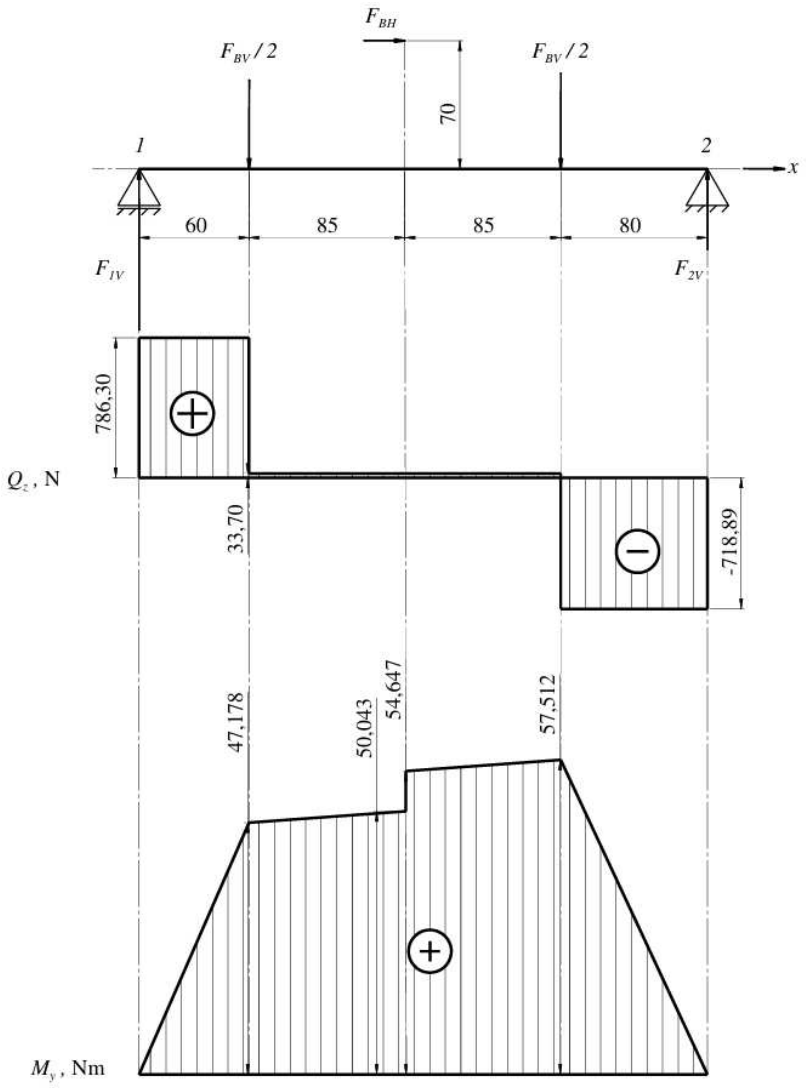
Osni moment otpora računa se pomoću izraza:

$$W = \frac{I}{e} = \frac{1412500}{\frac{80}{2}} = 35313 \text{ mm}^3. \tag{7.58}$$

Sa određenim karakteristikama profila pristupa se proračunu profila.

7.8.1 Proračun nosača ležajnog mjesta B

Slika 45 prikazuje shemu opterećenja profila i grafove poprečnih sila i momenata.



Slika 45 Shema opterećenja nosača ležajnog mjesta B

Reaktivne sile u osloncima 1 i 2 određene su pomoću izraza:

$$\Sigma M_{1y} = 0, \qquad F_{2V} = \frac{\frac{F_{BV}}{2} \cdot 60 + \frac{F_{BV}}{2} \cdot 230 + F_{BH} \cdot 70}{310} \tag{7.59}$$

$$F_{2V} = \frac{\frac{1505,2}{2} \cdot 60 + \frac{1505,2}{2} \cdot 230 + 65,76 \cdot 70}{310} = 718,89 \text{ N}$$

$$\Sigma Fz = 0, \; F_{1V} = F_{BV} - F_{2V} = 1505,2 - 718,89 = 786,30 \text{ N} \tag{7.60}$$

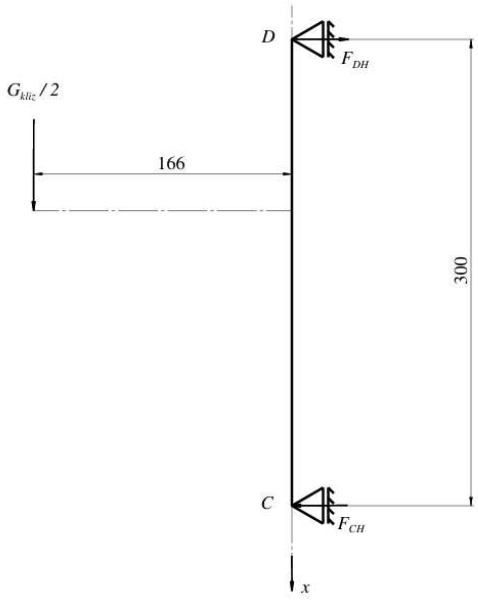
Iz grafa unutarnjeg momenta savijanja očitava se maksimalni moment na nosaču koji iznosi $M_{f,max} = 57,51$ Nm. Sa očitanim maksimalnim momentom se računa naprezanje u nosaču:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{57,51 \cdot 1000}{35313} = 1,6286 \text{ MPa.} \tag{7.61}$$

Dopušteno naprezanje za materijal profila S235JR iznosi $\sigma_{dop} = 170$ MPa [2]. S obzirom da je naprezanje u profilu manje od dopuštenog nosač ležajnog mjesta B zadovoljava uvjet čvrstoće.

7.8.2 Proračun glavnog stupa

Stup je kao i nosač ležajnog mjesta B opterećen samo na savijanje. Prije početka proračuna potrebno je odrediti opterećenja koje klizač prenosi na stup. Klizač je za stup pričvršćen pomoću linearnih vodilica koje ne preuzimaju vertikalnu silu ali zato prenose horizontalnu silu na stup. Slika 46 prikazuje opterećenje klizača i reakcijske sile koje se javljaju u vodilicama. Točka u kojoj djeluje težina klizača je njegovo težište čija je pozicija očitana iz CAD modela.



