

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Механички преносници 2

Број индекса: 320/2016

Богдан С. Јовановић

**Прорачун и конструкција уређаја за
испитивање ланчаних преносника**

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Блажа Стојановић, ванр. проф.

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да:

- прикаже које су главне особине уређаја за испитивање машинских преносника,
- изврши прорачун основних елемената уређаја за испитивање ланчаних преносника,
- прикаже конструкцију основних елемената уређаја за испитивање ланчаних преносника,
- изврши анализу рада уређаја и
- објасни принцип испитивања ланчаних уређаја.

Препоручена литература:

- Танасијевић, С., *Механички преносници*, Машински факултет, Крагујевац, 1994
- Стојановић, Б., Благојевић, М., *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2015.
- Јосифовић, Д., *Испитивање машинских конструкција* Машински факултет, Крагујевац, 2000

Крагујевац,

Ментор:

Др Блажа Стојановић, ванр. проф.

Резиме

У оквиру мастер рада извршен је прорачун и димензионисање основних делова уређаја за испитивање ланчаних преносника. Такође је извршен избор и препорука мерне опреме, односно одговарајућих давача за мерење броја обртаја и обртног момента. Осим тога извршено је моделирање и конструисање целог уређаја за испитивање, а у прилогу су дати цртежи склопа и главних подсклопова уређаја.

Кључне речи: Уређај за испитивање ланчаних преносника, давачи за мерење, моделирање и конструисање.

Summary

Within the master work, the calculation and dimensioning of the basic parts of the device for testing chain drives was performed. Also, the selection and recommendation of the measuring equipment and the appropriate encoder for measuring the number of revolutions and torque, was made. In addition, modeling and construction of the entire testing device was carried out, and drawings of the assembly and the main sub-assemblies of the device are attached.

Key words: Chain drive testing machine, encoders, modeling and construction.

Изјављујем да сам овај мастер рад урадио самостално, служећи се стеченим знањем и искуством као и наведеном литературом.

320/2012 Богдан Јовановић

Садржај

Увод	1
2. Уређаји за испитивање механичких преносника	3
2.1. Испитивање зупчаника	4
2.2. Испитивање каишних преносника.....	5
2.3. Испитивање ланчаних преносника.....	6
2.4. Затворено и отворено коло снаге.....	8
2.4.1. Затворено коло снаге.....	8
2.4.2. Отворено коло снаге.....	9
3.0 Уређај за испитивање ланчаних преносника.....	10
3.1. Прорачун ланчаног преносника.....	10
3.1.1 Прорачун ланчаног преносника за преносни однос: $i=2$	10
3.1.2 Прорачун ланчаног преносника за преносни однос: $i=2,5$	12
3.1.3 Прорачун ланчаног преносника за преносни однос: $i=3,5$	14
3.1.4 Прорачун ланчаног преносника за преносни однос: $i=4,5$	16
3.1.5 Прорачун ланчаног преносника за преносни однос: $i=1-5$	18
3.2. Прорачун вратила.....	20
3.2.1. Прорачун улазног вратила	20
Извршен је прорачун улазног вратила са датим улазним подацима:	20
Извршен је прорачун излазног вратила са датим улазним подацима:	24
3.3. Прорачун лежајева	28
3.3.1. Лежајеви на улазном вратилу	28
3.3.1.1 Прорачун лежаја 1, улазног вратила.....	28
3.3.1.2 Прорачун лежаја 2, улазног вратила.....	30
3.3.2. Лежајеви на излазном вратилу.....	32
3.3.2.1 Прорачун лежаја 1, излазног вратила	32
3.3.2.2 Прорачун лежаја 2, излазног вратила	34
4.0 Конструкција уређаја.....	36
4.1. Подсклоп 1	37
4.2. Подсклоп 2	38
4.3. Подсклоп 3	39

4.4 Подсклоп 4	41
4.5. Монтажна главчина без клина	42
4.6. Давачи.....	43
4.7. Капалица за подмазивање.....	47
5. Анализа рада уређаја	48
5.1. Основне карактеристике пробног стола	48
6. Хабање ланчаних преносника	51
6.1. Мерење издужења ланца	51
6.2. Хабање зуба ланчаника.....	52
6.3. Мере за отклањање хабања	54
7. Закључак	55
8. Литература	56
9. Прилог	57

Увод

Испитивања у машинству представљају скуп низа поступака који су заступљени у различитим фазама процеса развоја, производње и експлоатације машинског система и имају за циљ оцену стања машине, уређаја или одређеног машинског дела.

Представљају методологију која се паралелно са другим поступцима примењује у свим фазама стварања конструкције, почев од развоја, затим производње до експлоатације. Основна испитивања се могу сврстати на, [1]:

- развојна,
- производна и
- експлоатацијска.

Једна од значајнијих врста испитивања су триболошка испитивања. Трење и хабање су карактеристике везане за специфични триболошки систем. У случају недостаткаmazива као уљног филма између две радне површине, долази до хабања чији облик и интензитет зависи од фактора топографије површина, оптерећења, брзине, температуре, хемијског окружења итд. Да би триболошка испитивања била важећа, неопходно је да се испитивање врши пажљиво и довољним познавањем трибологије. Циљ је да се изврши симулација механизма трења и хабања за дати систем у неком од врста триболошких испитивања, [2].

Триболошка испитивања се могу поделити у три основне групе [3]:

1. **Лабораторијска испитивања.** Обављају се на специјално конструисаним уређајима - трибометрима. Епрувете имају геометрију која симулира услове контакта стварног трибомеханичког система (у тачки, по линији или површини). Недостатак методе је доста слаба корелација добијених резултата са стварним хабањем реалне конструкције у погонским условима.

2. **Симулациона испитивања.** Спровode се на специјалним пробним столовима у лабораторијским условима уз коришћење реалне конструкције појединих елемената, склопова или целе машине. Током испитивања тежи се симулацији радних услова који се очекују у експлоатацији. Циљ симулационих испитивања је, најчешће, утврђивање утицаја конструктивних параметара на триболошке карактеристике система.

3. **Експлоатациона испитивања.** Врше се на реалним машинама, у реалним условима рада. Циљ им је утврђивање века трајања и поузданости њених елемената и склопова.

Теоријски прорачуни машинских система и елемената, представљају само примену резултата испитивања епрувете на стварне елементе и с тим доводи до нетачних резултата испитивања. Велики део корисних резултата и информација се добијају емпиријским путем, испитивањем стварних, функционалних машинских елемената.

Испитивања могу бити краткотрајна, при којима се фиксира стање објекта у датом моменту и дуготрајна, где се контролише, процес промене целокупног стања у временском периоду. У краткотрајна испитивања спадају испитивање основне тачности, тврдоће при јединичним оптерећењима, крутости, отпорности на вибрације и др. Дуготрајна испитивања обухватају испитивање на хабање, корозију, појава лома или оштећења итд.

Испитивање на машинским елементима великих димензија су се показала скупим, јер захтевају велике снаге и лабораторијске површине. Зато се велики број оваквих испитивања изводи на епруветама, или моделима смањених димензија (прототипи) , [4].

2. Уређаји за испитивање механичких преносника

Да би се одређени машински системи, склопови, преносници или делови конструисали, израдили и експлоатисали, потребно је да поред осталих тестова, прођу одређена испитивања како би се проверило да ли су правилно пројектовани и спремни за пуштање у рад. У данашње време са порастом развоја технологије, развија се и технологија испитивања, како у броју метода, тако и у броју уређаја за испитивање. Једна врста тих уређаја су уређаји за испитивање механичких преносника.

Ако се пренос снаге између погонске и радне машине заснива на механичком принципу, онда је реч о механичким преносницима који су и најзаступљенији. У пракси, од преносника се користи: [5]

- зупчасти,
- ланчани,
- фрикциони,
- каишни,
- зупчасти каишни,
- кардански,
- навојни и др. преносници.

Преносник у најширем смислу представља машинску групу или машину, чији је задатак преношење енергије од погонске машине ка радној машини. Кретање и обртни момент преносе се помоћу тзв. везе обликом (зупчасти, ланчани, зупчасти каишни преносници...) или трењем (фрикциони, каишни преносници...), [5].

Претходно напоменути механички преносници се испитују у области трибологије и могу бити испитивани лабораторијски, као симулација и експлоатационо.

Лабораторијска испитивања обухватају уређаје који врше испитивања у вештачким условима. Неки од тих уређаја су: [6]

- микроскоп,
- уређај за мерење храпавости површина,
- уређај за тестирање отпорности на ерозију,
- уређај за испитивање клизног хабања и
- уређај за испитивање тврдоће (Бринел, Викерс, Роквел).

Лабораторијски уређаји најчешће врше испитивање тако што директно мере количину хабања при разарању материјала и упоређивањем тих величина према карактеристикама материјала врше мерење и евалуацију.

Експлоатациона испитивања изискују коришћење реалне машине, тако што се испитивани део или преносник постави у рад на одређено време и на крају рада се демонтира и врши мерење. Овом методом се може одредити радни век дела који се испитује јер се испитивање и хабање врше при реалним условима рада.

Симулациона испитивања представљају одређен облик лабораторијских испитивања где се испитивање врши помоћу пробних столова. Фактори околине су лабораторијски и могу се подешавати и измењивати али део или преносник се испитује на реалним конструкцијама појединих елемената, склопова или машинских система са радним условима који би се очекивали у реалној експлоатацији. Циљ симулационих испитивања је утврђивање како ће конструкциони параметри утицати на триболошке карактеристике система.

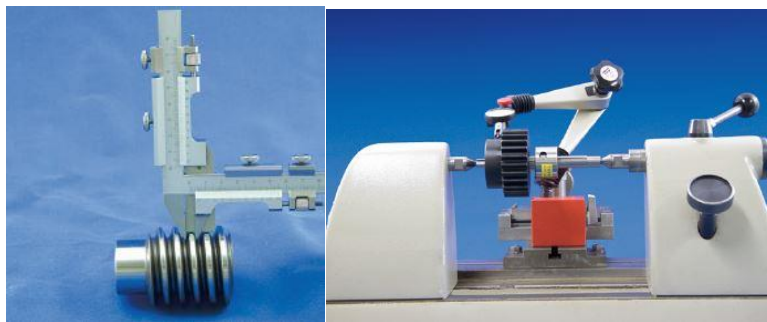
Код механичких преносника, велики значај имају зупчасти, каишни и ланчани преносници који представљају три велике класе преносника и самим тим поред осталих области конструисања имају и област испитивања, која је од великог значаја за њихов квалитет производње и експлоатације.

2.1. Испитивање зупчаника

Зупчаници су врста механичких преносника снаге који врше пренос снаге кретања помоћу геометрије зуба. Да би се остварио исправан рад, зупчаста спрега не сме имати зазоре, одступање од саосности, грешке у материјалу, погрешну термичку обраду и сл. Да би се ови фактори спречили, зупчаници се испитују на неким од следећих уређаја, [7]:

- помичном кљунастом мерилу са нонијусом, за мерење габаритних величина,
- уређају за испитивање основног померања,
- микрометру,
- помичном кљунастом мерилу за мерење зуба зупчаника и
- уређај за тестирање пужног и коничног зупчаника.

На слици 1 су приказани помично кљунасто мерило за зубе зупчаника и уређај за испитивање основног померања, [7].



Слика 1. Помично мерило за зубе зупчаника (десно) и уређај за испитивање основног померања (лево),[7]

2.2. Испитивање каишних преносника

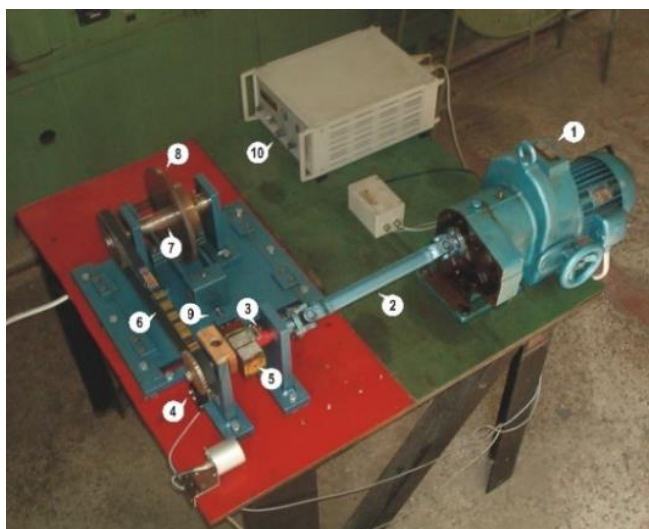
Каишни преносници врше пренос снаге и кретања између вратила која могу бити и на великом међуосном растојању. Најједноставнији облик каишног преносника садржи два точка - каишника и каиш пребачен преко њих. Каиш је затегнут одређеном силом. Радно оптерећење се преноси посредством силе трења између каиша и каишника, [8].

Једна од врста каишног преносника јесте зупчасти каишни преносници, где каиш поседује зубе одређеног профила преко којих се, уз помоћ силе трења врши пренос снаге. Зупчасти каишни преносници имају веома широку примену и имају знатно веће искоришћење од обичних каишева. Могу бити разних профила и величина, како и конструкција. Најосновнија конструкција се састоји из фрикционог слоја, средњег слоја и покривног слоја који су приказани на слици 2, [8].



Слика 2. Основна конструкција каиша, [3]

Каишеви се најчешће испитују на површинско хабање. Један од уређаја за испитивање каишева може бити пробни сто приказан на слици 3 који се садржи електромотор (1), карданско вратило (2), улазно вратило (3), мерни точак са давачем броја обртаја (4), давач обртног момента (5), каишни преносник који се испитује (6), излазно вратило (7), кочиони диск (8), кочицу (9) и управљачку јединицу (10), [3].



Слика 3. Пробни сто за испитивање каишних преносника, [3]

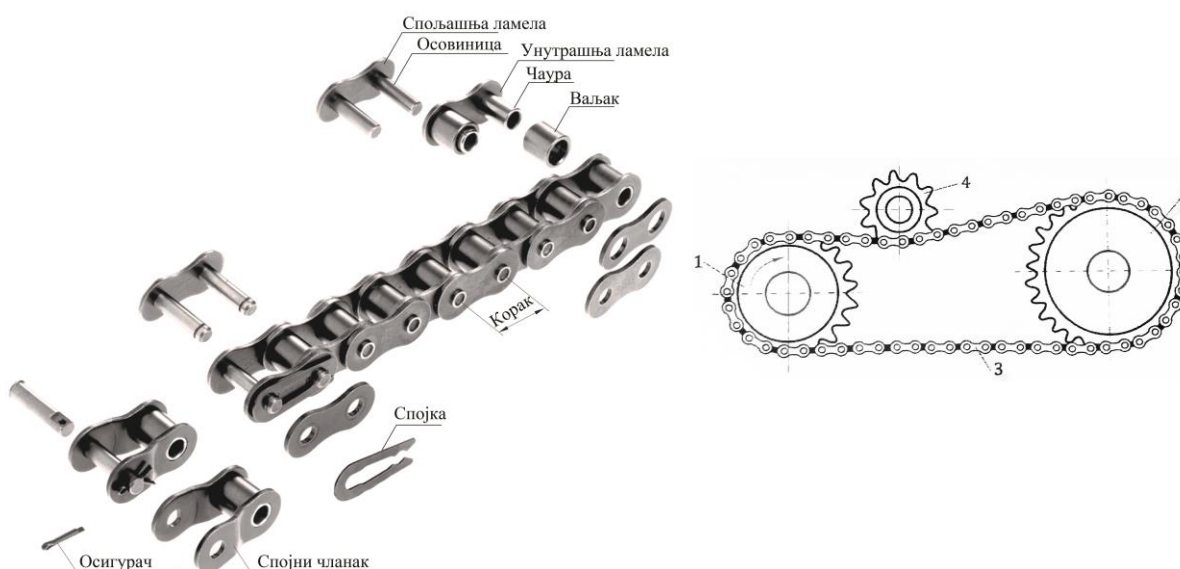
2.3. Испитивање ланчаних преносника

Ланчани преносници су механички преносници код којих се пренос снаге остварује ланцима. У састав ланчане везе спадају ланци, ланчаници као и уређаји за затезање и подмазивање. Ланчани преносници су једни од највише примењених механичких преносника, [5].

При експлоатацији ланчаних преносника, на њихов радни век знатно утиче хабање које може настати услед корозије, трења, неадекватног усвајања материјала и других радних фактора. Хабање се не може избећи, зато што сваки материјал има своју отпорност на хабање која није апсолутна, али се зато може успорити правилним избором материјала, подмазивањем, и одржавањем при дужем временском периоду, током свог радног века, [5].

Најједноставнији ланчани преносник се састоји из погонског (1), гоњеног ланчаника (2) и ланца који их обухвата. Могу повезивати 2 или више вратила на великим растојањима. У састав једног ланчаног преносника, поред ланца и ланчаника могу се налазити уређај за затезање (4) и уређај за подмазивање.

На слици 4, лево, је приказана конструкција ланчаног преносника. На слици 4, десно је приказан основни облик ланчаног преносника, [9,10].



Слика 4. Конструкција ланца и основни облик ланчаног преносника, [5,10]

Ланац се састоји из чланак који имају унутрашњу ламелу са чауром, спољашњу ламелу са осовиницом која повезује чланке и ваљак који је слободно навучен на чауру у циљу смањења хабања ланца и ланчаника.

Хабање ланчаника се јавља у свим контактним површинама. Хабање код конструкције ланчаних преносника може бити у облику: [11]

- хабања зуба ланчаника,
- питинга (*pitting*),
- скоринга (*scoring*),
- фретинга (*fretting*),
- абразије итд.

Испитивање ланчаних преносника се врши на:

- површинско хабање услед рада ланца и разних квалитета подмазивања,
- издужење ланца услед хабања осовинице и ваљка,
- разне врсте корозије као питинг и скоринг,
- кидање ланца услед превеликог оптерећења и др.

Један од уређаја за тестирање ланца на кидање је универзална машина за тестирање (кидалица). Испитивање се изводи тако што се епрувета, коју представља један део ланца, стегне за оба краја у чељусти кидалице и затим се наноси одређена сила затезања. Овом методом се такође може вршити испитивање на замор.

На слици 5. је приказан универзалан уређај за тестирање, односно кидалица са дигиталном опремом.



Слика 5. Кидалица, [12]

Поред кидања, овај уређај се може користити за испитивање на притисак, смицање и савијање. Карактерише га дијаграм криве еластичности према којем се одређују еластично-пластичне способности епрувете, [12]

Ланчани преносници се такође могу испитивати експлоатационо и симулационо на пробном столу. При испитивању на пробном столу ланац се пушта у рад на одређено време на конструисаном систему, при модификованим радним условима и после завршетка рада, скида са уређаја и мери на хабање.

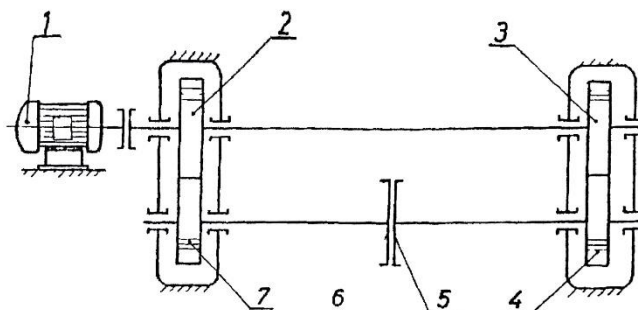
2.4. Затворено и отворено коло снаге

Конструкција пробног стола може бити затвореног и отвореног кола снаге. Код отвореног типа, сва снага од погонске машине се употребљава, затим циркулише кроз систем (вратила, механички преносник итд.) и излази на крај система где се може наћи радна машина или симулација радне машине нпр. у облику кочнице.

Код затвореног типа, снага циркулише унутар затвореног система и као погон је потребна мања снага, која би вршила савладавање снаге елемената где се јавља губитак снаге. Не изискује радну машину због затворене конструкције.

2.4.1. Затворено коло снаге

Да би се смањила снага потребна за испитивање зупчастих преносника, користи се уређај са затвореним колом снаге. Принцип рада се може објаснити према шеми приказаној на слици 6, [4].



Слика 6. Уређаја за испитивање зупчастих преносника са затвореним колом снаге, [4]

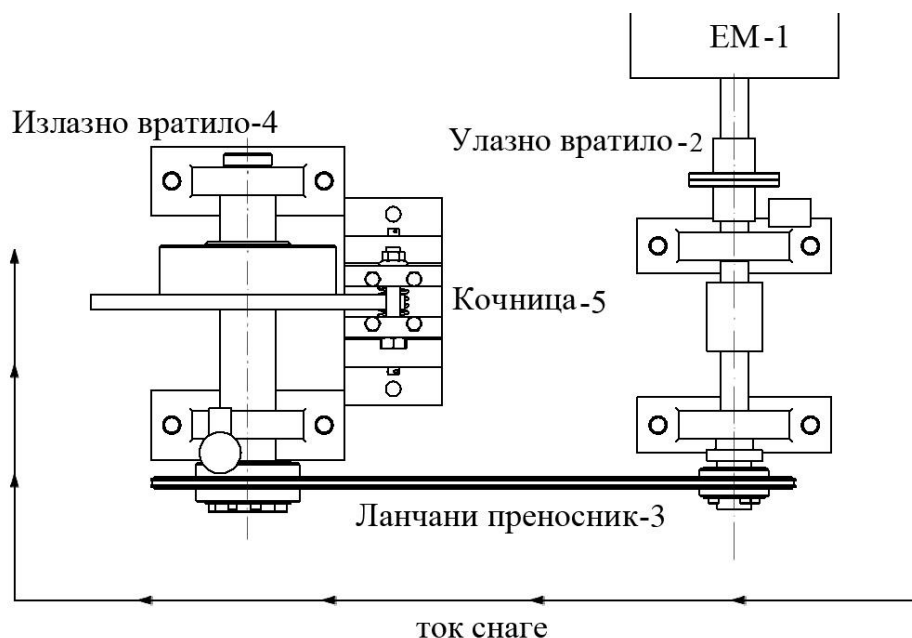
Електромотор (1) доводи у обртање два пара зупчаника (2-7) и (3-4), при чему су погонски зупчаници спојени континуалним вратилом, а гоњени, вратилом састављеним из два дела са прирубницама (5), (6) на крајевима. Уколико се једна прирубница заокрене за неки угао у односу на другу, у систему ће се успоставити момент увијања сразмеран оствареној деформацији целог система. Цео систем је претходно оптерећен обртним моментом. У току рада, оба пара зупчаника преносе снагу сразмерно обртном моменту и угаоној брзини. Како у систему постоје отпори услед силе трења (у лежајевима, између бокова зубаца, отпори од уља...) и услед деформационог рада при спрезању, мора се увести допунска снага од електромотора ради њиховог савладавања, [4].

Главна карактеристика затвореног кола снаге је то што је снага погонске машине знатно мања од снаге која циркулише у колу. Овај релативно мали утрошак енергије при испитивању представља и главну предност овог типа уређаја.

Недостаци уређаја са затвореним колом снаге се састоје у томе што је за остваривање кола неопходно два пара зупчаника и што се динамички односи једног пара преносе на други. Ово се може ублажити употребом еластичних вратила или еластичних спојница, [4].

2.4.2. Отворено коло снаге

Радни сто отвореног кола снаге је приказан на слици 7. Састоји се из електромотора, улазног и излазног вратила преко којих је спојен ланчани преносник снаге, кочице која са кочионим диском на излазном вратилу врши рад. Уз поменуте елементе, уређај садржи и даваче за мерење, систем за подмазивање и контролни мост.



Слика 7. Шема отвореног кола снаге

Код овог уређаја отворено коло снаге функционише тако што се снага од електромотора (1) доводи у уређај преко улазног вратила (2), затим циркулише помоћу ланчаног преносника (3) на ком се врши испитивање и коначно доводи до излазног вратила (4) на ком се налази кочиони диск. Кочица (5) врши кочење помоћу диска на излазном вратилу и тако симулира радну машину, односно њене отпоре при раду.

За разлику од затвореног кола снаге, ова конструкција се може повезати са радном машином која би давала тачне параметре испитивања.

3.0 Уређај за испитивање ланчаних преносника

За испитивање ланчаних преносника се врши на уређају ради на принципу отвореног кола снаге (шема је приказана на претходној слици). Снага од електромотора се преноси преко улазног вратила на ланчани преносник и излази на вратило са кочницом.

3.1. Прорачун ланчаног преносника

Уређај је конструисан тако да се на њему може тестирати различити ланчани преносници, као и ланчани преносници различитих преносних односа. Према изабраним улазим параметрима, извршен је прорачун за пет преносних односа ($i=2$, $i=2,5$, $i=3,5$, $i=4,5$, $i=5$) стандардног, једноредног ланца за бицикле (ISO 606:2004-05B-1) у софтверском пакету „Inventor“.

Прорачун ланчаних преносника се израђује за следеће улазне параметре:

- Снага електромотора: $P=1 \text{ kW}$
- Број обртаја: $n=1100 \text{ min}^{-1}$
- Максимално време тестирања: $t=30\text{h}$
- Број зуба погонског зупчаника $Z_1=21$

3.1.1 Прорачун ланчаног преносника за преносни однос: $i=2$

У табели 1 су приказане основне особине ланца (ISO 606:2004) као и основне димензије чланака, корак ланца, специфична маса и др.

$Z_1=21$, $Z_2=42$.

Табела 1. Особине ланца

Ланац : ISO 606:2004 – Ланац са кратким кораком (EU)			
Ознака величине ланца	05B-1-118		
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Корак	p	mm	8,000
Број чланака ланца	X		118,000
Број редова ланца	k		1,000
Минимална ширина између унутрашњих ламела	b ₁	mm	3,000
Максимални пречник ваљка	d ₁	mm	5,000
Максимални пречник осовинице	d ₂	mm	2,310
Максимална дубина унутрашње ламеле	h ₂	mm	7,110
Максимална дубина спољашње или средње ламеле	h ₃	mm	7,110
Максимална ширина крајева осовинице/a	b	mm	8,600
Максимална ширина унутрашње ламеле	t ₁	mm	0,750
Максимална ширина спољашње или средње ламеле	t ₂	mm	0,750
Радна (контактна) површина ланца	A	mm ²	11,000
Затезна чврстоћа	F _u	N	4400,000
Специфична тежина ланца	m	kg/m	0,200
Фактор израде ланца	φ		1,000

На основу улазних параметара и датих димензија ланца, приступа се дефинисању радних услова приказаних у табели 2, док су у табели 3 дати одређени фактори радних услова.

Табела 2. Радни услови и фактори радних услова

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Снага ЕМ	P	kW	1,000
Обртни момент	T	N m	8,681
Брзина	n	min ⁻¹	1100,000
Фактор искоришћења	η		0,980
Потребан животни век	L_h	h	30,000
Максимално издужење ланца	ΔL_{max}		0,030
Режим рада	Миран рад		
Окружење	Чисто		
Подмазивање	Капалица		

У табели 3 су дате корективне факторе радних услова при раду.

Табела 3. Фактори радних услова

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Фактор удара	Y	1,000	
Фактор служења при раду	f_1	1,000	
Фактор величине ланчаника	f_2	1,000	
Фактор за ред ланаца	f_3	1,000	
Фактор подмазивања	f_4	0,600	
Фактор осног растојања	f_5	0,905	
Фактор преносног односа	f_6	0,910	
Фактор животног века	f_7	0,083	

Табела 4 приказује резултате добијене из предходних параметара прорачуна.

Табела 4. Резултати

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Брзина ланца	v	min ⁻¹	3,092
Номинална сила у вучном огранку	F_p	N	323,466
Центрифугална сила	F_C	N	1,911
Максимално затезање у распону ланца	F_{Tmax}	N	325,377
Фактор сигурности (статички)	$S_S > S_{Smin}$		13,523 > 7,000
Фактор сигурности (динамични)	$S_D > S_{Dmin}$		13,523 > 5,000
Притисак	$p_B < p_0 * \lambda$	MPa	29,580
Дозвољени притисак	p_0	MPa	21,800
Фактор специфичног трења	λ		6,508
Добијена снага	$P_D < P_R$	kW	0,092
Снага ланца	P_R	kW	1,437
Животни век ланца за одређено издужење	$t_h > L_h$	h	44438
Животни век ламела	$t_{hL} > L_h$	h	56471
Животни век осовинице и ваљка	$t_{hr} > L_h$	h	65710

Према сигурносним факторима ($S_S > S_{Smin}$, $S_D > S_{Dmin}$) се може закључити да ланац типа ISO 606:2004-05B-1 задовољава проверу прорачуна и може се користити при датом преносном односу: $i=2$.

3.1.2 Прорачун ланчаног преносника за преносни однос: $i=2,5$

У табели 5 су приказане основне особине ланца (ISO 606:2004) као и основне димензије чланака, корак ланца, специфична маса и др.

- $Z_1=21$, $Z_2=53$.

Табела 5. Особине ланца

Ланац : ISO 606:2004 –Ланац са кратким кораком (EU)			
Ознака величине ланца		05B-1-118	
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Корак	p	mm	8,000
Број чланака ланца	X		124,000
Број редова ланца	k		1,000
Минимална ширина између унутрашњих ламела	b ₁	mm	3,000
Максимални пречник ваљка	d ₁	mm	5,000
Максимални пречник осовинице	d ₂	mm	2,310
Максимална дубина унутрашње ламеле	h ₂	mm	7,110
Максимална дубина спољашње или средње ламеле	h ₃	mm	7,110
Максимална ширина крајева осовинице/а	b	mm	8,600
Максимална ширина унутрашње ламеле	t ₁	mm	0,750
Максимална ширина спољашње или средње ламеле	t ₂	mm	0,750
Радна (контактна) површина ланца	A	mm ²	11,000
Затезна чврстоћа	F _u	N	4400,000
Специфична тежина ланца	m	kg/m	0,200
Фактор израде ланца	φ		1,000

Табела 6. садржи улазне параметре и радне услове ланчаног преносника.

Табела 6. Радни услови и фактори радних услова

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Снага ЕМ	P	kW	1,000
Обртни момент	T	N m	8,681
Брзина	n	min ⁻¹	1100,000
Фактор искоришћења	η		0,980
Потребан животни век	L _h	h	30,000
Максимално издужење ланца	ΔL _{max}		0,030
Режим рада	Миран рад		
Окружење	Чисто		
Подмазивање	Капалица		

Према усвојеним улазним параметрима и радним условима, у табели 7 су приказани фактори радних услова према којима се врши корекција у даљем прорачуну у циљу да се прорачуна што реалнији рад ланчаног преносника.

Табела 7. Фактори радних услова

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Фактор удара	Y	1,000	
Фактор служења при раду	f_1	1,000	
Фактор величине ланчаника	f_2	1,000	
Фактор за ред ланаца	f_3	1,000	
Фактор подмазивања	f_4	0,600	
Фактор осног растојања	f_5	0,987	
Фактор преносног односа	f_6	1,048	
Фактор животног века	f_7	0,083	

Наспрам изабраних карактеристика и радних услова, добија се табела 8 која показује финалне резултате.

Табела 8. Резултати

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Брзина ланца	v	min^{-1}	3,092
Номинална сила у вучном огранку	F_p	N	323,466
Центрифугална сила	F_C	N	1,911
Максимално затезање у распону ланца	$F_{T\max}$	N	325,377
Фактор сигурности (статички)	$S_S > S_{S\min}$		13,523 > 7,000
Фактор сигурности (динамични)	$S_D > S_{D\min}$		13,523 > 5,000
Притисак	$p_B < p_0 * \lambda$	MPa	29,580
Дозвољени притисак	p_0	MPa	21,800
Фактор специфичног трења	λ		6,970
Добијена снага	$P_D < P_R$	kW	0,086
Снага ланца	P_R	kW	1,437
Животни век ланца за одређено издужење	$t_h > L_h$	h	50168
Животни век ламела	$t_{hL} > L_h$	h	59343
Животни век осовинице и ваљка	$t_{hr} > L_h$	h	69051

Према сигурносним факторима ($S_S > S_{S\min}$, $S_D > S_{D\min}$) се може закључити да ланац типа ISO 606:2004-05B-1 задовољава проверу прорачуна и може се користити при датом преносном односу: $i=2,5$

3.1.3 Прорачун ланчаног преносника за преносни однос: $i=3,5$

У табели 9 су приказане основне особине ланца (ISO 606:2004) као и основне димензије чланака, корак ланца, специфична маса и др.

- $Z_1=21$, $Z_2=74$.

Табела 9. Особине ланца

Ланац : ISO 606:2004 – Ланац са кратким кораком (EU)			
Ознака величине ланца	05B-1-118		
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Корак	p	mm	8,000
Број чланака ланца	X		136,000
Број редова ланца	k		1,000
Минимална ширина између унутрашњих ламела	b ₁	mm	3,000
Максимални пречник ваљка	d ₁	mm	5,000
Максимални пречник осовинице	d ₂	mm	2,310
Максимална дубина унутрашње ламеле	h ₂	mm	7,110
Максимална дубина спољашње или средње ламеле	h ₃	mm	7,110
Максимална ширина крајева осовинице/а	b	mm	8,600
Максимална ширина унутрашње ламеле	t ₁	mm	0,750
Максимална ширина спољашње или средње ламеле	t ₂	mm	0,750
Радна (контактна) површина ланца	A	mm ²	11,000
Затезна чврстоћа	F _u	N	4400,000
Специфична тежина ланца	m	kg/m	0,200
Фактор израде ланца	φ		1,000

Табела 10. садржи улазне параметре и радне услове ланчаног преносника.

Табела 10. Радни услови и фактори радних услова

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Снага ЕМ	P	kW	1,000
Обртни момент	T	N m	8,681
Брзина	n	min ⁻¹	1100,000
Фактор искоришћења	η		0,980
Потребан животни век	L _h	h	30,000
Максимално издужење ланца	ΔL _{max}		0,030
Режим рада	Миран рад		
Окружење	Чисто		
Подмазивање	Капалица		

Према усвојеним улазним параметрима и радним условима, у табели 11 су приказани фактори радних услова према којима се врши корекција у даљем прорачуну у циљу да се прорачуна што реалнији рад ланчаног преносника.

Табела 11 показује корективне факторе радних услова при раду ланчаног преносника.

Табела 11. Фактори радних услова

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Фактор удара	Y	1,000	
Фактор служења при раду	f_1	1,000	
Фактор величине ланчаника	f_2	1,000	
Фактор за ред ланаца	f_3	1,000	
Фактор подмазивања	f_4	0,600	
Фактор осног растојања	f_5	0,951	
Фактор преносног односа	f_6	0,969	
Фактор животног века	f_7	0,083	

Наспрам изабраних карактеристика и радних услова, добија се табела 12 која показује финалне резултате.