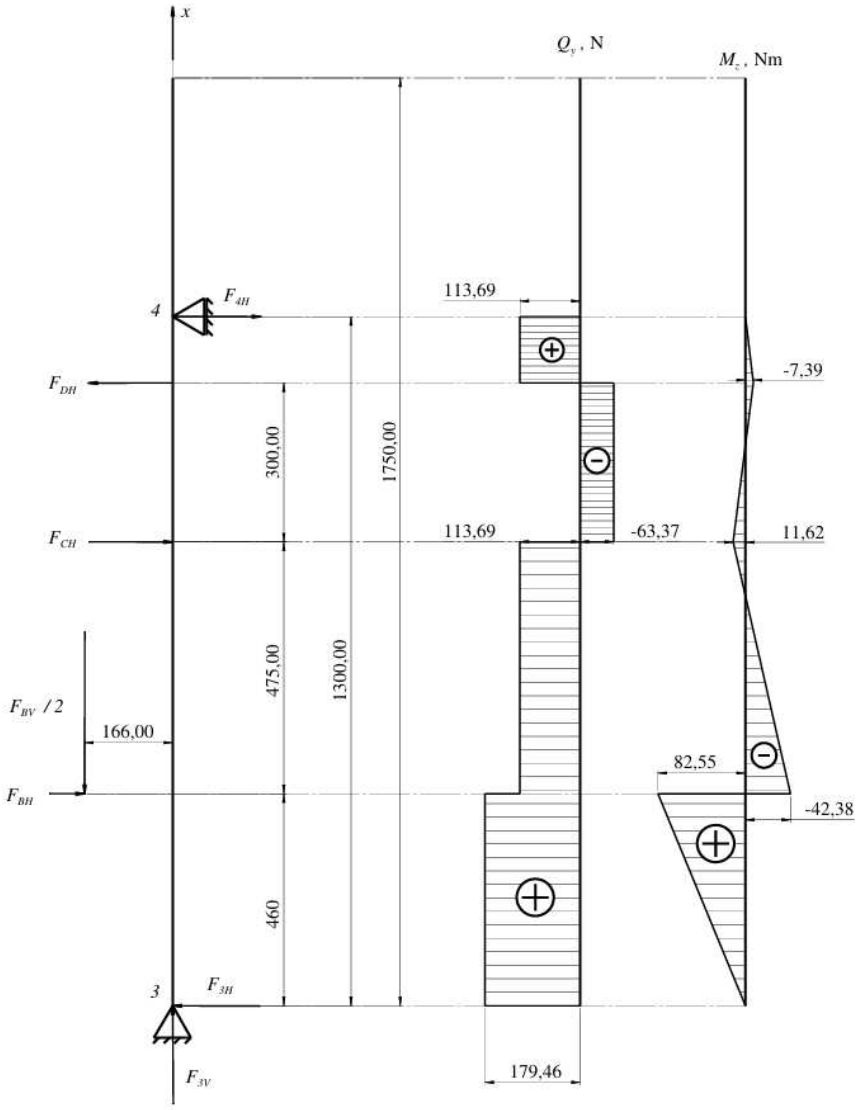
Slika 46 Shema opterećenja klizača

Reakcijske sile F_{CH} i F_{DH} jednakog su iznosa, ali različitih smjerova. Određuju se pomoću izraza:

$$\Sigma M_{Cy} = 0, \tag{7.62}$$

$$F_{CH} = F_{DH} = \frac{\frac{G_{kliz}}{2} \cdot 166}{300} = \frac{\frac{65{,}24 \cdot 9{,}81}{2} \cdot 166}{300} = 177{,}06 \text{ N}$$

Sa određenim silama postavlja shema opterećenja stupa:



Slika 47 Shema opterećenja stupa

Reakcijske sile u osloncima 3 i 4 računaju se pomoću izraza:

$$\Sigma M_{3y} = 0, \qquad F_{4H} = \frac{-F_{BH} \cdot 460 + \frac{F_{BV}}{2} \cdot 166 - F_{CH} \cdot 935 + F_{DH} \cdot 1235}{1300} = \tag{7.63}$$

$$= \frac{-65{,}76 \cdot 460 + \frac{1505{,}2}{2} \cdot 166 - 177{,}06 \cdot 935 + 177{,}06 \cdot 1235}{1300} =$$

$$F_{4H} = 113{,}69\ N,$$

$$\Sigma Fz = 0, \qquad F_{3H} = F_{BH} + F_{CH} - F_{DH} + F_{4H} = 179{,}46 \text{ N}. \tag{7.64}$$

Iz grafa poprečnog savijanja očitava se maksimalni moment na stup $M_{f,max} = 82{,}55$ Nm. Sa očitanim maksimalnim momentom se računa naprezanje u stupu:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{82{,}55 \cdot 1000}{35313} = 2{,}3377 \text{ MPa}. \tag{7.65}$$

Dopušteno naprezanje za materijal profila S235 iznosi $\sigma_{dop} = 170$ MPa [2]. S obzirom da je naprezanje u profilu manje od dopuštenog, glavni stup zadovoljava uvjet čvrstoće.

7.9 Odabir linearnih vodilica

Linearne vodilice odabiru se temeljem opterećenja koje djeluje na njih i akceleracije koju moraju postići. U ovom slučaju vodilice nisu opterećene momentima savijanje nego samo tlačnom i vlačnom silom te moraju podnijeti ubrzanja od $a_z = 99{,}552 \frac{\text{m}}{s^2}$ koja su potrebna za izvođenje ispitivanja. Prema tome odabrane su vodilice proizvođača Rexroth, izabran je model klizača RWD-025-FLS-C2-H-2 i tračnica RSA-025-SNS-H-MA-AK. Na slici 48 prikazani su klizač i tračnica te njihova specifikacija.

Dynamic load capacity C [N]	33300
Footnote dynamic load capacity C	Determination of the dynamic load capacities and load moments is based on a 100,000 m travel as per DIN ISO 14728-1. Often only 50,000 m are actually stipulated. For comparison: Multiply values C, Mt and ML from the table by 1.23.
Static longitudinal moment load capacity ML0 [Nm]	970
Static torsional moment load capacity Mt0 [Nm]	990
Max. acceleration amax [m/s²]	150
Note: Max. acceleration amax	Requirement: There must be preload, even during operation under load.
Maximum permissible linear speed vmax [m/s]	4
Dynamic torsional moment load capacity Mt [Nm]	432

Slika 48 Specifikacija klizača RWD-025-FLS-C2-H-2

7.10 Odabir aktuatora

Potrebna aksijalna sila za ispitivanje statičke čvrstoće kotača iznosi 370 N. Za ovu funkciju odabran je aktuator Festo EPCS-BS-45-100-3P-A-ST-M-H1-PLK-AA maksimalne snage 450 N. Aktuator je pogonjen 24 voltnim istosmjernim *stepper* motorom te ima hod klipa od 100 mm. Na slici 49 prikazan je odabrani aktuator i njegova specifikacija.

Feature	Value
Size	45
Stroke	100 mm
Stroke reserve	0 mm
Piston rod thread	M10x1.25
Reversing backlash theoretical	100 µm
Spindle diameter	10 mm
Spindle pitch	3 mm/U
Torsional backlash at piston rod +/-	1 deg
Mounting position	optional
Piston-rod end	Male thread
Type of motor	Stepper motor
Max. moment Mx	0 Nm
Max. moment My	2.9 Nm
Max. moment Mz	2.9 Nm
Max. radial force at drive shaft	180 N
Max. feed force Fx	450 N
Reference value effective load, horizontal	60 kg
Reference value effective load, vertical	23 kg
Maintenance interval	Life-time lubrication
Moving mass for 0 mm stroke	179 g
Additional moving mass per 10 mm stroke	4.9 g
Product weight	1595 g
Basic weight for 0 mm stroke	1185 g
Additional weight per 10 mm stroke	41 g

Slika 49 Specifikacija aktuatora EPCS-BS-45-100-3P-A-ST-M-H1-PLK-A

ZAKLJUČAK

Norma ISO-4210 postavlja standard kojeg svaki bicikl mora zadovoljiti kako bi pravilno obnašao svoj zadatak te zadržao strukturni integritet unutar očekivanih okvira korištenja. Čvrstoća i izdržljivost bicikala od ključne su važnosti, ne samo za sigurnost biciklista, nego i sigurnost svih ostalih sudionika u prometu u kojeg je biciklist uključen. U ovome radu prikazano je rješenje uređaja koji služi za vršenje svih relevantnih ispitivanja za kotače gradskih bicikala. Kompaktnost uređaja očita je u tome što spaja tri različita uređaja za ispitivanje u jedan čime se štedi na prostoru, vremenu, operativnim troškovima i troškovima održavanja. Kombinacijom analognih i digitalnih rješenja za pojedine funkcije postiže se jednostavnost korištenja i preciznost izlaznih podataka ispitivanja. Robusna konstrukcija osigurava dugotrajnost uređaja, a prostorni raspored komponenti uređaja omogućava brzo i jednostavno rukovanje uređajem te jednostavno održavanje. Kao nedostatak ovog uređaja i potencijalni smjer danje optimizacije identificirana je velika masa koja može stvarati probleme tokom proizvodnje i transporta. Također uređaj je potrebno zatvoriti zaštiti visokom ogradom kako bi se izbjegle potencijalne ozljede operatera tokom trajanja ispitivanja. Uređaju se smije pristupiti isključivo kada je bubanj zaustavljen.