Табела 12. Резултати

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Брзина ланца	v	min ⁻¹	3,092
Номинална сила у вучном огранку	F_p	N	323,466
Центрифугална сила	F_C	N	1,911
Максимално затезање у распону ланца	F_{Tmax}	N	325,377
Фактор сигурности (статички)	$S_S > S_{Smin}$		13,523 > 7,000
Фактор сигурности (динамични)	$S_D > S_{Dmin}$		13,523 > 5,000
Притисак	$p_B < p_0 * \lambda$	MPa	29,580
Дозвољени притисак	p_0	MPa	21,800
Фактор специфичног трења	λ		7,823
Добијена снага	$P_D < P_R$	kW	0,077
Снага ланца	P_R	kW	1,437
Животни век ланца за одређено издужење	$t_h > L_h$	h	59843
Животни век ламела	$t_{hL} > L_h$	h	65085
Животни век осовинице и ваљка	$t_{hr} > L_h$	h	75733

Према сигурносним факторима ($S_S > S_{Smin}$, $S_D > S_{Dmin}$) се може закључити да ланац типа ISO 606:2004-05B-1 задовољава проверу прорачуна и може се користити при датом преносном односу: $i=3,5$

3.1.4 Прорачун ланчаног преносника за преносни однос: $i=4,5$

У табели 13 су приказане основне особине ланца (ISO 606:2004) као и основне димензије чланака, корак ланца, специфична маса и др.

- $Z_1=21$, $Z_2=95$.

Табела 13. Особине ланца

Ланац : ISO 606:2004 – Ланац са кратким кораком (EU)			
Ознака величине ланца	05B-1-118		
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Корак	p	mm	8,000
Број чланака ланца	X		148,000
Број редова ланца	k		1,000
Минимална ширина између унутрашњих ламела	b ₁	mm	3,000
Максимални пречник ваљка	d ₁	mm	5,000
Максимални пречник осовинице	d ₂	mm	2,310
Максимална дубина унутрашње ламеле	h ₂	mm	7,110
Максимална дубина спољашње или средње ламеле	h ₃	mm	7,110
Максимална ширина крајева осовинице/а	b	mm	8,600
Максимална ширина унутрашње ламеле	t ₁	mm	0,750
Максимална ширина спољашње или средње ламеле	t ₂	mm	0,750
Радна (контактна) површина ланца	A	mm ²	11,000
Затезна чврстоћа	F _u	N	4400,000
Специфична тежина ланца	m	kg/m	0,200
Фактор израде ланца	φ		1,000

Табела 14. садржи улазне параметре и радне услове ланчаног преносника.

Табела 14. Радни услови и фактори радних услова

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Снага ЕМ	P	kW	1,000
Обртни момент	T	N m	8,681
Брзина	n	min ⁻¹	1100,000
Фактор искоришћења	η		0,980
Потребан животни век	L _h	h	30,000
Максимално издужење ланца	ΔL _{max}		0,030
Режим рада	Миран рад		
Окружење	Чисто		
Подмазивање	Капалица		

Према усвојеним улазним параметрима и радним условима, у табели 15 су приказани фактори радних услова према којима се врши корекција у даљем прорачуну у циљу да се прорачуна што реалнији рад ланчаног преносника.

Табела 15 показује корективне факторе радних услова при раду ланчаног преносника.

Табела 15. Фактори радних услова

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Фактор удара	Y	1,000	
Фактор служења при раду	f_1	1,000	
Фактор величине ланчаника	f_2	1,000	
Фактор за ред ланаца	f_3	1,000	
Фактор подмазивања	f_4	0,600	
Фактор осног растојања	f_5	0,920	
Фактор преносног односа	f_6	0,924	
Фактор животног века	f_7	0,083	

Наспрам изабраних карактеристика и радних услова, добија се табела 16 која показује финалне резултате.

Табела 16. Резултати

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Брзина ланца	v	min^{-1}	3,092
Номинална сила у вучном огранку	F_p	N	323,466
Центрифугална сила	F_C	N	1,911
Максимално затезање у распону ланца	$F_{T\max}$	N	325,377
Фактор сигурности (статички)	$S_S > S_{S\min}$		13,523 > 7,000
Фактор сигурности (динамични)	$S_D > S_{D\min}$		13,523 > 5,000
Притисак	$p_B < p_0 * \lambda$	MPa	29,580
Дозвољени притисак	p_0	MPa	21,800
Фактор специфичног трења	λ		8,479
Добијена снага	$P_D < P_R$	kW	0,071
Снага ланца	P_R	kW	1,437
Животни век ланца за одређено издужење	$t_h > L_h$	h	68468
Животни век ламела	$t_{hL} > L_h$	h	70828
Животни век осовинице и ваљка	$t_{hr} > L_h$	h	82415

Према сигурносним факторима ($S_S > S_{S\min}$, $S_D > S_{D\min}$) се може закључити да ланац типа ISO 606:2004-05B-1 задовољава проверу прорачуна и може се користити при датом преносном односу: $i=4,5$

3.1.5 Прорачун ланчаног преносника за преносни однос: $i=1-5$

У табели 17 су приказане основне особине ланца (ISO 606:2004) као и основне димензије чланака, корак ланца, специфична маса и др.

- $Z_1=21$, $Z_2=105$.

Табела 17. Особине ланца

Ланац : ISO 606:2004 – Ланац са кратким кораком (EU)			
Ознака величине ланца	05B-1-118		
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Корак	p	mm	8,000
Број чланака ланца	X		154,000
Број редова ланца	k		1,000
Минимална ширина између унутрашњих ламела	b ₁	mm	3,000
Максимални пречник ваљка	d ₁	mm	5,000
Максимални пречник осовинице	d ₂	mm	2,310
Максимална дубина унутрашње ламеле	h ₂	mm	7,110
Максимална дубина спољашње или средње ламеле	h ₃	mm	7,110
Максимална ширина крајева осовинице/а	b	mm	8,600
Максимална ширина унутрашње ламеле	t ₁	mm	0,750
Максимална ширина спољашње или средње ламеле	t ₂	mm	0,750
Радна (контактна) површина ланца	A	mm ²	11,000
Затезна чврстоћа	F _u	N	4400,000
Специфична тежина ланца	m	kg/m	0,200
Фактор израде ланца	φ		1,000

Табела 18. садржи улазне параметре и радне услове ланчаног преносника.

Табела 18. Радни услови и фактори радних услова

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Снага ЕМ	P	kW	1,000
Обртни момент	T	N m	8,681
Брзина	n	min ⁻¹	1100,000
Фактор искоришћења	η		0,980
Потребан животни век	L _h	h	30,000
Максимално издужење ланца	ΔL _{max}		0,030
Режим рада	Миран рад		
Окружење	Чисто		
Подмазивање	Капалица		

Према усвојеним улазним параметрима и радним условима, у табели 19 су приказани фактори радних услова према којима се врши корекција у даљем прорачуну.

Табела 19 показује корективне факторе радних услова при раду ланчаног преносника.

Табела 19. Фактори радних услова

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Фактор удара	Y	1,000	
Фактор служења при раду	f_1	1,000	
Фактор величине ланчаника	f_2	1,000	
Фактор за ред ланаца	f_3	1,000	
Фактор подмазивања	f_4	0,600	
Фактор осног растојања	f_5	0,905	
Фактор преносног односа	f_6	0,910	
Фактор животног века	f_7	0,083	

Наспрам изабраних карактеристика и радних услова, добија се табела 16 која показује финалне резултате.

Табела 20. Резултати

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Брзина ланца	v	min ⁻¹	3,092
Номинална сила у вучном огранку	F_p	N	323,466
Центрифугална сила	F_C	N	1,911
Максимално затезање у распону ланца	F_{Tmax}	N	325,377
Фактор сигурности (статички)	$S_S > S_{Smin}$		13,523 > 7,000
Фактор сигурности (динамични)	$S_D > S_{Dmin}$		13,523 > 5,000
Притисак	$p_B < p_0 * \lambda$	MPa	29,580
Дозвољени притисак	p_0	MPa	21,800
Фактор специфичног трења	λ		8,751
Добијена снага	$P_D < P_R$	kW	0,069
Снага ланца	P_R	kW	1,437
Животни век ланца за одређено издужење	$t_h > L_h$	h	72494
Животни век ламела	$t_{hL} > L_h$	h	73700
Животни век осовинице и ваљка	$t_{hr} > L_h$	h	85757

Према сигурносним факторима ($S_S > S_{Smin}$, $S_D > S_{Dmin}$) се може закључити да ланац типа ISO 606:2004-05B-1 задовољава проверу прорачуна и може се користити при датом преносном односу: $i=5$

3.2. Прорачун вратила

Испитивани ланчани преносник се монтира на два вратила. Из електромотора долази снага у улазно вратило, преноси се преко ланчаног преносника до излазног вратила. Према изабраним улазним параметрима, извршен је прорачун улазног и излазног вратила. Прорачун садржи информације за материјал, особине прорачуна, оптерећења на вратилу, лежајеве и финални резултат

3.2.1. Прорачун улазног вратила

Извршен је прорачун улазног вратила са датим улазним подацима:

- Сила ланца која оптерећује вратило, $F_b=327,284 \text{ N}$
- Континуално оптерећење (тежина главчине без клина) $Q=22 \text{ N}$
- Момент увијања, $M_t=9,44 \text{ Nm}$
- Момент савијања, $M_c=17,67 \text{ Nm}$

Табела 21 садржи информације о материјалу вратила и особинама материјала.

Табела 21. Материјал

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Материјал	Челик		
Модул еластичности	E	МПа	206000
Модул крутости	G	МПа	80000
Густина	ρ	kg/m^3	7860

На основу особина материјала вратила, табела 22 показује коефицијент расподеле смицања.

Табела 22. Коефицијент расподеле смицања

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Коефицијент расподеле смицања	β		1,188

У табели 23 су приказана оптерећења која делују на вратило у току рада.

Табела 23. Оптерећења која делују на вратило

Величина	Ознака	Јединица	Вредност	Позиција, [mm]
Радијална сила	F_r	N	372,284	215,645
Момент савијања	M_s	Nm	9,44	215,645
Континуално оптерећење	Q	N	22	204,645
Увијање	M_t	Nm	17,670	0
Померање услед савијања		μm	2,144	0
			3,160	204,645
			5,078	215,645
			4,236	215,645
			4,236	215,645

Према улазним параметрима и израчунатим оптерећењима вратила, приказана је табела 24. која приказује оптерећења лежајева.

Табела 24 даје приказ оптерећења лежајева на вратилу.

Табела 24. Оптерећење лежаја

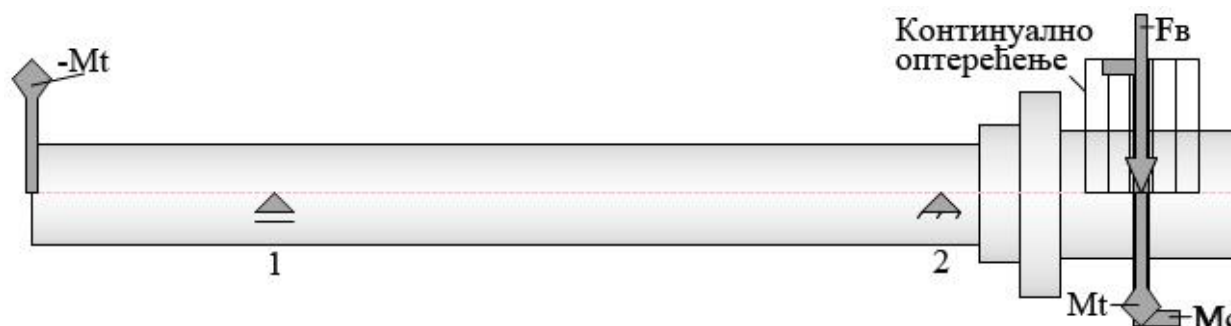
Величина	Ознака	Јединица	Вредност	Позиција, [mm]
Сила реакције у лежају	F	N	24,417 360,808	47,3 176,5
Угао померања	α	$^{\circ}$	180 180	47,3 176,5

Резултати су приказани на табели 25 и даје информације о напонима које утичу на вратило, као и углове и позиције померања услед деформације.

Табела 25. Резултати за напон савијања, смицања, увијања затезања и др.

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Дужина	L	mm	235,000
Тежина	m	kg	0,704
Максимални напон савијања	σ_B	MPa	6,145
Максимални смичући напон	τ_s	MPa	1,057
Максимални напон увијања	τ	MPa	11,249
Максимални смањени напон	σ_{red}	MPa	20,080
Максимално померање	f_{max}	μm	5,717
Угао увијања	φ	$^{\circ}$	0,16

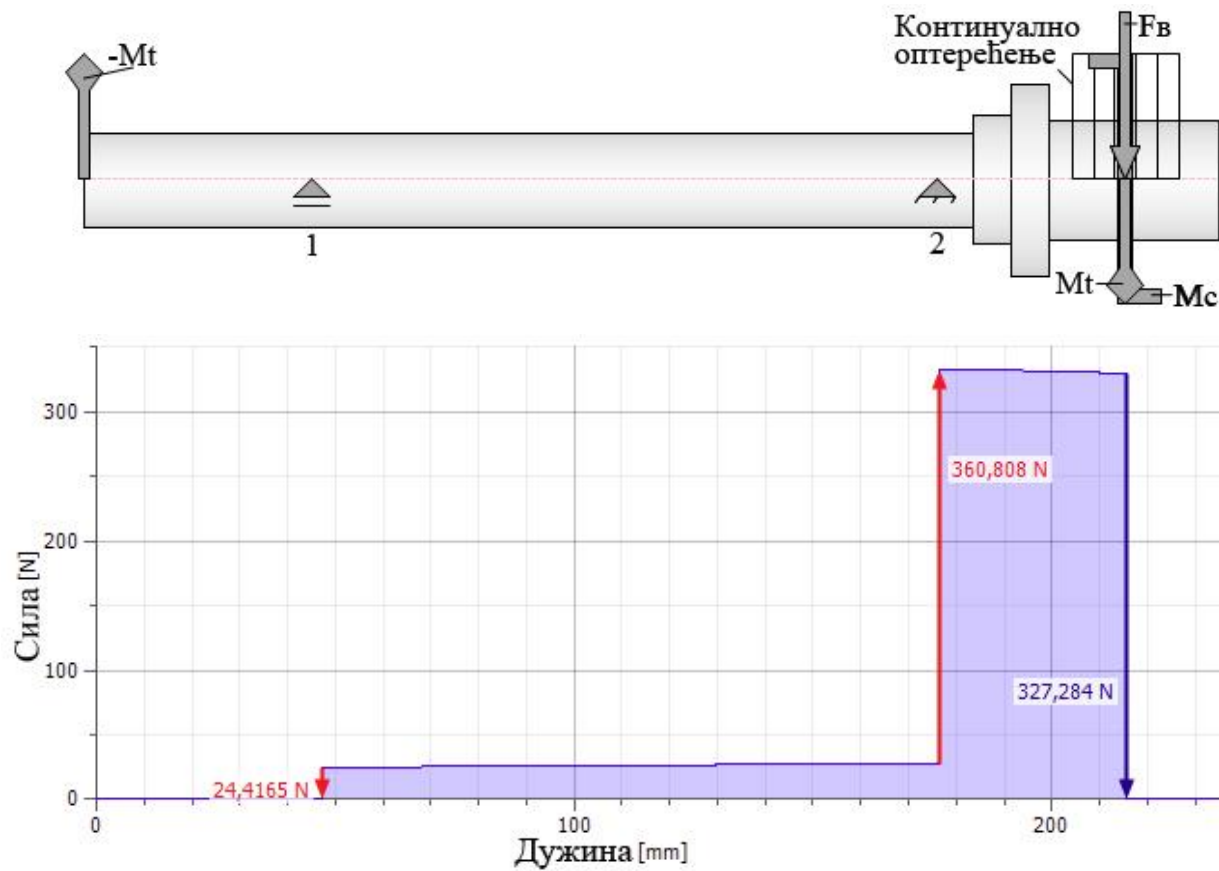
На следећој слици је приказан визуелни преглед вратила у хоризонталној равни са силама и моментима које делују, позиције лежајева и континуално оптерећење.



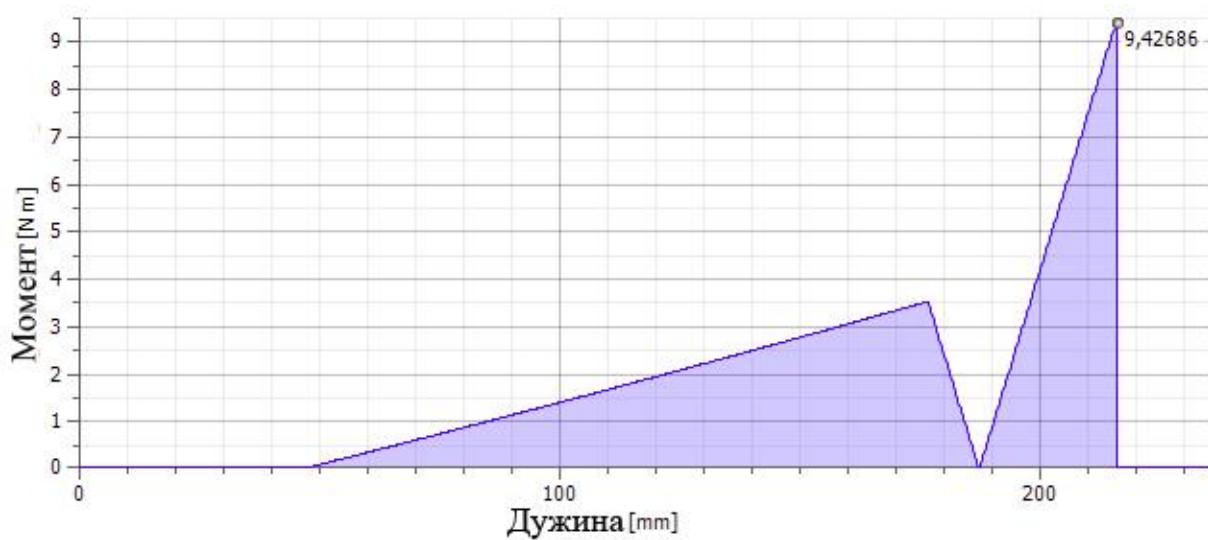
Слика 8. Визуелни преглед вратила у хоризонталној осци

Према слици 8, даје се преглед вратила са графицима који приказују силе и моменте који делују на вратило.

Слика 9 и 10 садрже приказ вратила и графике силе смицања и момента савијања.

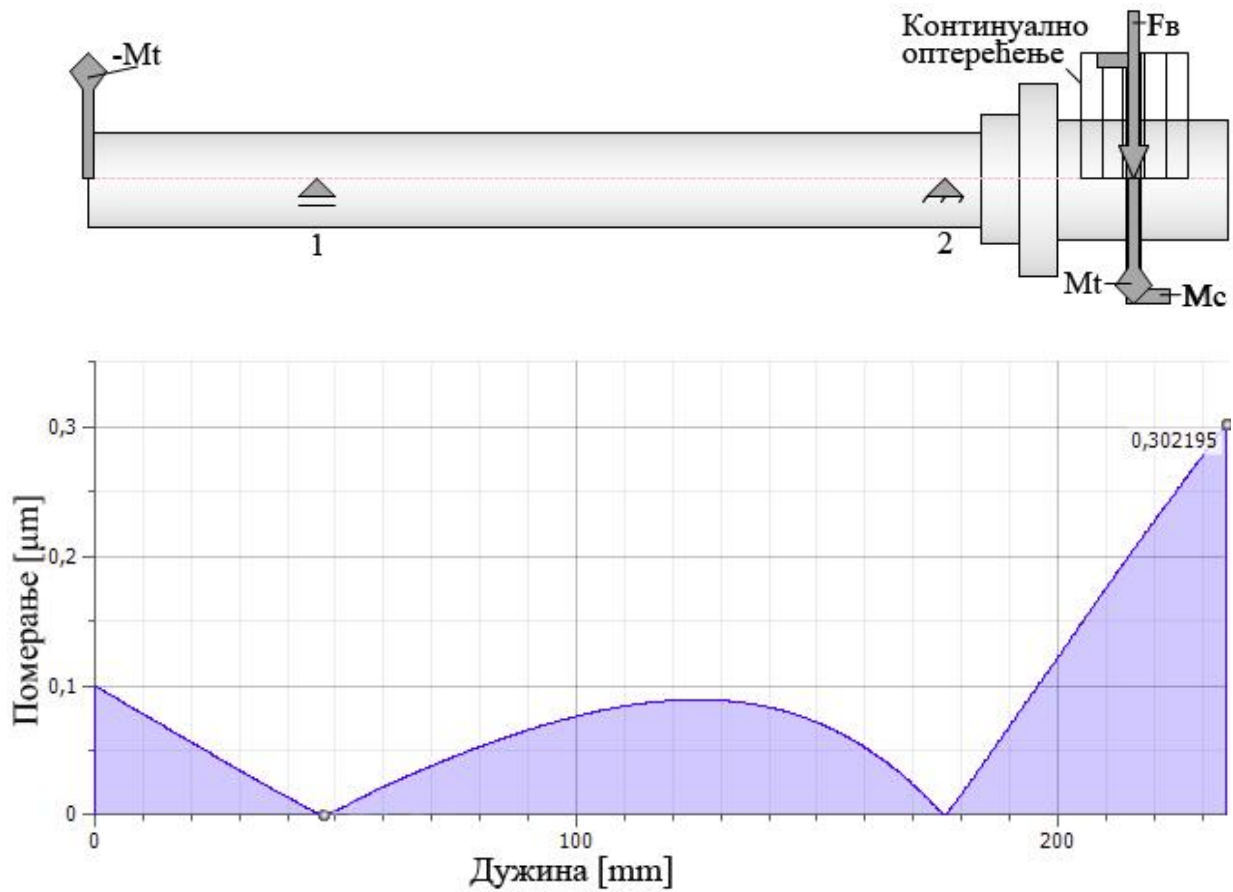


Слика 9. График силе смицања

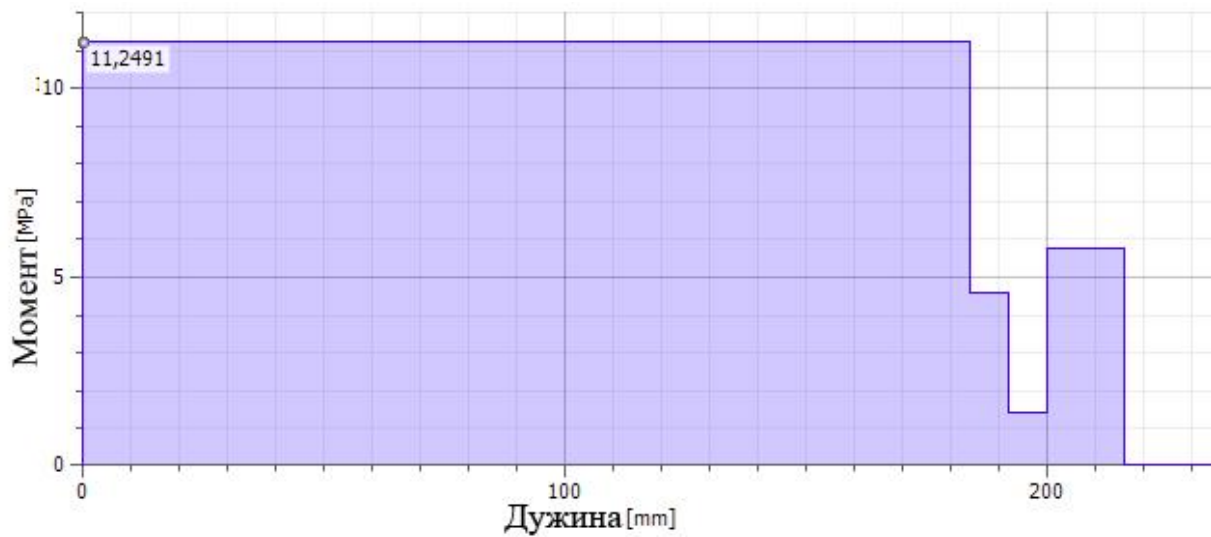


Слика 10. График момента савијања

Слика 11 и 12 садрже приказ вратила, графике померања услед савијања и момента увијања.



Слика 11. График померања вратила услед савијања



Слика 12. График момента увијања

3.2.2. Прорачун излазног вратила

Извршен је прорачун излазног вратила са датим улазним подацима:

- Сила ланца која оптерећује вратило, $F_b=170$ N
- Континуално оптерећење (тежина главчине без клина) $Q=32$ N
- Момент увијања, $M_t=90$ Nm
- Момент савијања, $M_c=7.592$ Nm

Табела 26 садржи информације о материјалу вратила и особинама материјала.

Табела 26. Материјал

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Материјал	Челик		
Модул еластичности	E	MPa	206000
Модул крутости	G	MPa	80000
Густина	ρ	kg/m ³	7860

На основу особина материјала вратила, табела 22 показује коефицијент расподеле смицања.

Табела 22. Коефицијент расподеле смицања

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Коефицијент расподеле смицања	β		1,188

У табели 28 су приказана оптерећења која делују на вратило у току рада.

Табела 28. Оптерећења

Величина	Ознака	Јединица	Вредност	Позиција, [mm]
Радијална сила	F_r	N	170	237,645
Момент савијања	M_s	Nm	7,580	237,645
Континуално оптерећење	Q	N	80	222,145
Увијање	M_t	Nm	90	77,5
Померање услед савијања		μm	9,934	77,5
			14,511	222,145
			32,718	222,145
			23,664	237,645

Према улазним параметрима и израчунатим оптерећењима вратила, приказана је табела 29. која приказује оптерећења лежајева.

Табела 29 даје приказ оптерећења лежајева на вратилу.

Табела 29. Лежајеви

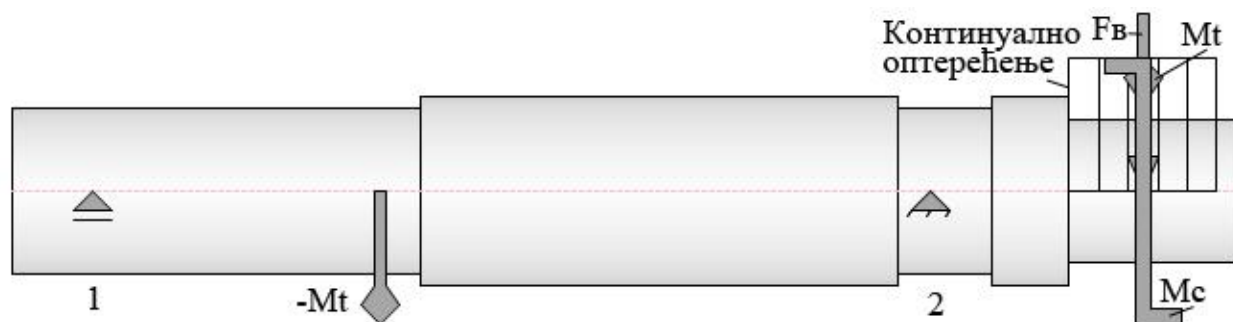
Величина	Ознака	Јединица	Вредност	Позиција, [mm]
Сила реакције у лежају	F	N	777,743 3902,161	17 193
Угао померања	α	$^{\circ}$	0 0	17 193

Резултати су приказани на табели 30 и даје информације о напонима које утичу на вратило, као и углове и позиције померања услед деформације.

Табела 30. Резултати

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Дужина	L	mm	257,000
Тежина	m	kg	2,142
Максимални напон савијања	σ_B	MPa	32,878
Максимални смичући напон	τ_s	MPa	4,393
Максимални напон увијања	τ	MPa	25,810
Максимални напон затезања	σ_T	MPa	0,000
Максимални смањени напон	σ_{red}	MPa	48,871
Максимално померање	f_{max}	μm	34,914
Угао увијања	φ	$^{\circ}$	-0,08

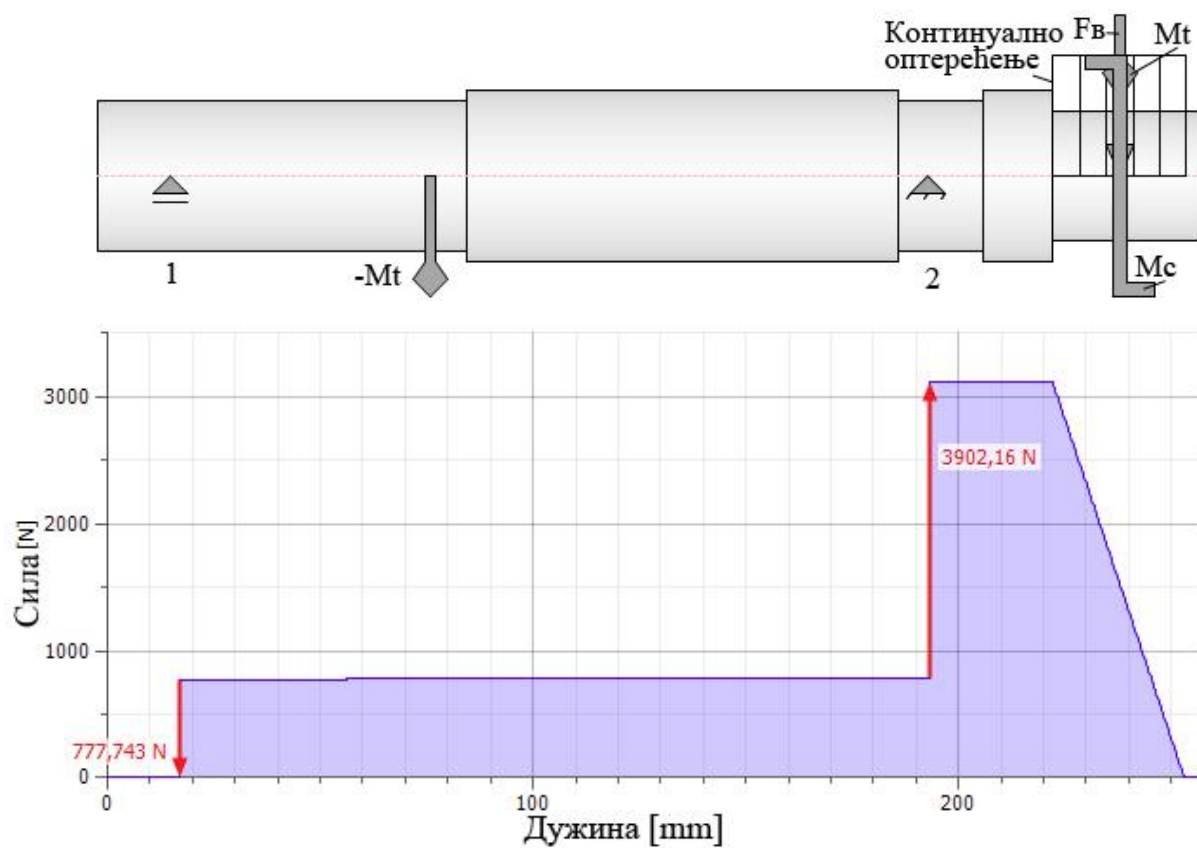
На следећој слици је приказан визуелни преглед вратила у хоризонталној равни са силама и моментима које делују, позиције лежајева и континуално оптерећење.



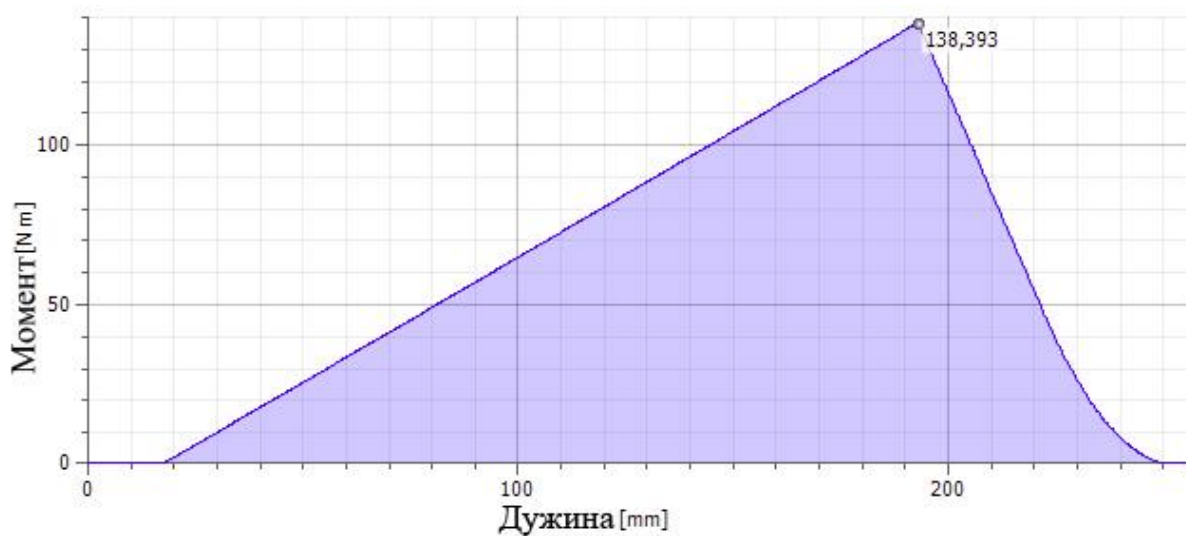
Слика 13. Визуелни преглед вратила у хоризонталној оси

Према слици 8, даје се преглед вратила са графицима који приказују силе и моменте који делују на вратило.

Слика 14 и 15 садрже приказ вратила, графике смицања и момента савијања.