LITERATURA

[1] Povijest razvoja bicikla Wikipedia https://en.wikipedia.org/wiki/History_of_the_bicycle

[2] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.

[3] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.

[4] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.

[5] Opalić M., Rakamarić P.: Reduktor, proračun i konstrukcija jednostupanjskog zupčanog prijenosnika, Fakultet strojarstva i brodogradnje sveučilišta u zagrebu, Zagreb

[6] Horvat Z.: Vratilo (Proračun), Fakultet strojarstva i brodogradnje sveučilišta u zagrebu, Zagreb.

[7] Jecić S.: Mehanika II (KINEMATIKA I DINAMIKA), Tehnička knjiga Zagreb, 1989.

[8] ISO https://www.iso.org/standard/78075.html

[9] Narodne novine https://narodne-novine.nn.hr/clanci/sluzbeni/full/2021_02_17_321.html

[10] *LiTeM* https://www.litem.info/en/pneumatic-machines/

[11] *StepLab* https://step-lab.com/bike/

[12] *Hung Ta* https://www.hungta.com/pdf/bike-testing-machine-eng-2013.pdf

[13] *Weinmann Prüftechnik* https://www.weinmann-online.de/en/?s=4210

[14] *DT Swiss* https://www.dtswiss.com/en/innovations/performance-test-center

[15] *ENVE Composites* https://www.youtube.com/watch?v=M1PFVbj3CbI&ab_channel=GravelCyclist

[16] *Tubolito* https://www.youtube.com/watch?v=q4_eBLEMmTw&ab_channel=Tubolito

[17] *Sheldonbrown.com* https://www.sheldonbrown.com/frame-spacing.html

[18] CAD model kotača https://grabcad.com/library/bike-front-wheel

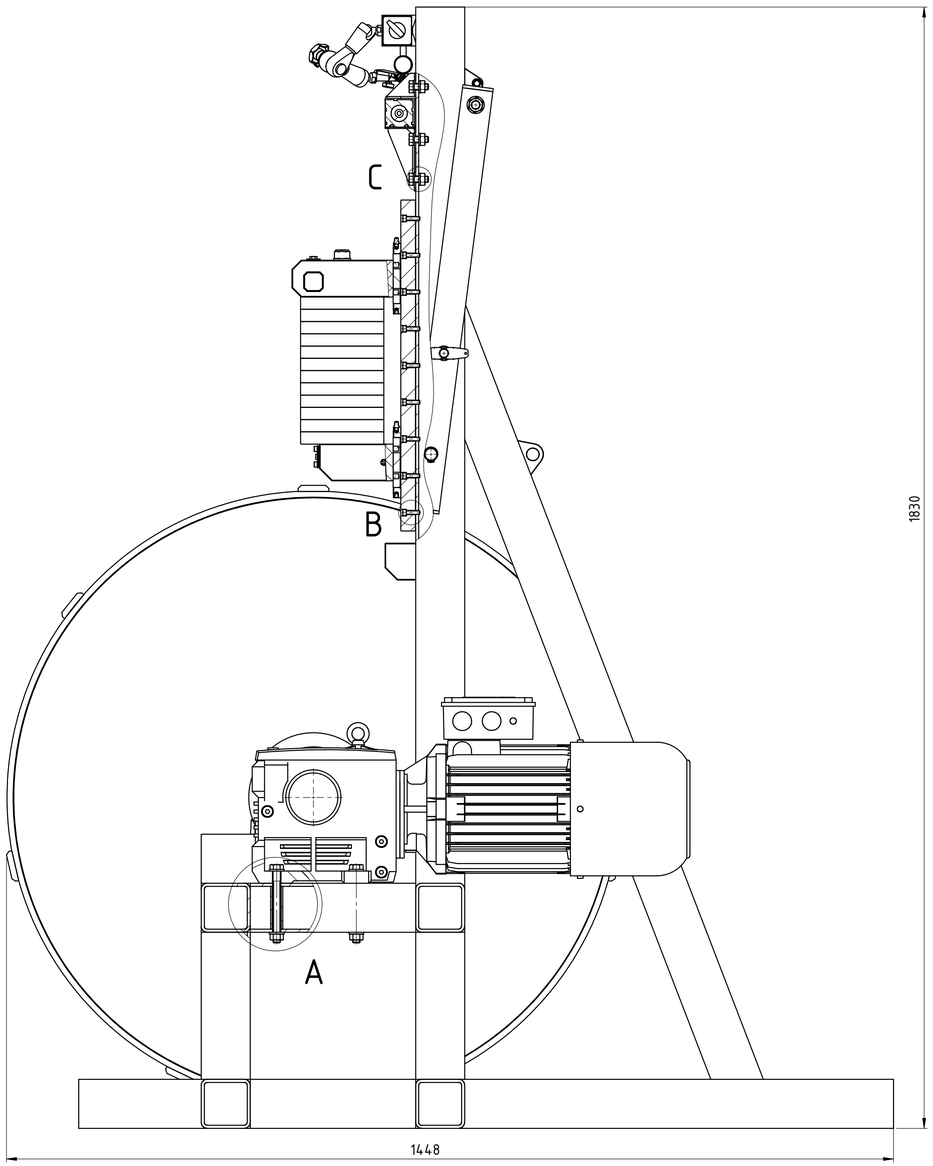
[19] SKF 1309 EKTN9 https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/productid-1309%20EKTN9