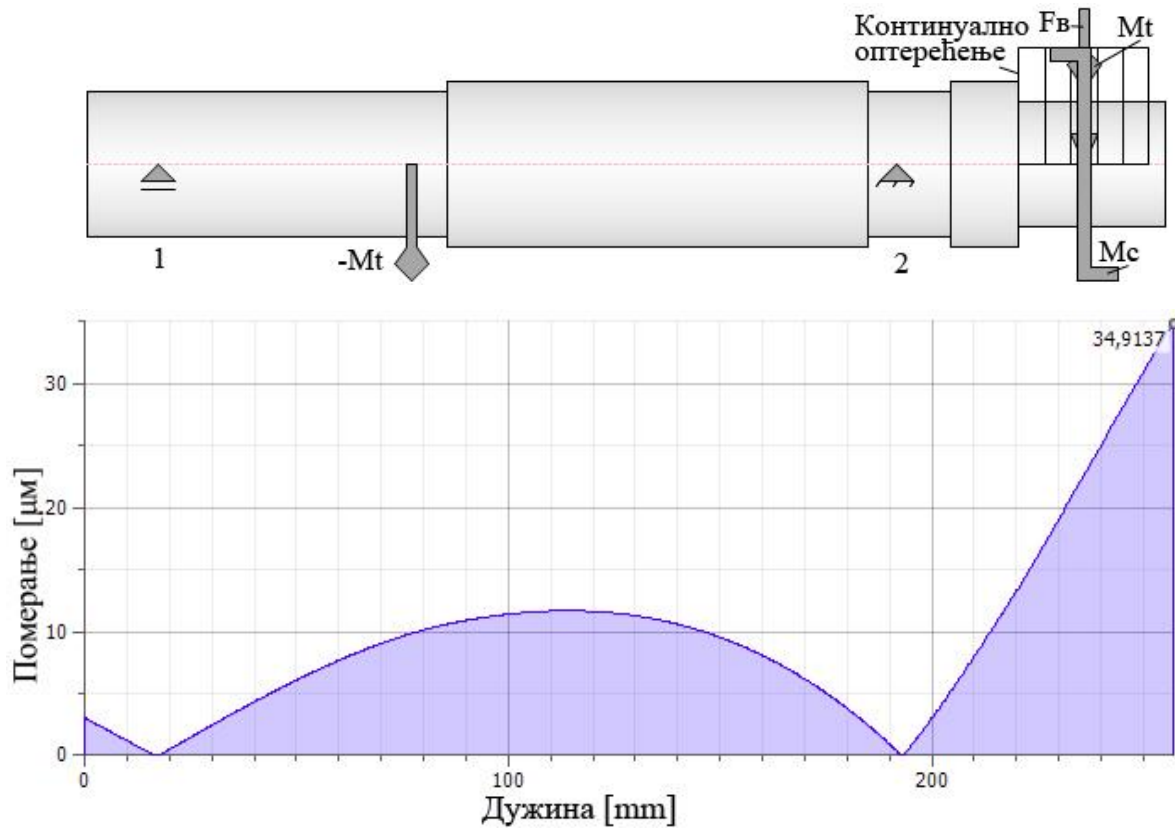


Слика 14. График силе смицања

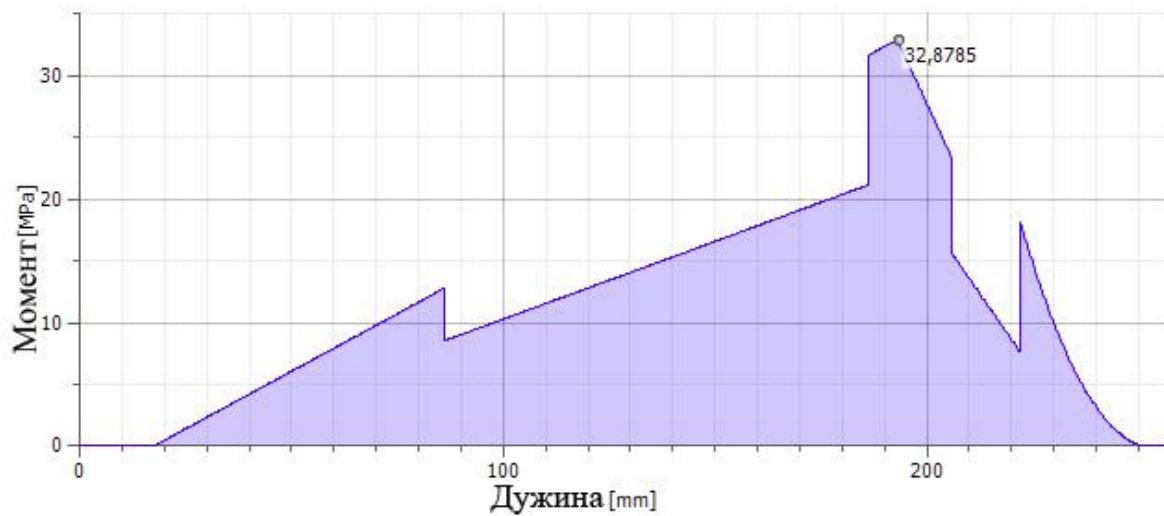


Слика 15. График момента савијања

Слика 16 и 17 садрже приказ вратила, графике померања услед савијања и момента увијања.



Слика 16. График померања вратила услед момента савијања



Слика 17. График момента увијања

3.3. Прорачун лежајева

Према прорачуну вратила, извршен је прорачун лежајева на оба вратила према силама смицања које се јављају. Прорачун садржи оптерећења, карактеристике, животни век лежаја, подмазивање и финалне резултате лежаја.

3.3.1. Лежајеви на улазном вратилу

Извршен је прорачун оба лежаја где су улазни подаци за радијалне силе $F_{r1}=1.5N$ и $F_{r2}=11.1N$. Лежаји су приказани на слици 18. Прорачун пролази критеријуме али је негативан због предимензионисања, где је минимална сила оптерећења $78N$.



Слика 18. Положај лежајева на вратилу

3.3.1.1 Прорачун лежаја 1, улазног вратила

Прорачун лежаја 1 улазног вратила врши се на основу радијалне силе, $F_{r1}=24,5 N$ У табели 31 су приказана оптерећења која делују на лежај.

Табела 31. Оптерећења

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Радијална сила	F_r	N	24,5
Аксијална сила	F_a	N	0
Брзина	n	min^{-1}	1100
Потребан сигурносни фактор	s_0		2

Табела 32. садржи основне карактеристике лежаја са његовим димензијама.

Табела 32. Карактеристике лежаја

Лежај		BS 290 SKF- са Z штитом (SKF 6304-Z)	
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Унутрашњи пречник	d	mm	20,000
Спољашњи пречник	D	mm	52,000
Ширина	B	mm	15,000
Угао номиналног контакта	α	$^\circ$	0
Основно динамичко оптерећење	C	N	16800
Основно статичко оптерећење	C_0	N	7800
Фактор динамичног рад.оптерећења	X		1,00 / 0,56
Фактор динамичног акс.оптерећења	Y		0,00 / 0,00
Гранична вредност од F_a/F_r	e		0,40
Фактор статичког рад.оптерећења	X_0		0,60
Фактор статичког акс.оптерећења	Y_0		0,60
Гранична брзина мазива (маст)	n_{Lim1}	min^{-1}	13000
Гранична брзина мазива (уље)	n_{Lim2}	min^{-1}	16000

Према датим оптерећењима и карактеристикама лежаја, врши се израчунавање животног века лежаја, приказан на табели 33.

Табела 33 приказује животни век лежаја (потребни и израчунати) као и др. утицајне факторе.

Табела 33. Животни век лежаја

Метод прорачуна	ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)		
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Потребан радни век лежаја	L_{req}	h	10000
Потребна поузданост	R_{req}		90
Фактор измене радног века	a_2		1,00
Фактор измене радног века за радне услове	a_3		1,00
Радна температура	T	$^{\circ}\text{C}$	100
Фактор додатних сила	f_d		1,00

У следећој табели су приказани Коефицијент трења и врста подмазивања.

Табела 34. Подмазивање

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Коефицијент трења	μ		0,0015
Подмазивање	Маст		

Према претходним параметрима прорачуна, табела 35. показује финалне резултате.

Табела 35. Резултати

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Животни век лежаја	L_{10}	h	145714455
Подешени радни век	L_{na}	h	145714455
Статички сигурносни фактор	S_{0c}		318,37
Губитак снаге услед трења	P_z	W	0,04233
Потребан минимално оптерећење	F_{min}	N	78
Статичко екв. оптерећење	P_0	N	25
Динамичко екв. оптерећење	P	N	24
Фактор прелазног обртаја	k_n		11,818
Животни век подешен према поузданости	a_1		1,00
Фактор температуре	f_t		1,00
Еквивалентна брзина	n_e	min^{-1}	1100
Минимална брзина	n_{min}	min^{-1}	1100
Максимална брзина	n_{max}	min^{-1}	1100
Провера снаге	Негативно		

Прорачун за лежај 1 на улазном вратилу за силу $F_{r_{ul1}}=24$ N је негативан због предимензионисања али задовољава радне услове, животни век и усваја се.

3.3.1.2 Прорачун лежаја 2, улазног вратила

Извршен је прорачун другог лежаја на улазном вратилу на основу радијалне силе, $F_{r12}=360,808 \text{ N}$ приказаном на слици 19.



Слика 19. Положај лежајева на вратилу

Оптерећења која делују на лежај су приказана у табели 36.

Табела 36. Оптерећења

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Радијална сила	F_r	N	361
Аксијална сила	F_a	N	0
Брзина	n	min^{-1}	1100
Потребан сигурносни фактор	s_0		2

Табела 37. садржи основне карактеристике лежаја са његовим димензијама.

Табела 37. Карактеристике лежаја

Лежај		BS 290 SKF- са Z штитом (SKF 6304-Z)	
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Унутрашњи пречник	d	mm	20,000
Спољашњи пречник	D	mm	52,000
Ширина	B	mm	15,000
Угао номиналног контакта	α	$^\circ$	0
Основно динамичко оптерећење	C	N	16800
Основно статичко оптерећење	C_0	N	7800
Фактор динамичног рад.оптерећења	X		1,00 / 0,56
Фактор динамичног акс.оптерећења	Y		0,00 / 0,00
Гранична вредност од F_a/F_r	e		0,40
Фактор статичког рад.оптерећења	X_0		0,60
Фактор статичког акс.оптерећења	Y_0		0,60
Гранична брзина мазива (маст)	n_{Lim1}	min^{-1}	13000
Гранична брзина мазива (уље)	n_{Lim2}	min^{-1}	16000

Према оптерећењу и карактеристикама лежаја врши се прорачун животног века лежаја приказаним на следећој табели.

Табела 38 приказује животни век лежаја (потребни и израчунати).

Табела 38. Животни век лежаја

Метод прорачуна	ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)		
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Потребан радни век лежаја	L_{req}	h	10000
Потребна поузданост	R_{req}		90
Фактор измене радног века	a_2		1,00
Фактор измене радног века за радне услове	a_3		1,00
Радна температура	T	°C	100
Фактор додатних сила	f_d		1,00

Табела 39 приказује врсту подмазивања и Коефицијент трења.

Табела 39. Подмазивање

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Коефицијент трења	μ		0,0015
Подмазивање	Маст		

Према претходним параметрима прорачуна, табела 40. показује финалне резултате.

Табела 40. Резултати

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Животни век лежаја	L_{10}	h	1529521
Подешени радни век	L_{na}	h	21,61815
Статички сигурносни фактор	S_{0c}		0,62343
Губитак снаге услед трења	P_z	W	78
Потребан минимално оптерећење	F_{min}	N	361
Статичко екв. оптерећење	P_0	N	361
Динамичко екв. оптерећење	P	N	11,818
Фактор прелазног обртаја	k_n		1,00
Животни век подешен према поузданости	a_1		1,00
Фактор температуре	f_t		1100
Еквивалентна брзина	n_e	min ⁻¹	1100
Минимална брзина	n_{min}	min ⁻¹	1100
Провера снаге	Позитивно		

Према унетим параметрима и постављеним условима, прорачун за лежај 2 на улазном вратилу за силу, $F_{rly2}=360,808$ N је позитиван и усваја се.

3.3.2. Лежајеви на излазном вратилу

Према изабраним улазним параметрима, извршен је прорачун оба пара лежајева на излазном вратилу. Прорачун садржи информације за оптерећење, карактеристике лежаја, оптерећења на вратилу, лежајеве и финални резултат. Положај лежаја је приказан на слици 20.



Слика 20. Позиције лежајева на вратилу

Улазни подаци за радијалне силе: $F_{r1z1}=777,8 \text{ N}$ и $F_{r1y2}=3920 \text{ N}$.

3.3.2.1 Прорачун лежаја 1, излазног вратила

Извршен је прорачун лежаја 1 излазног вратила према радијалној сили, $F_{r1z1}=777,8 \text{ N}$

У табели 41 су приказана оптерећења која делују на лежај.

Табела 41. Оптерећења

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Радијална сила	F_r	N	778
Аксијална сила	F_a	N	0
Брзина	n	min^{-1}	1100
Потребан сигурносни фактор	S_0		2

Табела 42. садржи основне карактеристике лежаја са његовим димензијама.

Табела 42. Карактеристике лежаја

Лежај		BS 290 SKF- са Z штитом (SKF 6304-Z)	
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Унутрашњи пречник	d	mm	35,000
Спољашњи пречник	D	mm	62,000
Ширина	B	mm	14,000
Угао номиналног контакта	α	$^{\circ}$	0
Основно динамичко оптерећење	C	N	15900
Основно статичко оптерећење	C_0	N	10200
Фактор динамичног рад.оптерећења	X		0,60 / 0,60
Фактор динамичног акс.оптерећења	Y		0,50 / 0,50
Гранична вредност од F_a/F_r	e		0,40
Фактор статичког рад.оптерећења	X_0		0,60
Фактор статичког акс.оптерећења	Y_0		0,50
Гранична брзина мазива (маст)	n_{Lim1}	min^{-1}	0
Гранична брзина мазива (уље)	n_{Lim2}	min^{-1}	0

Према оптерећењу и карактеристикама лежаја врши се прорачун животног века лежаја приказаним на следећој табели.

Табела 43 приказује животни век лежаја (потребни и израчунати) као и др. утицајне факторе.

Табела 43. Животни век лежаја

Метод прорачуна	ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)		
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Потребан радни век лежаја	L_{req}	h	10000
Потребна поузданост	R_{req}		90
Фактор измене радног века	a_2		1,00
Фактор измене радног века за радне услове	a_3		1,00
Радна температура	T	°C	100
Фактор додатних сила	f_d		1,00

Табела 44 приказује врсту подмазивања и Коефицијент трења.

Табела 44. Подмазивање

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Коефицијент трења	μ		0,0015
Подмазивање	Маст		

Према претходним параметрима прорачуна, табела 45. показује финалне резултате.

Табела 45. Резултати

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Животни век лежаја	L_{10}	h	599225
Подешени радни век	L_{na}	h	13,11391
Статички сигурносни фактор	S_{0c}		1,41114
Губитак снаге услед трења	P_z	W	102
Потребан минимално оптерећење	F_{min}	N	778
Статичко екв. оптерећење	P_0	N	467
Динамичко екв. оптерећење	P	N	0,000
Фактор прелазног обртаја	k_n		1,00
Животни век подешен према поузданости	a_1		1,00
Фактор температуре	f_t		1100
Еквивалентна брзина	n_e	min ⁻¹	1100
Минимална брзина	n_{min}	min ⁻¹	1100
Максимална брзина	n_{max}	min ⁻¹	599225
Провера снаге	Позитивно		

Према унетим параметрима и постављеним условима, прорачун за лежај 1 на излазном вратилу за силу $F_{r1z1}=777,8$ N је позитиван и усваја се.

3.3.2.2 Прорачун лежаја 2, излазног вратила

Извршен је прорачун другог лежаја на излазном вратилу према радијалној сили $F_{r12}=3920$ N приказаном на слици 21.



Слика 21. Положај лежајева на вратилу

У табели 46 су приказана оптерећења која делују на лежај.

Табела 46. Оптерећења

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Радијална сила	F_r	N	3902
Аксијална сила	F_a	N	0
Брзина	n	min^{-1}	1100
Потребан сигурносни фактор	s_0		2

Табела 47 приказује врсту подмазивања и Коефицијент трења.

Табела 47. Подмазивање

Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Коефицијент трења	μ		0,0015
Подмазивање	Маст		

Основне карактеристике лежаја са његовим димензијама су приказани у табели 48.

Табела 48. Карактеристике лежаја

Лежај		BS 290 SKF- са Z штитом (SKF 6304-Z)	
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Унутрашњи пречник	d	mm	35,000
Спољашњи пречник	D	mm	62,000
Ширина	B	mm	14,000
Угао номиналног контакта	α	$^\circ$	0
Основно динамичко оптерећење	C	N	15900
Основно статичко оптерећење	C_0	N	10200
Фактор динамичног рад.оптерећења	X		0,60 / 0,60
Фактор динамичног акс.оптерећења	Y		0,50 / 0,50
Гранична вредност од F_a/F_r	e		0,40
Фактор статичког рад.оптерећења	X_0		0,60
Фактор статичког акс.оптерећења	Y_0		0,50
Гранична брзина мазива (маст)	n_{Lim1}	min^{-1}	0
Гранична брзина мазива (уље)	n_{Lim2}	min^{-1}	0

Табела 49 приказује животни век лежаја (потребни и израчунати) као и др. утицајне факторе.

Табела 49. Животни век лежаја

Метод прорачуна	ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)		
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Потребан радни век лежаја	L_{req}	h	10000
Потребна поузданост	R_{req}		90
Фактор измене радног века	a_2		1,00
Фактор измене радног века за радне услове	a_3		1,00
Радна температура	T	°C	100
Фактор додатних сила	f_d		1,00

Према претходним параметрима прорачуна, табела 45. показује финалне резултате.