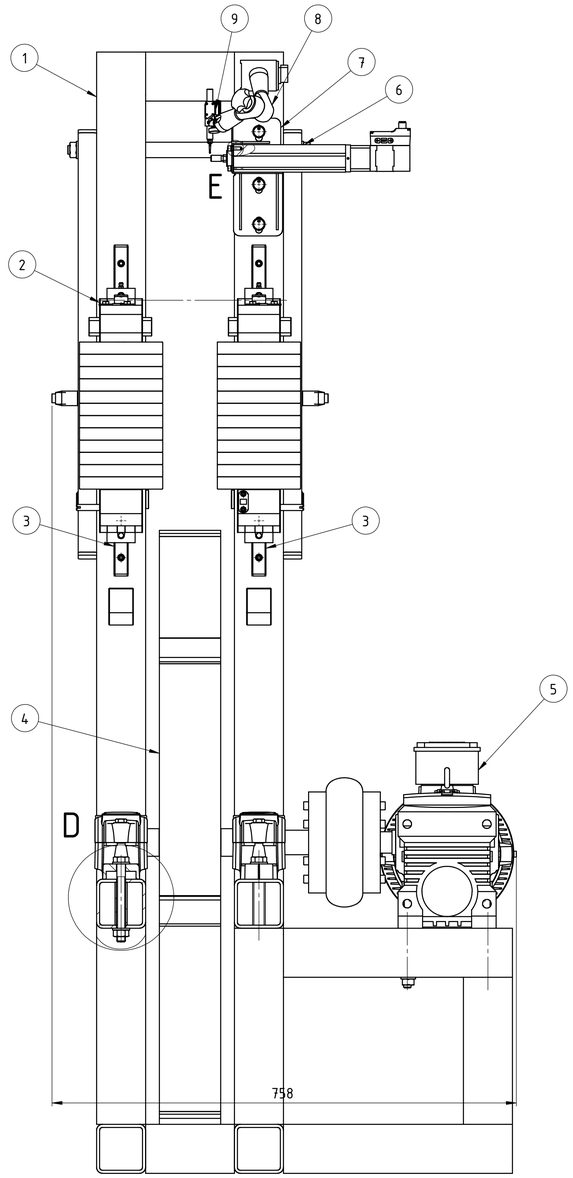
[20] SKF spojke https://www.skf.com/group/products/power-transmission/couplings

[21] Kranjčević N.: Elementi strojeva Fakultet strojarstva i brodogradnje sveučilišta u zagrebu, Zagreb, 2012.

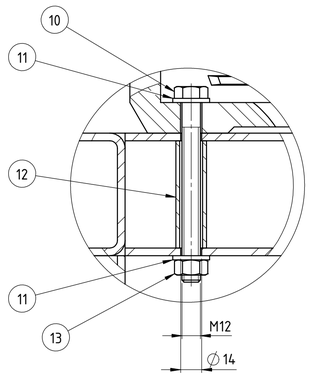
PRILOZI

I. Tehnička dokumentacija

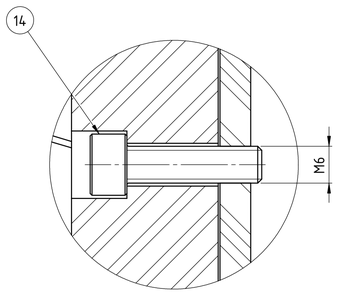




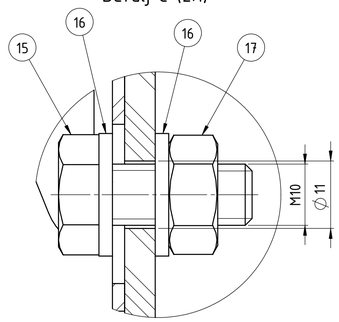
Detalj A (1:2)



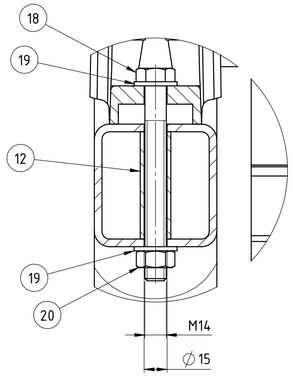
Detalj B (2:1)



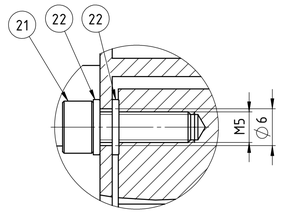
Detalj C (2:1)



Detalj D (1:2)



Detalj E (2:1)



30	Kuka	1	R-05-2025	S235JR	60x40x5 mm	19,86 g
29	Svornjak kuke	1	R-06-2025	S235JR	Ø15x20 mm	12.95 g
28	Šipka poluge	1	R-04-2025	S235JR	Ø30x400 mm	1,353 kg
27	Poluga	2	R-03-2025	S235JR	50x30x2,6 mm, 0,69 m	2,076 kg
26	Svornjak za zaključavanje	2	-	S235JR	Vijci Kranjec	352,65 g
25	Uskočnik DIN 471 Ø20	2	DIN 471	C60	Vijci Kranjec	1,35 g
24	Svornjak poluge	2	R-02-2025	S235JR	Ø35x120 mm	303,45 g
23	Uskočnik DIN 471 Ø10	1	DIN 471	C60	Vijci Kranjec	0,45 g
22	Cilindrični vijak DIN 433 M5	8	DIN 433	8.8	Vijci Kranjec	0,35 g
21	Cilindrični vijak DIN 912 M5x16	4	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	4,20 g
20	Šesterokutna matica DIN 934 M14	6	DIN 934	8	Vijci Kranjec	25,59 g
19	Podložna pločica DIN 125 M14	10	DIN 125	8	Vijci Kranjec	9,25 g
18	DIN 931 M14x130	4	DIN 931	8.8	Vijci kranjec	184,4 g
17	Šesterokutna matica DIN 934 M10	3	DIN 934	8	Vijci Kranjec	11,68 g
16	Podložna pločica DIN 125 M10	6	DIN 125	8	Vijci Kranjec	3,91 g
15	Vijak sa šesterokutnom glavom DIN 933 M10x25	3	DIN 933	8.8	Vijci Kranjec	28,01 g
14	Cilindrični vijak DIN 912 M6x22	18	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	7,62 g
13	DIN 934 M12	4	DIN 934	8	Vijci kranjec	17,6 g
12	Čahura 15	8	R-13-2025	S235JR	Ø20x70 mm	75,4 g
11	DIN 125 M12	8	DIN 125	8	Vijci kranjec	6,39 g
10	DIN 931 M12x120	4	DIN 931	8.8	Vijci kranjec	124,33 g
9	Komparator Mitutoyo 513-518-10E/513-518-10T	1	-	-	Mitutoyo	128 g
8	Nosač komparatora	1	-	-	Mitutoyo	269 g
7	Nosač aktuatora	1	R-06-2025	Čelik	170x170x2 mm	434 g
6	Aktuator Festo EPCS-BS-45-100-3P-A-ST-M-H1-PLK-A	1	-	-	Festo	1,56 kg
5	SK12080-112MP_4BRE60TFIP66	1	-	-	Nord pogoni	66 kg
4	Podsklop bubanj	1	PS-01-2025	-	-	156,9 kg
3	Tračnica RSA-025-SNS-H-MA-AK-L=540	2	-	Čelik	Rexroth	1,61 kg
2	Podsklop klizač	1	PS-02-2025	-	-	64.03 kg
1	Okvir	1	R-01-2025	S235JR	80x80x5 mm, 8,2069m	151,16 kg
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj / Norma	Materijal	Sirove dimenzije / Proizvođač	Masa

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
	Projektirao	5.2.2025	Filip Černelić	
	Razradio	5.2.2025	Filip Černelić	
	Crtao	5.2.2025	Filip Černelić	
	Pregledao			

FSB Zagreb
Studij strojarstva

ISO - tolerancije

Objekt:

Objekt broj:

R. N. broj:

Napomena:

Smjer: Konstrukcijski

Kopija

Materijal:

Masa: 455,1 kg

ZAVRŠNI RAD

Mjerilo originala 1:10

Naziv: Uređaj za ispitivanje kotača i naplatka gradskih bicikala prema normi ISO 4210-7

Pozicija:

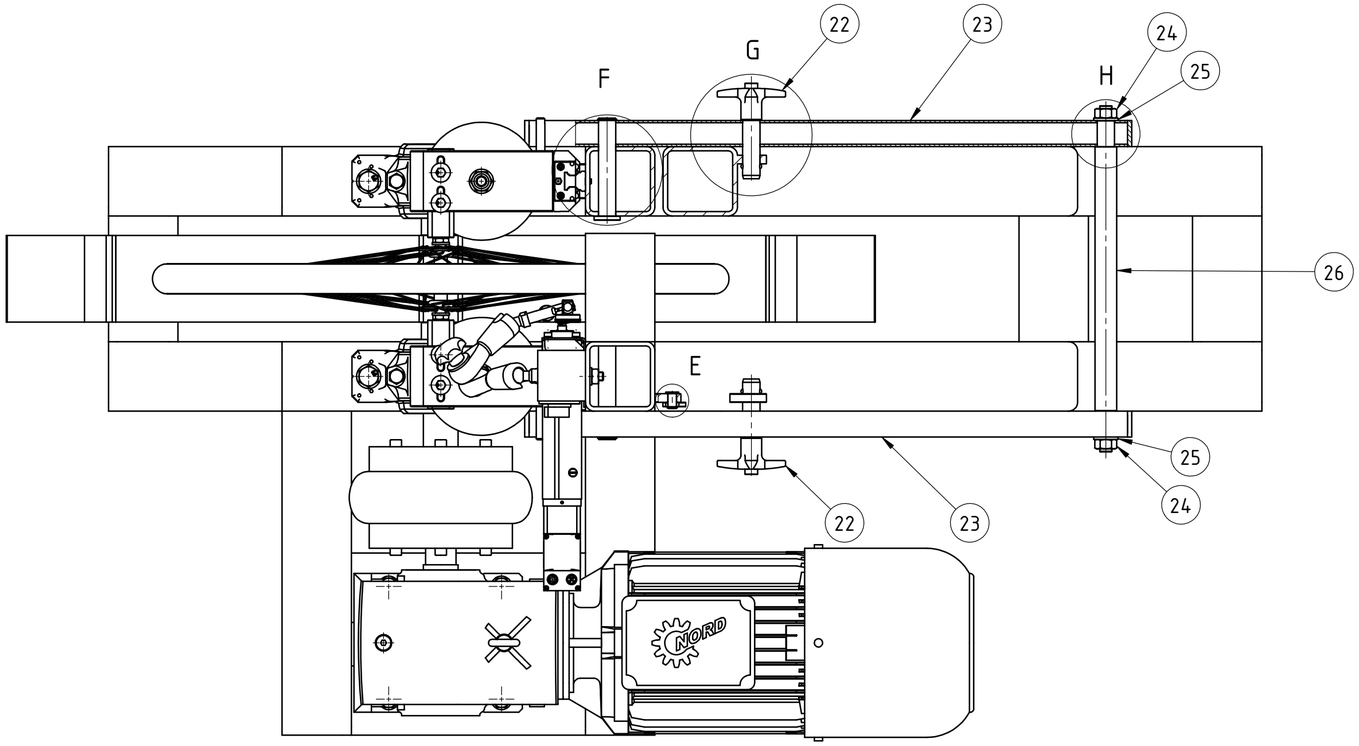
Format: A1

Listova: 2

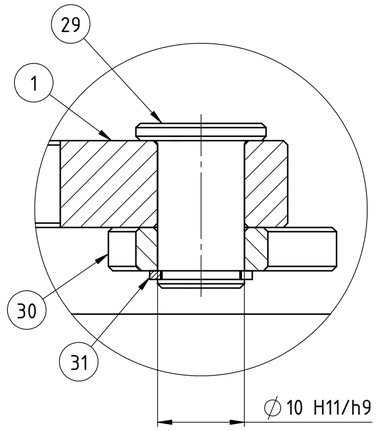
Crtež broj: S-01-2025

List: 1/2

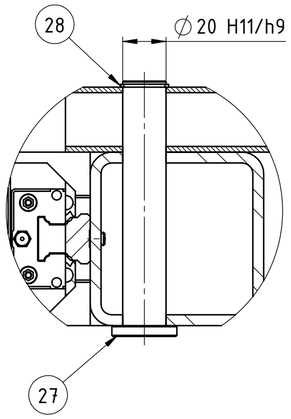
Design by CADLab



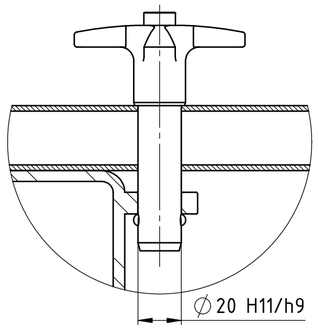
Detalj E (2:1)



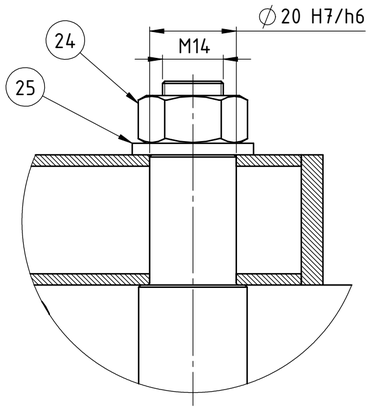
Detalj F (1:2)



Detalj G (1:2)



Detalj H (1:1)



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj / Norma	Materijal	Sirove dimenzije / Proizvođač	Masa
31	Uskočnik DIN 471 Ø10	1	DIN 471	C60	Vijci Kranjec	0,45 g
30	Kuka	1	R-05-2025	S235JR	60x40x5 mm	19,86 g
29	Svornjak kuke	1	R-06-2025	S235JR	Ø15x20 mm	12.95 g
28	Uskočnik DIN 471 Ø20	2	DIN 471	C60	Vijci Kranjec	1,35 g
27	Svornjak poluge	2	R-02-2025	S235JR	Ø35x120 mm	303,45 g
26	Šipka poluge	1	R-04-2025	S235JR	Ø30x400 mm	1,353 kg
25	Podložna pločica DIN 125 M14	10	DIN 125	8	Vijci Kranjec	9,25 g
24	Šesterokutna matica DIN 934 M14	6	DIN 934	8	Vijci Kranjec	25,59 g
23	Poluga	2	R-03-2025	S235JR	50x30x2,6 mm, 0,69 m	2,076 kg
22	Svornjak za zaključavanje	2	-	S235JR	Vijci Kranjec	352,65 g
21	SK12080-112MP_4BRE60TFIP66	1	-	-	Nord pogoni	66 kg
20	DIN 931 M14x130	4	DIN 931	8.8	Vijci kranjec	184,4 g
19	Čahura 15	8	R-13-2025	S235JR	Ø20x70 mm	75,4 g
18	Cilindrični vijak DIN 433 M5	8	DIN 433	8.8	Vijci Kranjec	0,35 g
17	DIN 125 M12	8	DIN 125	8	Vijci kranjec	6,39 g
16	DIN 934 M12	4	DIN 934	8	Vijci kranjec	17,6 g
15	DIN 931 M12x120	4	DIN 931	8.8	Vijci kranjec	124,33 g
14	Cilindrični vijak DIN 912 M5x16	4	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	4,20 g
13	Šesterokutna matica DIN 934 M10	3	DIN 934	8	Vijci Kranjec	11,68 g
12	Podložna pločica DIN 125 M10	6	DIN 125	8	Vijci Kranjec	3,91 g
11	Vijak sa šesterokutnom glavom DIN 933 M10x25	3	DIN 933	8.8	Vijci Kranjec	28,01 g
10	Cilindrični vijak DIN 912 M6x22	18	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	7,62 g
9	Komparator Mitutoyo 513-518-10E/513-518-10T	1	-	-	Mitutoyo	128 g
8	Nosač komparatora	1	-	-	Mitutoyo	269 g
7	Nosač aktuatora	1	R-06-2025	Čelik	170x170x2 mm	434 g
6	Aktuator Festo EPCS-BS-45-100-3P-A-ST-M-H1-PLK-A	1	-	-	Festo	1,56 kg
5	Podsklop bubanj	1	PS-01-2025	-	-	156,9 kg
4	Tračnica RSA-025-SNS-H-MA-AK-L=540	2	-	Čelik	Rexroth	1,61 kg
3	Podsklop klizač	1	PS-02-2025	-	-	64.03 kg
2	Kotač	1	-	-	-	1,2 kg
1	Okvir	1	R-01-2025	S235JR	80x80x5 mm, 8,2069m	151,16 kg