Табела 50. Резултати

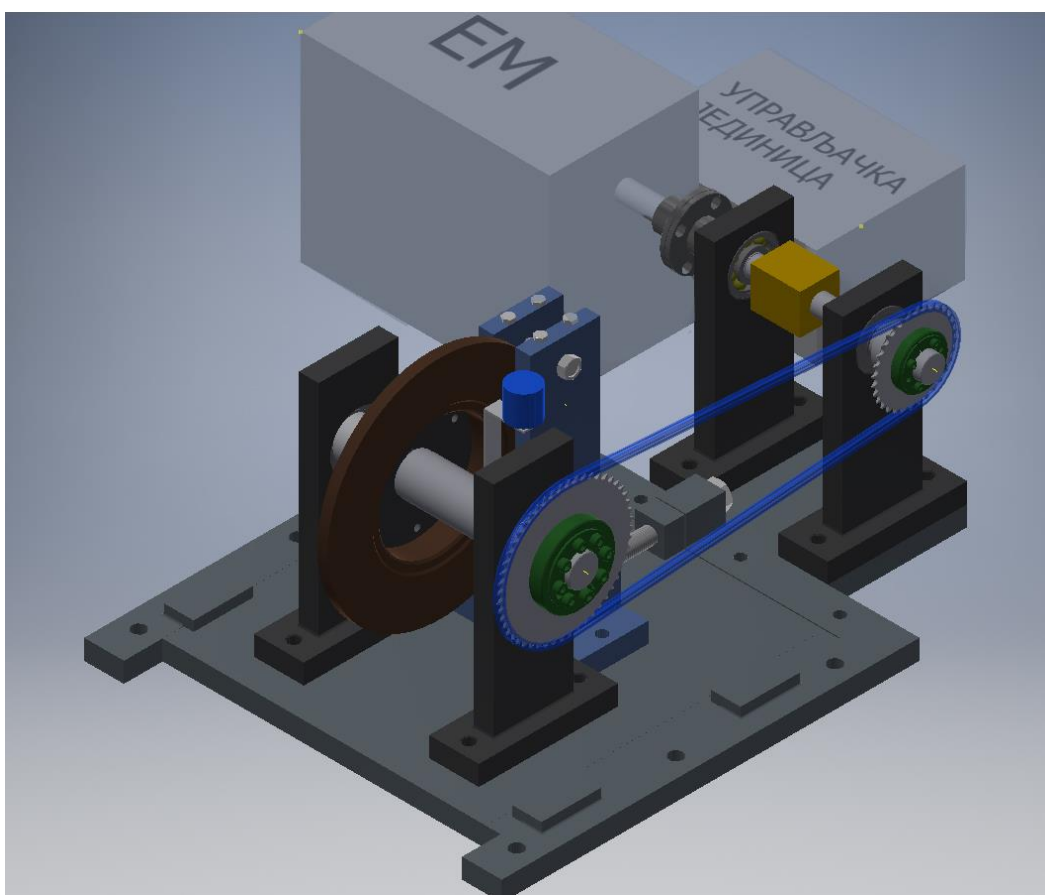
Величина	Ознака	Јединица	Вредност
Животни век лежаја	L_{10}	h	4746
Подешени радни век	L_{na}	h	4746
Статички сигурносни фактор	S_{0c}		2,61404
Губитак снаге услед трења	P_z	W	7,07928
Потребан минимално оптерећење	F_{min}	N	102
Статичко екв. оптерећење	P_0	N	3902
Динамичко екв. оптерећење	P	N	2341
Фактор прелазног обртаја	k_n		0,000
Животни век подешен према поузданости	a_1		1,00
Фактор температуре	f_t		1,00
Еквивалентна брзина	n_e	min ⁻¹	1100
Минимална брзина	n_{min}	min ⁻¹	1100
Максимална брзина	n_{max}	min ⁻¹	1100
Провера снаге	Позитивно		

Према унетим параметрима и постављеним условима, прорачун за лежај 1 на излазном вратилу за силу, $Fr_{iy2}=3920$ N је позитиван и усваја се.

4.0 Конструкција уређаја

Уређај за испитивање ланчаних преносника је конструисан с намером да буде што једноставније конструкције, изискујући лаке поступке обраде материјала при изради, користећи јефтине али функционалне делове који могу бити лако доступни и замењени по потреби. При конструисању се водило рачуна да уређај може испитивати више врста и величина ланчаних преносника.

Током процеса израде уређаја, омогућена је флексибилност која омогућава даљу измену и унапређење по потреби (нпр. аутоматизација), лако чишћење и одржавање као и преносивост и инсталација целог уређаја (лако склапање и састављање). На слици 22 је приказан целокупни уређај који се састоји из четири подсклопа са додатним елементима.



Слика 22. Уређај за испитивање ланчаних преносника

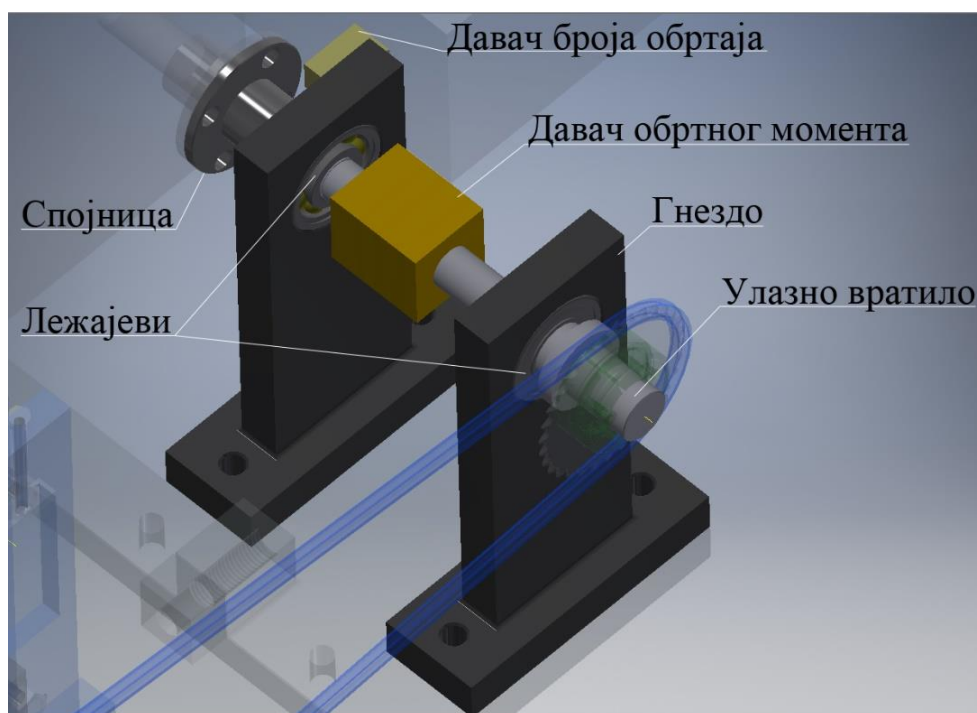
Поред основних, додатни, усвојени елементи су електромотор и управљачка јединица помоћу које се прате улазни параметри (број обртаја, снага ЕМ) повезивањем на одређене даваче.

Подела подсклопова и елемената:

- **подсклоп 1** (гнезда са лежајевима, улазно вратило са давачима обртног момента и броја обртаја),
- **подсклоп 2** (гнезда са лежајевима, излазно вратило са кочионим диском и капалицом),
- **подсклоп 3** (кочница са кочионим плочицама) и
- **подсклоп 4** (плоча са навојним вretenом за затезање ланца).

4.1. Подсклоп 1

На слици 23 је приказан подсклоп 1, који се састоји од два гнезда са лежајевима, улазним вратилом на који је монтиран давач обртног момента давач броја обртаја са рефлективном налепницом. Улазно вратило је спојено са вратилом електромотора спојницом.



Слика 23. Подсклоп 1

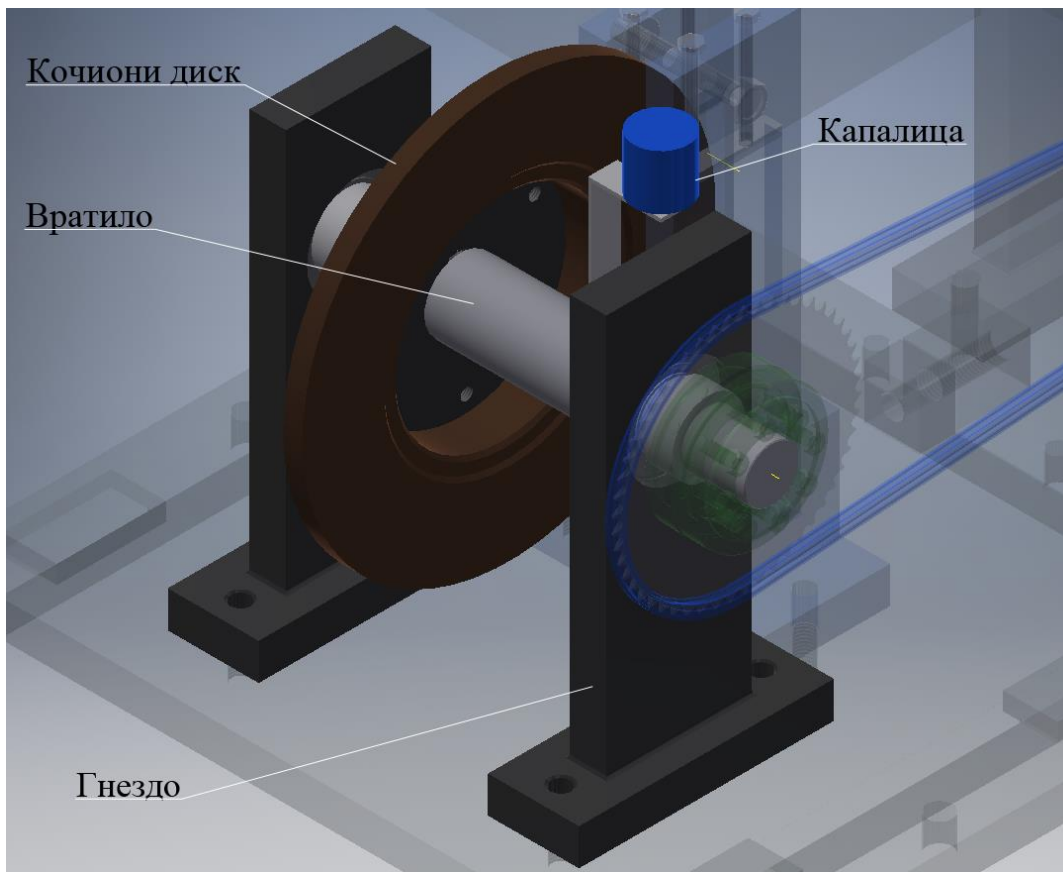
У гнезда су уграђена два куглична једноредна лежаја са радијалним додиром (6304). За материјал вратила је усвојен челик $\check{C}1730$ а за плочу и гнезда је усвојен челик $\check{C}0545$.

Улазно вратило је повезано спојницом на електромотор снаге 1 kW, инсталиран је давач обртног момента преко ког се врши контрола силе кочења на подсклопу 2 и давач

броја обртаја. Повезани су на управљачку јединицу преко које се врши целокупна контрола снаге електромотора, улазног броја обртаја и др.

4.2. Подсклоп 2

Други подсклоп, приказан на слици 24, чине преостала два гнезда и вратило на коме је монтиран кочиони диск. На гнездо је постављена капалица којом је омогућено подмазивање ланца. Кочиони диск је упарен са кочицом и тако симулирају радну машину која би задавала систему одређене губитке снаге.



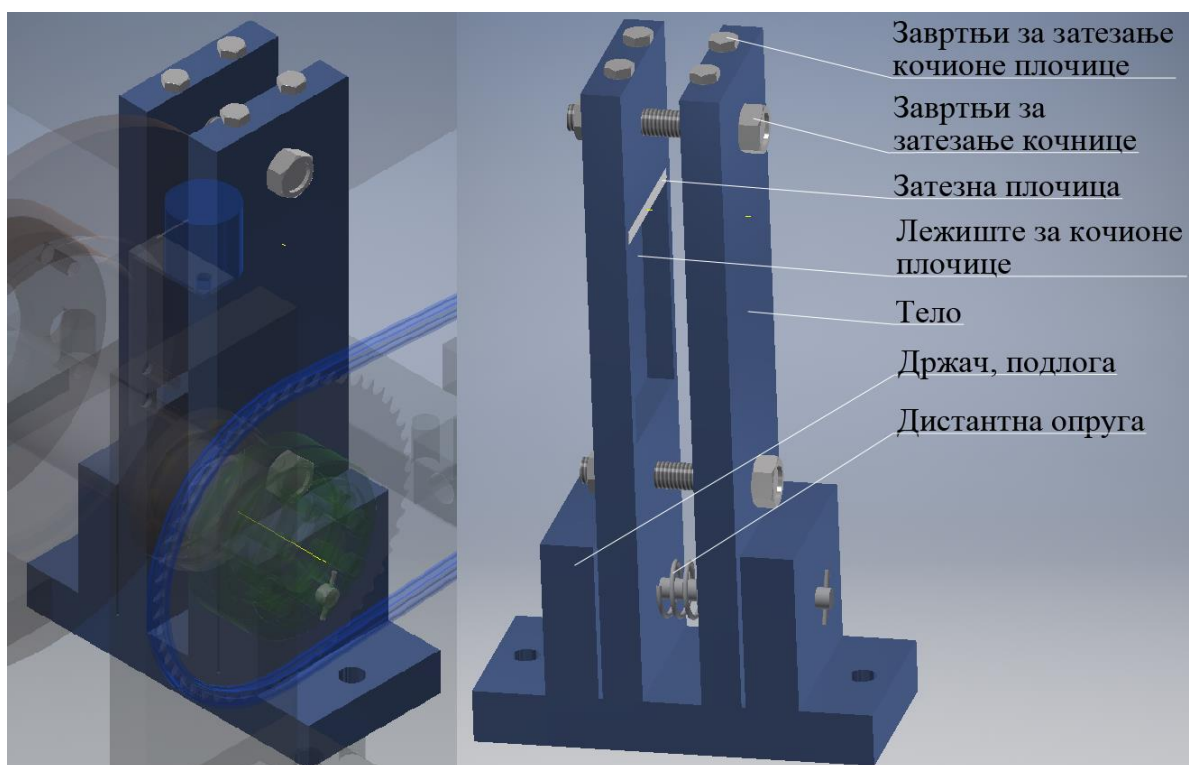
Слика 24. Подсклоп 2

Као решење за подмазивање, усвојена је капалица која омогућава константно подмазивање ланца током рада и тим уклања потребу сталне контроле од испитивача. Мазиво из капалице се може довести танким цревом, давајући могућност премештања, подизања или спуштања капалице у зависности од потреба испитивања (ланчаник већих димензија). Поред осталих система за подмазивање, капалица је једноставне конструкције, и знатно више флексибилнија од других система.

Оба гнезда, као и на претходно приказаном подсклопу су причвршћена завртњевима за основну плочу која је уједно и затезач.

4.3. Подсклоп 3

Представља кочницу која се састоји из подлоге на коју су позиционирана два тела. Тела су центрирана и одмакнута опругом и вијком. Тело има израђено лежиште у којем се монтирају кочионе плочице („Ferodo“ FDB 105) и стежу завртњевима са стезном плочицом. Усвојена конструкција кочнице омогућава лако и јефтино набављање кочионих плочица и њихову монтажу-демонтажу, што је приказано на слици 25.



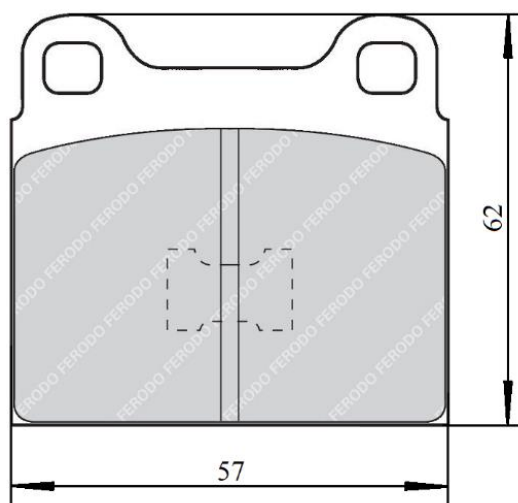
Слика 25. Подсклоп 3

Након што се кочионе плочице монтирају, врши се стезање помоћу стезних завртњева приказаних на претходној слици. Стезање кочнице се обавља након пуштања уређаја у рад помоћу два завртњева на подједнаком растојању од плочице, а стезна сила се одређује праћењем промене момента преко давача.

Тела кочнице су центрирана завртњима, а њихов повратни механизам је опруга која их враћа у нулти положај након ослобађања. Опруга такође има улогу да одржава тела кочнице на подједнаком, паралелном растојању у циљу равномерног налагања кочионих плочица на диск. Кочница је завртњима везана за плочу преко подлоге која је уједно и држач целе кочнице.

На слици 26 су приказане димензије кочионих плочица. Ове плочице карактеришу ниска цена, велика доступност, боља економичност. Начин, време и учесталост рада уређаја за испитивање је повољно према радном веку плочице и тако не изискује честу промену услед хабања.

Усвојене кочионе плочице су релативно компактне наспрам других, већих плочица што је такође допринело и мањим димензијама целог подскопа кочнице. Карактерише их и четвртаст облик који такође директно утиче на димензије. Тежина плочице је 700 грама а дебљина 15,3cm.



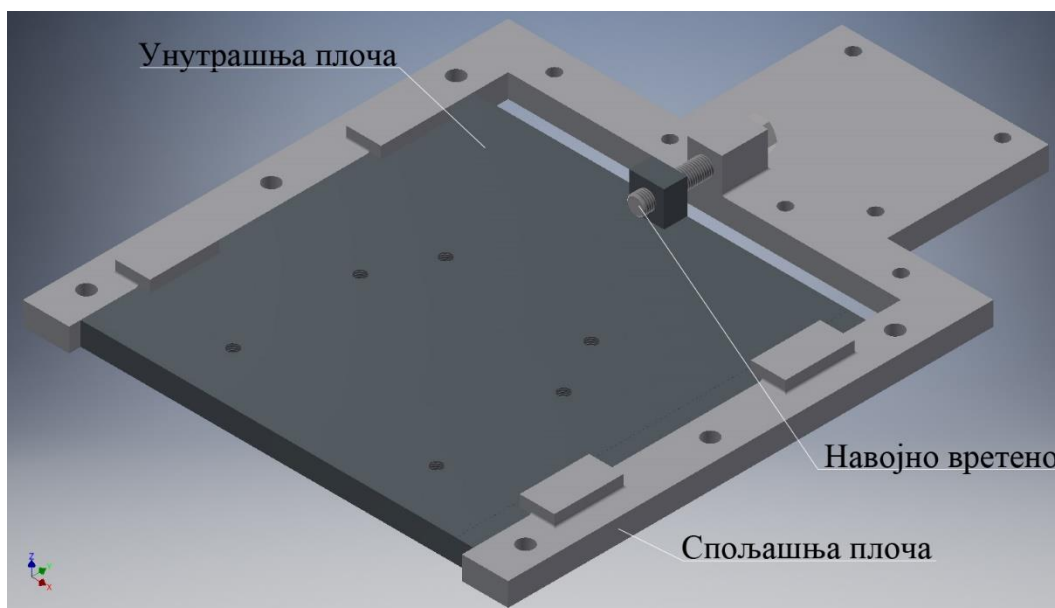
Слика 26. Димензије кочионе плочице, [13]

Кочионе плочице могу бити од разних врста материјала, [14]:

- **Органске.** Израђене од материјала сличног целулози, која је основа за производњу картона и папира. Целулоза се меша са вештачком смолом на бази фенола која је отпорна на топлоту.
- **Полуметалне.** Садрже додат метал у праху да би се стабилизовао коефицијент трења при високим температурама. Најчешће се додаје бакар, гвожђе или бронза. Могу се додавати и бакарне или бронзане жице у циљу повећања механичке издржљивости. Користе се за свакодневну употребу. Више метала даје већу температурну издржљивост али и повећано трошење диска.
- **Металне.** Направљене од синтерованог метала са јако мало везива. Синтерован метал је метал у праху који је сабијен на високим температурама и обликован притиском у један хомоген комад.
- **Карбонске.** Направљене од карбона који представља полимер ојачан угљеничним влакнима. Поседује велику чврстоћу и малу тежину.
- **Керамичке.** Од керамике. Дају тих рад, дуготрајност, ослобађају мало прашине али има већу цену коштања.