Broj naziva - code

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	5.2.2025	Filip Černelić	
Razradio	5.2.2025	Filip Černelić	
Crtao	5.2.2025	Filip Černelić	
Pregledao			

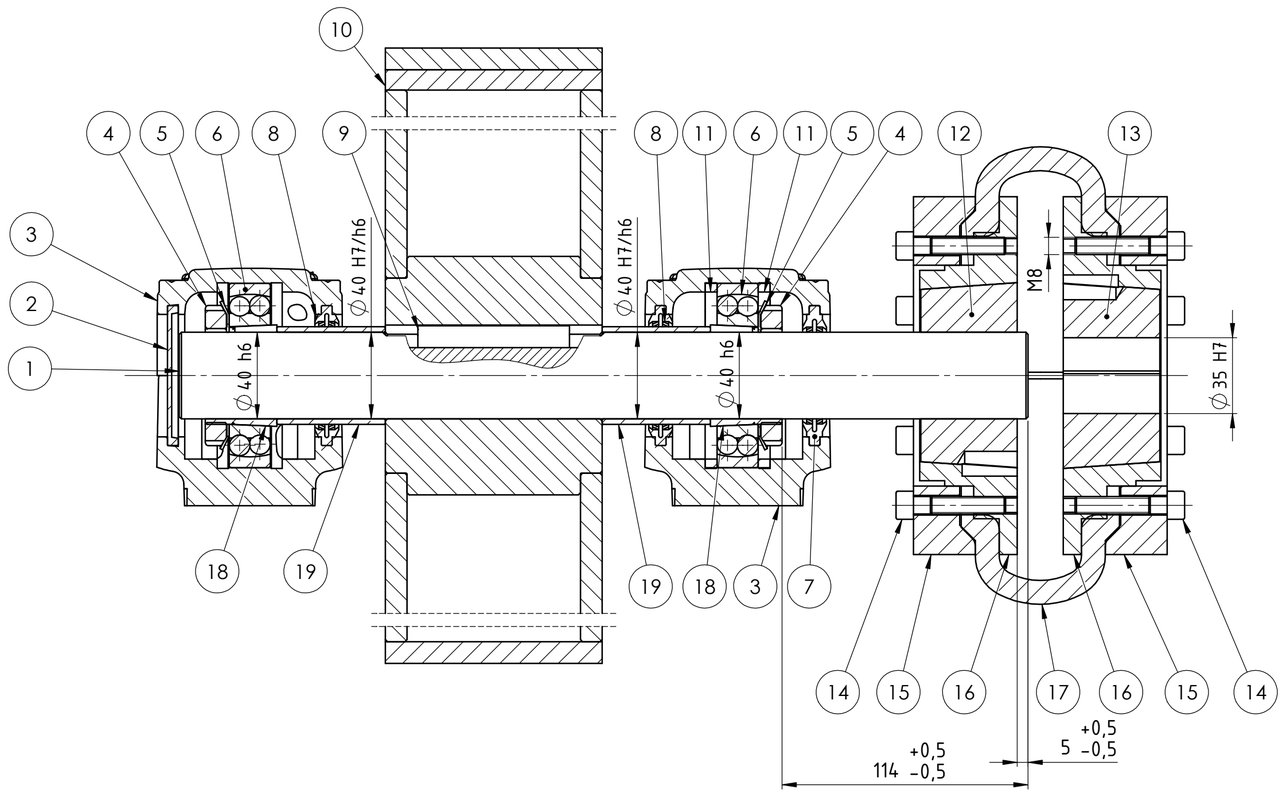
FSB Zagreb
Studij strojarstva

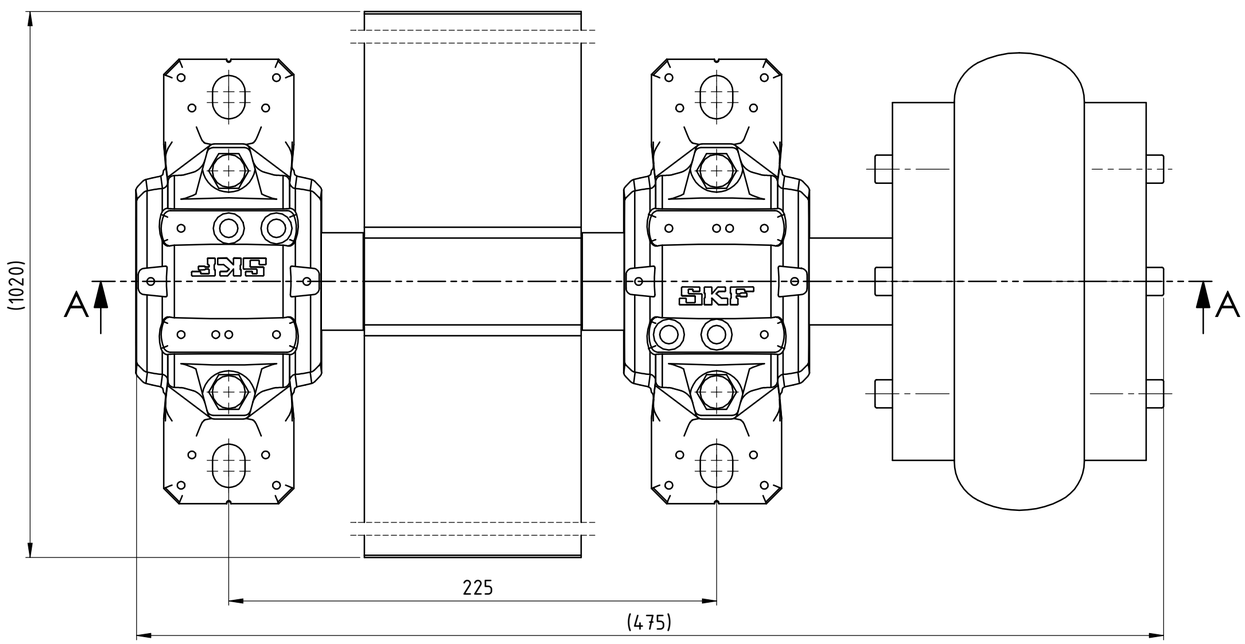
ISO - tolerancije	
∅10 H11/h9	+0.126 / 0
∅20 H11/h9	0 / -0.052
∅20 H7/h6	0 / -0.013