4.4 Подсклоп 4

Као основа и подлога која повезује остале подсклопове, подсклоп 4 (слика 27) се састоји из два елемента. Први елемент је спољашњи део са вођицама, у који се убацује други, спољашњи део плоче. Конструкција је направљена тако да се унутрашња и спољашња плоча везују навојним вретеном и тим представљају систем за затезање ланца који би се испитивао.



Слика 27. Подсклоп 4

Одвијањем навојног вретена се постиже померање плоча и услед тога да су подсклоп 1 и подсклоп 2 инсталирани одвојено на обе плоче, постиже се повећавање осног растојања вратила и тиме затезање ланца.

Плоча садржи 10 отвора, равномерно постављених за стандардне завртњеве са метричким навојем M14 одређене дужине. Плоча је предвиђена да се завртњевима затегне за радни сто или постоље. Цела конструкција плоче је таква да омогућава једноставан пренос целог уређаја и инсталацију на другим подлогама. Такође је могуће да се према плочи изради радни сто специјално направљен за њу у случају да је машина стационарна.

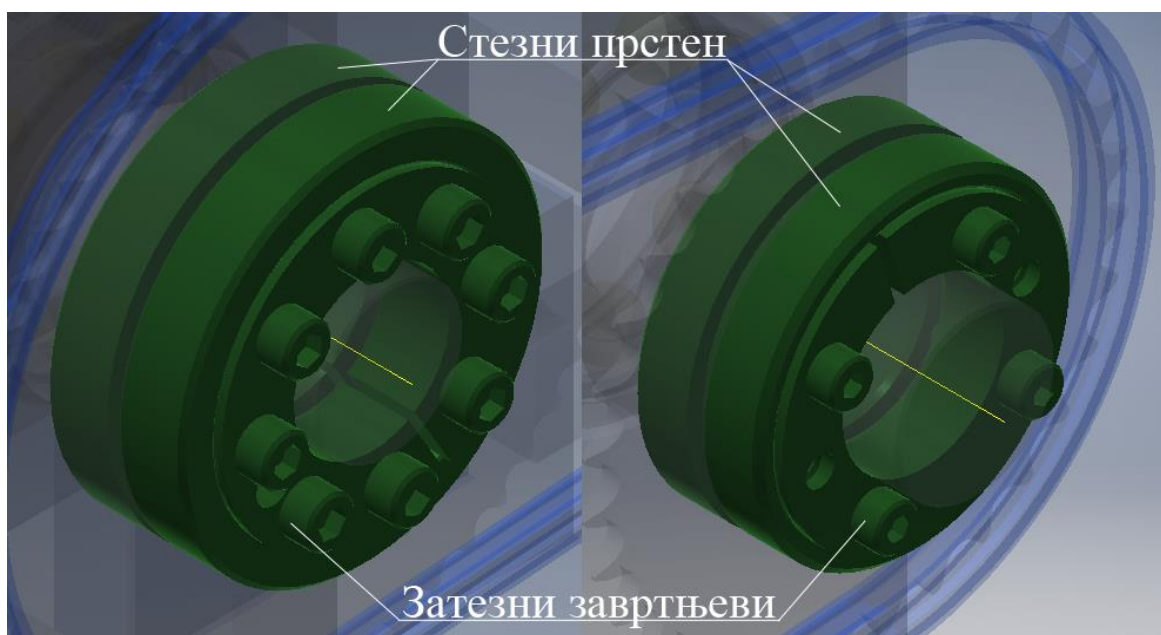
Један од већих проблема код свих машина и конструкција су бука и вибрације. Вибрације које се јављају код датог уређаја се називају слободне вибрације зато што им се извор налази унутар система уређаја, [22].

Акценат је стављен на завртњеве који су подложни одвртању у присуству великих вибрација. Овај проблем се може спречити или ублажити уз помоћ система против одвртања као што су дупле навртке, завртњеве са зарезом за закључавање. Екстремна варијација је заваривање плоче за сто, али и уједно и најбоља опција у виду спречавања вибрација.

4.5. Монтажна главчина без клина

Да би се уређај могао користити за тестирање ланаца различитих величина, усвојено решење су главчине без клина. Главчина, приказана на слици 28, представља уређај са спољашњим закључавањем која даје јединствен начин инсталације различитих компоненти без постојеће главчине.

Постигнуто је коришћењем аксијалног стезања за причвршћивање компоненте и у истовремено користећи радијални притисак за остваривање преклопног споја са вратилом. Ово решење је идеално за монтирање танких компоненти као што су ланчаници без главчине и компоненте које не могу бити изложене затезањем, [15].



Слика 28. Чауре без клина

На слици 24 су приказане чауре без клина усвојене према величинама вратила на уређају. Произвођач је „Fenner drives“ (тип „B-LOC“), [15].

Овај систем је погодан јер омогућава лако монтирање ланчаника различитих величина и не изискује употребу клина. Монтирање чауре се врши тако што се на вратило набаци први прстен, затим ланчаник и на крају други прстен. Стезање прстенова се постиже затезањем завртњева. Употреба ових чаура није погодна за велика оптерећења због смањења стезања прстенова што резултује неправилан рад услед померања осе ланчаника током рада уређаја.

У случају да чаура није потребна на вратила се могу урезати жљебови за клин и с њима користити други ланчаници који садрже главчину.

4.6. Давачи

У зависности од принципа рада, од начина и карактера обезбеђења основних функција мерног система, мерни инструменти и инсталације могу да се изводе на различите начине.

Највећи значај у примени код испитивања машинских конструкција имају електрични уређаји који се заснивају на мерењу физичких величина, електричним путем. У овом случају, мерења се врше на принципу претварања мерне величине у електричну у давачима, [1].

Уз даваче, најчешће се користи управљачка јединица, односно мерно појачавачки мост. Могу се користити такође и други, допунски уређаји као што су појачала, електрични филтери, рачунарске јединице и др, [1].

Давачи су уређаји који се налазе у директној вези са објектом испитивања и чине почетни део мерног система. Могу се поделити на различите начине и то према, [1]:

- принципу рада,
- методама претварања механичке величине у електричну,
- физичким појавама,
- експлоатационим карактеристикама и
- конструкцији.

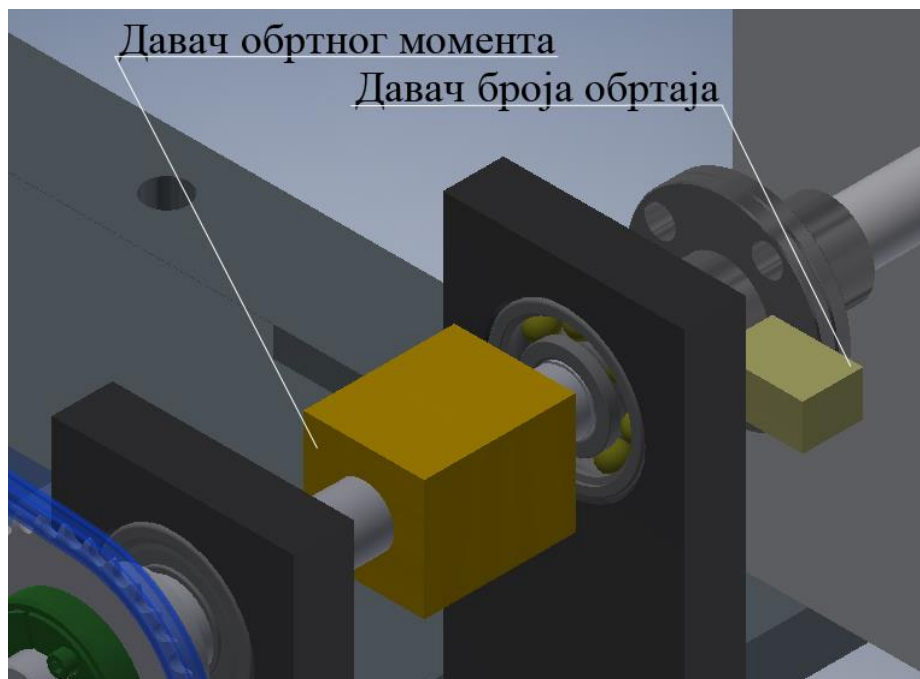
Давачи могу бити активни и пасивни. Активни производе електромоторну силу под утицајем мерне величине и представљају генератор електричне енергије. Пасивни давачи користе спољњи извор за напајање. Промена улазне величине мења електрични сигнал на излазу давача и према тој промени мерно појачавачки мост врши мерење, [1].

Усвојен давач броја обртаја представља ласерски давач код кога се мерење врши према промени повратне рефлексије. На спојници је залепљена рефлективна налепница која представља место јаче рефлексије од површине спојнице и наилажењем на ласерски инфра црвени сноп, врши промену у рефлексији и тако шаље информацију у управљачку јединицу.

Поред броја обртаја, усвојен је давач обртног момента који представља активни безконтактни давач. Према промени обртног момента се контролише стезање кочнице (подсклоп 3).

Оба усвојена давача се налазе на улазном, мерном вратилу, приказано на следећој слици.

Димензије давача су мале и тиме побољшавају компактност целог уређаја и приказани су на слици 29.



Слика 29. Давачи

Типови давача могу бити, [1]:

- Електромагнетни,
- Пиезоелектрични,
- Фотоелектрични,
- Термоелектрични,
- Индуктивни,
- Капацитивни и
- Отпорни.

Давачи ових димензија су погодни за инсталацију разних уређаја у зависности од типа мерења које ће вршити. Изузетно су корисни механизми за прикупљање информација система који се испитује и употребљавају се у широким применама.

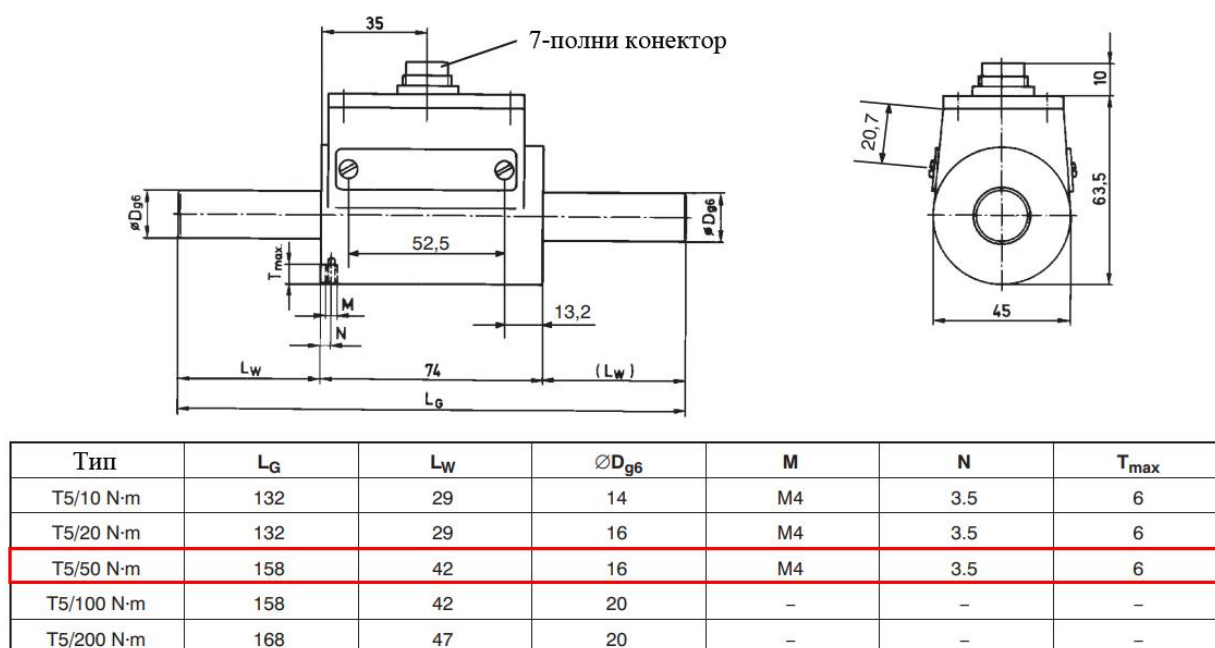
Њихова технологија која се и даље развија омогућава прикупљање информација при екстремним брзинама са употребом ласера и дигиталних пријемника сигнала. Поред недостатака у виду интерференци спољашњих фактора, такође изискују контролни мост и електрично напајање.

Према торзионим оптерећењима добијених у прорачуну (17,820 Nm), и пречника ($\varnothing 20\text{mm}$) улазног вратила, на којем је предвиђена инсталација, усваја се давач обртног момента марке „HBM“ ознаке „T5“ (50Nm) приказан на слици 30.



Слика 30. Давач обртног момента „HBM-T5, 50Nm“, [16]

Димензије изабраног давача (50Nm) су приказане на слици 31, [16].



Слика 31. Димензије изабраног давача, [16]

Давач се прво инсталира на вратило са кога се врши мерење, и затим се прикочи преко седмополног конектора на контролни мост преко ког се врши читавање резултата у току рада.

За давач броја обртаја је усвојен давач марке „Dewetron“ типа „SE-TACHO-PROBE-03“ који представља ласерски давач броја обртаја са распоном $0-300\,000\text{ min}^{-1}$ са рефлективном траком. Давач је приказан на слици 32, [17].

Спецификације	SE-TACHO-PROBE-03
Распон о/мин	0 - 300 000 о/МИН
Распон рада	1.5 - 50 cm / Захтева рефлективну траку
Тачка ласера	<5 mm at 50 cm
Захтевана ампеража	3 to 20 mA
Захтевана волтажа	$\geq 20\text{ V}$
Излазни сигнал	-0,8 Vp +0.2 V наизменична струја Време подизања и спуштања <500 ns
Ласер	Класа 3R. видљив 660-690nm, EN/IEC 60825-1:2007
Температурни распон	У току рада: -10 to +50°C У остави: -20 to +80°C
Тежина	50 g
Димензије	Пречник 22.5 mm, дужина 91 mm
Инсталација	Завртањ M22

Слика 32. Ласерски давач броја обртаја „SE-TACHO-PROBE-03“, [17]

Давачи се повезују на појачавачки мост марке „HBM“ типа „GEN2tB“ приказаном на слици 33.



Слика 33. Појачавачки мост „GEN2tB“, [18]

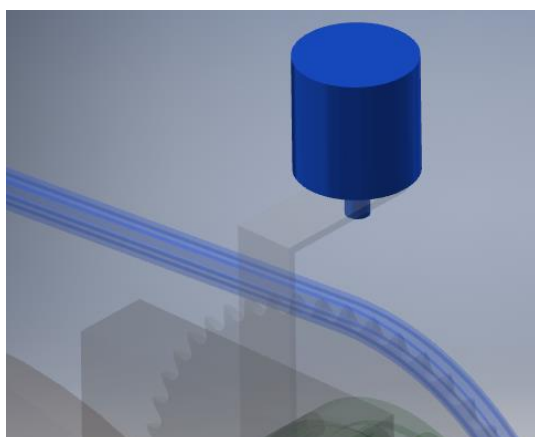
Појачавачки мост „GEN2tB“ марке „HBM“ је ниже цене за мостове са малим бројем канала који садрже најновије особине. Малих је димензија и тиме је лако преносив. Има могућност снимања волтажа и вибрација, [18].

4.7. Капалица за подмазивање

Код ланчаних преносника, један од важнијих фактора који утичу на правилност рада, радни век, буку и вибрације и друго, је правилно подмазивање. Иако уређај тестира ланце на хабање, неопходно је увести неки облик подмазивања да би се радни услови што боље симулирали. Хабање је неизбежан процес и јавља се и поред најбољих режима подмазивања. Имајући то у виду, тестирање ланаца такође мора имати опцију подмазивања јер је тестирање без мазива нереално и непотребно.

Постоје више врста подмазивања као што су ручна или монтирана мазалица, систем капалице, картерско подмазивање и центрифугално подмазивање. Имајући у виду величине ланаца, врсту испитивања и комплексност саме конструкције уређаја, усвојена је монтирана капалица.

На слици 34 је приказана капалица, монтирана на гнездо излазног вратила (подсклоп 2). Подмазивање се остварује тако што се мазиво из капалице доводи продужним цревом до ланца. Усвајање оваквог решења даје флексибилност монтирања капалице на различите положаје и висине потребне према величини ланчаног преносника који се тестира и не изискује присуство испитивача.



Слика 34. Капалица, [14]

Капалице могу бити:

- гравитационе, код којих се уље изводи из резервоара силом гравитације и
- са гасом, код којих истискање уља врши притисак гаса унутар дела капалице.

5. Анализа рада уређаја

5.1. Основне карактеристике пробног стола

Имајући у виду да је испитивање симулационог типа, конструисан је пробни сто, односно уређај за тестирање ланчаних преносника. При пројектовању пробног стола, веома је важно испунити одређене захтеве у циљу добијања веродостојних резултата. Ти захтеви се дефинишу као, [3]:

- компактност и крутост конструкције,
- могућност избора оптерећења у широком распону,
- лака промена оптерећења,
- могућност контроле параметара оптерећења,
- могућност успостављања радних режима са великом тачношћу и поузданошћу и
- могућност повезивања пробног стола са периферијама (писач, рачунар...).

Пробни сто представља део мерног система који обезбеђује реализацију планираног испитивања. Шематски приказ функционисања система, односно методологије испитивања је дат на 35, [3].



Слика 35. Шематски приказ методологије испитивања преносника, [3]

Као могући уређаји потребни за вршење анализе су, [3]:

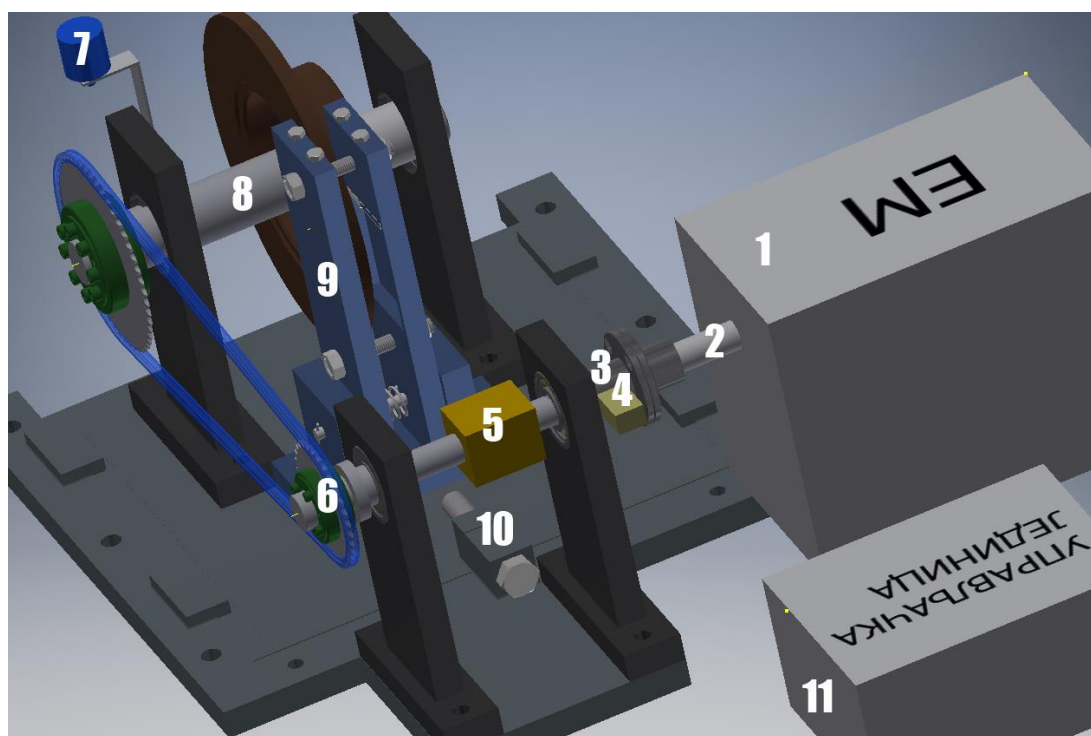
- уређај за анализу и мерење храпавости површина (TALYSURF 6),
- оптички микроскоп и
- помично кљунасто мерило за мерење издужења ланца.

По успостављању одређеног режима оптерећења преносник је пуштен у рад. После одређеног броја сати рада, врши се демонтажа преносника, и мерење параметара храпавости, хабања, снимање изгледа површине, мерење геометријских величина и др.

Основни елементи пробног стола су:

1. погонска машина – електромотор,
2. преносник снаге – вратило,
3. мерно улазно вратило,
4. давач броја обртаја,
5. давач обртног момента,
6. испитивани ланчани преносник,
7. капалица за мазиво,
8. излазно вратило са кочионим диском,
9. кочница,
10. затезни механизам и
11. управљачка јединица.

На слици 36 је приказан пробни сто са основним елементима.



Слика 36. Мерни ланац

Снага се преноси са електромотора снаге 1 kW преко вратила (2) на улазно вратило (3). Улазно или мерно вратило (3) је конструисано тако да у режиму максималног момента трпи еластичне деформације. На вратило су постављени ласерски давач броја обртаја са налепницом и без контактни давач обртног момента (5). Према давачу обртног момента ће се прилагођавати сила кочења. Улазно и излазно вратило (7) су повезани испитиваним ланчаним преносником (6) чије затезање се врши помоћу затезног механизма, односно навојног вретена (6) на носећој плочи.

Механичка кочница (9) се састоји из тела у која се убацују кочионе плочице и затим се паралелним стезањем наноси сила кочења која се прилагођава према обртном моменту који даје давач (5). Затезање и отпуштање кочнице врши се ручно помоћу опруге и завртња.

Пријемник броја обртаја и пријемник обртног момента су повезани на контролни мост, затим се врши снимање мерне вредности у виду сигнала једносмерног напона који је пропорционалан мерној вредности и коначно се читају величине са дисплеја контролног моста.

Давач броја обртаја је инфра-црвени ласер који се одсијава јаче кад наиђе на налепницу и региструје се као бинарна (1,0) промена сигнала. Једна промена представља један регистровани обртај. Промењени импулс се читава преко контролног моста и затим се читава и вредност.

6. Хабање ланчаних преносника

6.1. Мерење издужења ланца

Мерење ланца је неопходан део његовог одржавања током периода експлоатације поред подмазивања и других контрола. Мерење издужења ланца се врши да би се одредило да ли је ланац издужен до те мере да је потребна замена. Да би мерења била тачна, она се врше док је ланац под напоном, односно у спреси.

Мерење се изводи тако што се одмерава раздаљина између осовиница што прецизније и њихов број у номиналној вредности укупне дужине ланца. Што више корака има у номиналној мери то је издужење мање. Ако измерени број корака прелази дозвољени, унутар номиналне вредности, ланац је потребно заменити, [11].

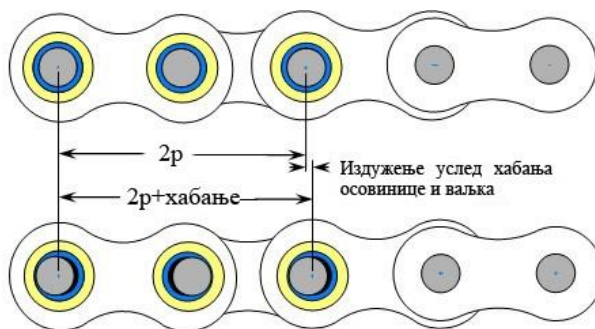
Највеће дозвољено издужење услед хабања, је 3% за скоро све индустријске ланце. Дозвољено издужење за ланце са већим ланчаницима са 60 зуба и више се може израчунати користећи везу $200/N$, где је N број зуба већег ланчаника. Код ланчаника са паралелним радом или где се захтева миран рад, максимално дозвољено издужење је 1,5%, [11].

Издужење ланца се може израчунати следећом формулом:

$$\% = \left(\frac{M - (S \cdot p)}{S \cdot p} \right) \cdot 100 \quad (1)$$

где су:

M - дужина измереног броја чланака, S - број чланака и p - је корак.



Слика 37. Издужење ланца услед хабања осовинице и ваљка, [11]

Ланац је група ламела међусобно повезаних осовиницама око којих су слободно навучени ваљци. Током експлоатације, трење се јавља притиском осовинице на ваљак, и на тим површинама настаје хабање као последица тог трења.

Иако се ланци подмазују, мазива која се користе не могу у потпуности уклонити трење, и резултат тога је хабање осовинице и ваљка ланца. Одношењем материјала се

смањују пречници ваљка и осовинице и то временом повећава укупну дужину ланца, чинећи ланац лабавим.

6.2. Хабање зуба ланчаника

Код ланчаног преноса, наспрам хабања ланца, јавља се хабање ланчаника односно хабање контактне површине зуба ланчаника и карика ланца. Ланчаник је конструисан тако да има дужи животни век од ланца. Иако се ланац похаба, затегне или замени другим, трећим, ланчаник се мора похабати у једном тренутку.

Код ланчаника се хабање јавља на његовим зубима, односно са једне стране зуба која има контакт са чауром. Предност у овој области имају симетрични ланчаници чија симетрија им омогућава да уместо замене се заротирају 180° и да се стави друга страна зуба у спрегу. Код несиметричних ланчаника, кад хабање зуба пређе дозвољену вредност, врши се замена, ређе репаратура. Хабање је приказано на слици 38, [19]



Слика 38. Хабање зуба ланчаника, [19]

Уређај за испитивање, поменут претходно у раду, садржи монтажну главчину без клина у коју се уграђују симетрични ланчаници без главчине и тим даје додатну предност у виду хабања ланчаника где се један ланчаник може користити за више ланаца ако је то потребно и чак ако је хабање интензивно, има могућност и ротације за 180° и поновне употребе.

Зуби ланчаника ће се увек хабати на једној страни, односно на страни која је у контакту са ланцем и врши радни контакт. Животни век ланчаника је знатно дужи од века ланца. При експлоатацији долази до промене више броја ланаца у односу на један ланчаник уколико не дође до отказа и лома ланчаника.

Ако се ланчаник који је похабан преко дозвољене вредности не замени, он може проузроковати нагло, убрзано хабање ланца што скраћује његов радни век много више од предвиђеног. Количина хабања се контролише тако што се мери дубина полукружног зазора који је направио ваљак у спрези.

Зуби ланчаника немају једину улогу у вези животног века ланца. Ако се ланчаник не позиционира правилно у односу на вратило, долази до неравномерног рада ланчаника што прави додатна оптерећења на чланке ланца и његовог убрзаног хабања. При испитивању ланчаног преносника на уређају, услови испитивања такође изискују саосност вратила и ланчаника.

На слици 39 је приказано хабање зуба, и мере количине хабања. Ако дубина полукружног жљеба (X) дође до 10% од ширине зуба на номиналном пречнику (Y), ланчаник се мора заменити. Квалитетни ланчаници долазе у ово стање хабања тек после замене неколико ланаца. [20]



Слика 39. Индикатор хабања зуба ланчаник,[20]

При испитивању ланчаног преносника на уређају, услови испитивања такође изискују саосност вратила и ланчаника.

Радни век ланчаника је знатно већи од радног века ланца. Ланац и ланчаник као пар у ланчаној вези директно утичу један на други у свим условима рада. Ако је један од њих неправилно пројектован, он може утицати на хабање другог и обрнуто. Код ланца је, нпр. неправилно подмазивање које резултује у појачаном хабању зуба ланчаника. Ланчаник мора имати саосност са другим ланчаним паром да не би дошло до повећане буке и вибрација при раду, неправилно налегање ланца па и испадање и пуцање ланца.

Осе вратила ланчаника такође морају бити правилно позиционирана у виду паралелности и удаљености. Ланац ће се брже издужити ако је презатегнут, али ће такође имати неправилан рад ако је сувише лабав. Овај проблем је решен затезном плочом на уређају.

6.3. Мере за отклањање хабања

За остваривање максималног учинка ланца и ланчаника, са минималним скраћењем рада и непогодама када је обавезна замена, одржавање опреме треба да буде често и испланирано. Ако нема рутинског одржавања, када дође до отказа ланчаног преноса, а у складишту нема замене, наручивање траје неколико недеља и то доводи до одлагања рада, и одређеног губитка новца. Ово се лако спречава тако што се у складишту чувају резервни делови важних машина и одржавање се изводи на време, [21].

Праћење учинка рада ланчаног преноса омогућава компанијама да прате степен оштећења ланца и ланчаника, и да планирају замену много раније, спречавајући скупе отказе и скраћени радни век. Такође им даје довољно времена за наручивање нових делова ако је потребно, избегавајући проблеме са доставом.

Праћење учинка рада садржи неколико фаза: [21]

- **Преглед на радном месту:** Запослено лице одрађује преглед за време рада машина и у овој фази се откривају неравномерно позиционирање, хабање ланчаника, неправилно подмазивање, присуство прашине, нечистоћа итд.
- **Мерење склопова:** Периодично се одређени склопови скидају, расклапају до најситнијих компоненти које се мере на хабање, наједање и деформацију.
- **Пријава мерења:** У лабораторији се прави целокупна пријава прегледа и мерења компоненти. Копија са стручном проценом стања ланца се предаје купцу.
- **Праћење степена оштећења на дужи период времена:** Периодично се изводи преглед и праћење оштећења, односно хабања компоненти после дужег временског периода да би се лакше предвидео њихов радни век и избегле непогоде.

Природа испитивања је да се боље сагледају сви фактори који би утицали на елемент испитивања пре него што тај елемент уђе у експлоатацију. Тиме се отклањају негативни фактори у раду и могући откази.

Да би знали потребне мере за отклањање хабања, морамо прво бити упознати са самом природом хабања и свега што може утицати да побољша процес тог хабања. Испитивање је омогућило да се хабање сагледа што детаљније могуће, да се студира и долази до закључка како би се отклонили негативни фактори рада који доводе до оштећења и могућег отказа.

7. Закључак

Испитивање је одувек имало велики утицај на све процесе производње машинског дела или система. Оно нам омогућава спознају различитих фактора који се јављају при пројектовању, конструисању или експлоатацији и тиме даје могућност исправке потенцијалне грешке, неправилног подмазивања, погрешних улазних параметра, слабих делова конструкције итд. Такође пружа информације о процесу хабања и евентуалног отказа који су од велике важности за експлоатацију дела или система и директно утичу на његов радни век и квалитет рада. Целокупни резултат испитивања су отклањање отказа, продужетак радног века дела или система и припремање што бољих услова за производњу дела или система.

Тестирања механичких преносника имају велику улогу у њиховој експлоатацији и највише се концентришу на рад, хабање које настаје у току рада, и потенцијални отказ. Њихово испитивање се може вршити у лабораторији, затим симулационо на пробним столовима где су услови околине лабораторијски, али се део или систем испитује на реалној конструкцији и експлоатационо где се систем или преносник пушта у рад на реалним машинама и радним условима.

Уређај за испитивање, поменут у раду је пробни сто за симулациона испитивања који врши испитивање тако што се ланчани преносник пушта у рад при одређеним улазним параметрима, затим се скида и мери на хабање, издужење и др. Посебна пажња се ставља на његову компактност и могућност тестирања ланчаних преносника различитих димензија. Извршен је прорачун ланца, вратила и лежаја у циљу обезбеђења интегритета конструкције целог уређаја.

Као монтажно решење ланчаног преносника, једна од главних карактеристика уређаја је употреба главчине без клина која омогућава лаку монтажу и демонтажу ланчаника као и употребу већих димензија. С тим је омогућено испитивање ширег спектра ланчаних преносника и директно побољшава ефективност уређаја. Уређај ради на принципу отвореног кола снаге код кога је неопходна константна снага електромотора на улазу и где ток снаге иде преко улазног вратила, затим ланчаног преносника који се испитује и коначно преко излазног вратила до кочнице која симулира радну машину. Једна од недостатака уређаја су појава буке и вибрација које утичу на интегритет завртањских веза са подлогом.

8. Литература

- [1] Јосифовић Д., „Испитивање машинских конструкција I“, Машински факултет, Крагујевац, 2000.
- [2] Olander P., „Tribology for Greener Combustion Engines“, *Uppsala universitet*, 2018.
- [3] Стојановић Б., „Карактеристике триболошких процеса зупчастих каишева“, Машински факултет, Крагујевац, 2007.
- [4] Милетић И., „Конструкција затвореног кола снаге“, Машински факултет, Крагујевац, 2000.
- [5] Танасијевић С., „Механички преносници: ланчани преносници, зупчасти каишни преносници, кардански преносници“, Машински факултет, Крагујевац, 1994.
- [6] www.falex.com
- [7] www.khkgears.net
- [8] Николић В., „Машински елементи“ Машински факултет, Крагујевац, 2004.
- [9] Tsubaki, *Drive chain and sprockets*, Tsubakimoto chain co., 2013.
- [10] Стојановић Б., Благојевић М., „Механички преносници“, Машински факултет, Крагујевац, 2015.
- [11] *Understanding Roller Chain Wear Life*, Diamond Chain, 2016.
- [12] www.concretecivil.com
- [13] <http://www.ferodo.com/catalogue/11844/ferodo/premier-eco-friction/braking/brake-pad-set--disc-brake>
- [14] www.rideorhide.com
- [15] <http://www.fennerdrives.com/b-loc-compression-hubs>
- [16] <http://www.rcs-co.com/products/PDF/HBM/Torque%20Transducers/T5.pdf>
- [17] https://www.dewetron.com/wp-content/uploads/2016/05/dewetron_tacho-probe_e.pdf
- [18] <https://www.hbm.com/en/1448/genesis-high-speed-data-acquisition-system/>
- [19] <http://www.sportbikes.net/forums/general-sportbikes/410776-how-fast-do-your-sprockets-wear-out-2.html>
- [20] *How to tell when worn sprockets have to go*, RENOLD, 2016
- [21] http://www.renold.com/upload/renoldswitzerland/Conveyor_Chain_-_Installation_and_Maintenance.pdf
- [22] Graham S.K., „*Mechanical vibrations*“, The university of Akron, Ohio, 2017.

9. Прилог

У прилогу су дати цртежи склопа и главних подсклопова. Такође је дата дигитална верзија рада укључујући слике, радионичке цртеже и модел уређаја