Objekt:
Objekt broj:
R. N. broj:
Napomena:
Smjer: Konstrukcijski
Kopija
Materijal:
Masa: 455,1 kg
ZAVRŠNI RAD
Mjerilo originala 1:10
Naziv: Uređaj za ispitivanje kotača i naplataka gradskih bicikala prema normi ISO 4210-7
Pozicija:
Format: A2
Listova: 2
Crtež broj: S-01-2025
List: 2/2

Design by CADLab

Presjek A-A





-Dosjed između pera i vratila 12 P9/h8
-Dosjed između pera i glavine bubnja 12 P9/h8
-Dosjed između bubnja i vratila ∅40 H7/h6

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj / Norma	Materijal	Sirove dimenzije / Proizvođač	Masa
19	Odstojna čahura	2	R-02-2025	S235JR	Ø45x55 mm	133,56 g
18	Natezna čahura SKF H209	2	-	Čelik	SKF	216 g
17	Guma spojke SKF PHE F80FRTYTRE	1	-	Kloropren	SKF	851 g
16	Unutarnja prirubnica spojke SKF PHE F 80FTBFLG	2	-	Čelik	SKF	3,47 kg
15	Vanjska prirubnica spojke SKF PHE F 80FTBFLG	2	-	Čelik	SKF	3,47 kg
14	Cilindrični vijak DIN 912 M8x40	12	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	23,85 g
13	Stezna čahura SKF PHF TB2517x35mm	1	-	Čelik	SKF	1,35 kg
12	Stezna čahura SKF PHF TB2517x40mm	1	-	Čelik	SKF	1,31 kg
11	Odstojni prsten SKF FRB 5.5-85	2	-	Čelik	SKF	28 g
10	Bubanj	1	R-03-2025	S235JR	Ø1000x100 mm	149,3 kg
9	DIN 6885 A-12x8x70 E295	1	DIN 6885	E290	Vijci kranjec	52,32 g
8	Brtva SKF TSN 510 L	2	-	TPE	SKF	20g
7	Brtva SKF TSN 509 L	1	-	TPE	SKF	20g
6	Ležaj SKF 1209 EKTN9	2	-	Čelik	SKF	451g
5	Zvjezdasta sigurnosna pločica SKF MB 9	2	-	Čelik	SKF	14 g
4	Matica za aksijalno osiguranje ležaja SKF KM 9	2	-	Čelik	SKF	130 g
3	Kućište ležaja SKF SNL 509	2	-	Čelik	SKF	3,04 kg
2	Poklopac SKF ASNH 509	1	-	PP	SKF	0,01 g
1	Vratilo	1	R-01-2025	St 60-2	Ø40x390 mm	3,541 kg

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
	Projektirao	5.2.2025	Filip Černelić	
	Razradio	5.2.2025	Filip Černelić	
	Crtao	5.2.2025	Filip Černelić	
	Pregledao			

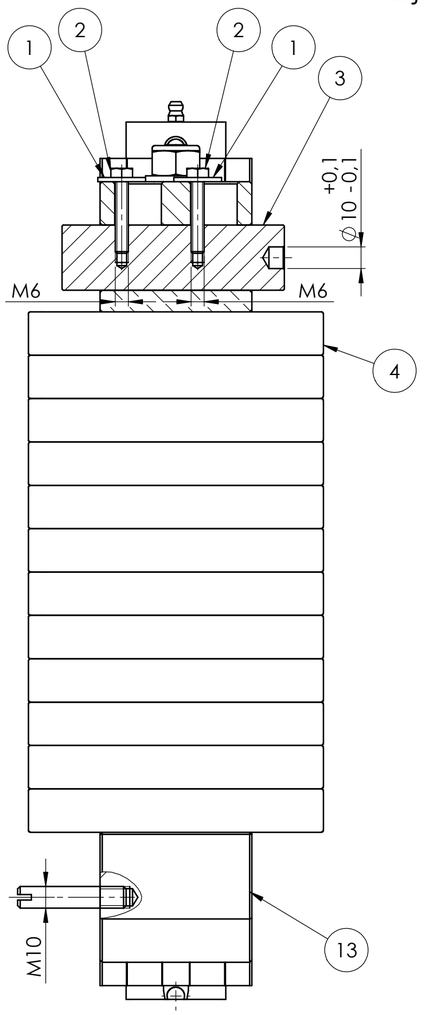
FSB Zagreb
Studij strojarstva

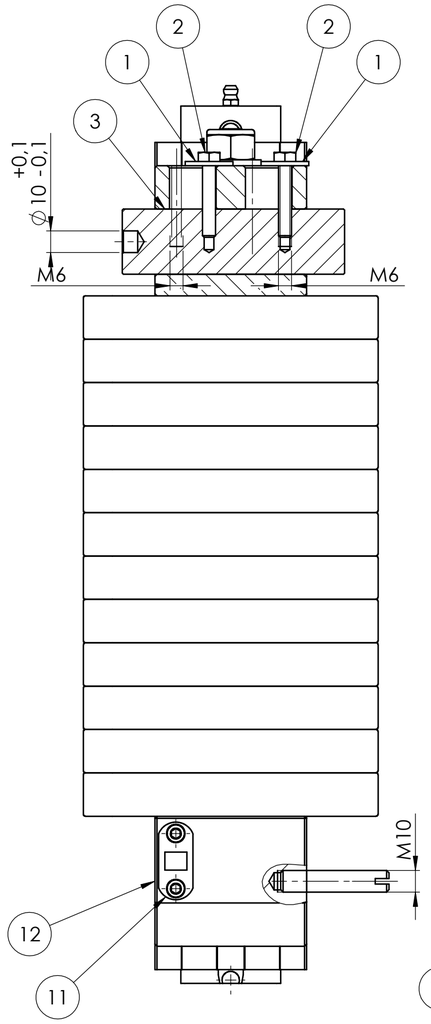
ISO - tolerancije		
12 P9/h8	+0.009	-0.061
∅40 H7/h6	+0.041	0
∅40 h6	0	-0.016
∅35 H7	+0.025	0

Objekt:
Objekt broj:
R. N. broj:
Napomena:
Smjer: Konstrukcijski
Kopija
Materijal:
Masa: 156,9 kg
ZAVRŠNI RAD
Mjerilo originala 1:2
Naziv: Podsklop vratila bubnja
Pozicija: 5
Format: A2
Listova: 1
Crtež broj: PS-01-2025
List: 1/1

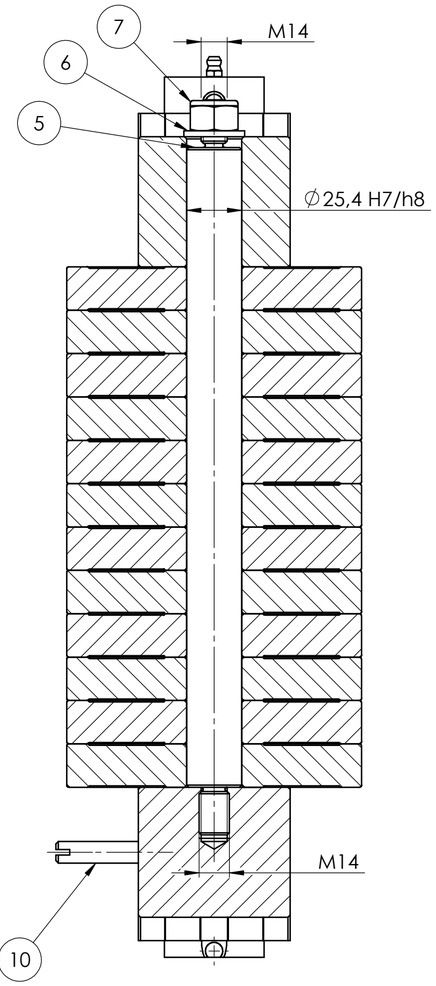
Design by CADLab

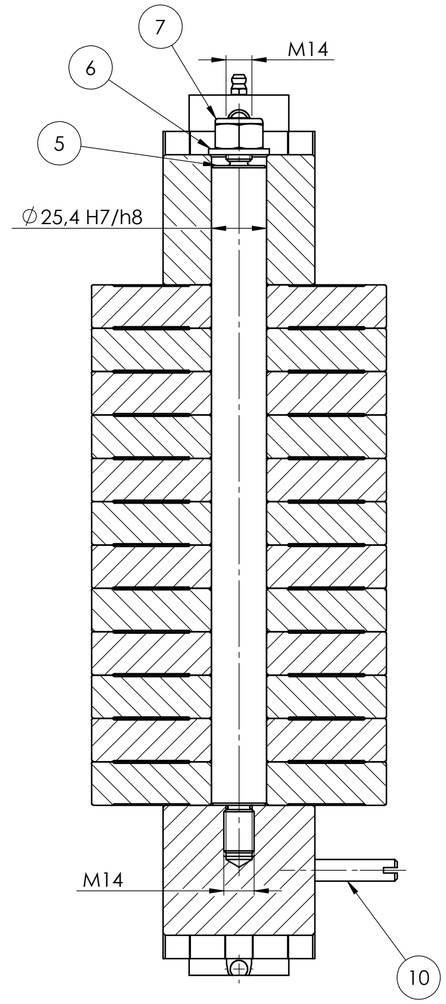
Presjek B-B

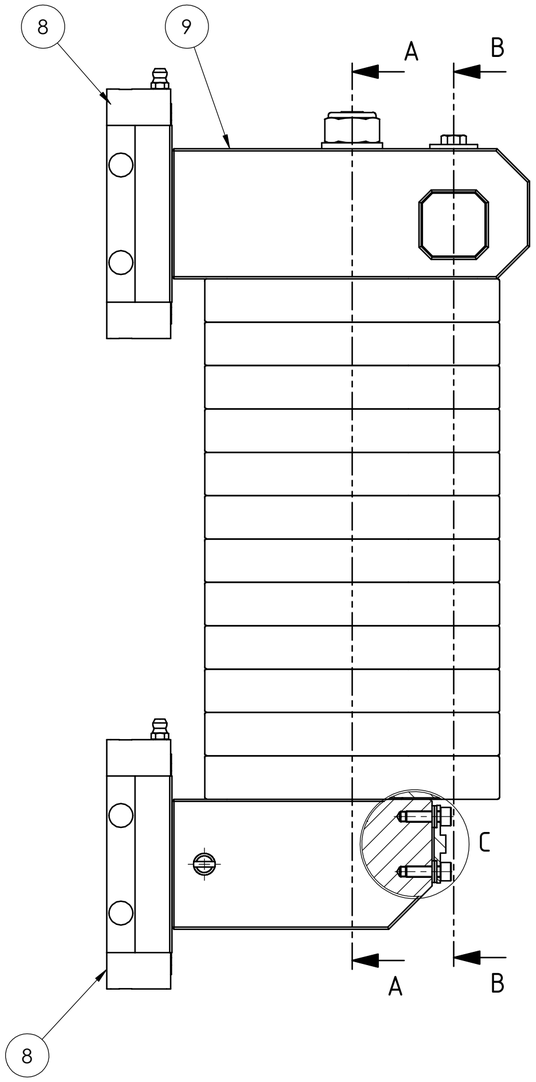




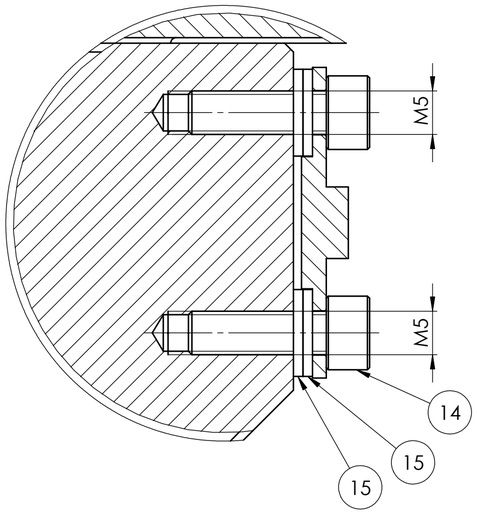
Presjek A-A







Detalj D (2:1)



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj / Norma	Materijal	Sirove dimenzije / Proizvođač	Masa
15	Podložna pločica DIN 125 M5	4	DIN 125	8	Vijci Kranjec	0,48 g
14	Cilindrični vijak DIN 912 M5x16	18	DIN 912	8.8	Vijci Kranjec	4,20 g
13	Donji lijevi prihvat	1	R-10-2025	AlMg1SiCu	60x70x120 mm	1,321 kg
12	Donji desni prihvat	1	R-11-2025	AlMg1SiCu	60x70x120 mm	1,307 kg
11	Hall efect senzor	1	-	-	RS Components	1 g
10	Svornjak DIN 427 M10x50	2	DIN 427	S235JR	Vijci Kranjec	29,14 g
9	Gornji prihvat	2	R-07-2025	AlMg1SiCu	60x70x165 mm	1,566 kg
8	Klizač RWD-025-FLS-C2-H-2	4	-	-	Rexroth	930 g
7	Šesterokutna matica DIN 985 M14	2	DIN 985	8	Vijci Kranjec	31,22 g
6	Podložna pločica DIN 125 M14	2	DIN 125	8	Vijci Kranjec	9,25 g
5	Šipka	2	R-08-2025	S235JR	Ø30x390 mm	1,21 kg
4	Uteg	24	R-9-2025	S235JR	Ø140x20 mm	2,1 kg
3	Klizač	2	R-12-2025	AlMg1SiCu	30x30x105 mm	231,79 g
2	Vijak DIN 933 M6x35	4	DIN 933	8.8	Vijci Kranjec	10,52 g
1	Podložna pločica DIN 440-R M6	4	DIN 440-R	8	Vijci Kranjec	5,4 g

Broj naziva - code

ISO - tolerancije

∅25,4 H7/h8 +0.054 / 0

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	5.2.2025	Filip Černelić	
Razradio	5.2.2025	Filip Černelić	
Crtao	5.2.2025	Filip Černelić	
Pregledao			

FSB Zagreb
Studij strojarstva

Objekt:

Objekt broj:

R. N. broj:

Napomena:

Smjer: Konstrukcijski

Kopija

Materijal:

Masa: 64,91 kg

ZAVRŠNI RAD

Mjerilo originala 1:2

Naziv: Podsklop klizač

Pozicija: 3

Format: A2

Listova: 1

Crtež broj: PS-02-2025

List: 1/1

Design by CADLab