

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Марко М. Тасић

**ПРИМЕНА ПОЛИМЕРНИХ МАТЕРИЈАЛА
ЗА ИЗРАДУ ТЕЛА НОСЕЋИХ ВАЉАКА
ТРАКАСТИХ ТРАНСПОРТЕРА И ЊИХОВ
УТИЦАЈ НА УГРАЂЕНЕ КОТРЉАЈНЕ ЛЕЖАЈЕ**

докторска дисертација

Београд, 2026.

UNIVERSITY OF BELGRADE
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Marko M. Tasić

**APPLIANCE OF POLYMER MATERIALS FOR
FABRICATION OF CONVEYOR BELT
IDLER'S BODY AND ITS' INFLUENCE ON
MOUNTED ROLLING BEARINGS**

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2026.

Комисија за преглед и одбрану:

Ментори:

др Жарко Мишковић, ванредни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Радивоје Митровић, професор емеритус
Универзитет у Београду, Машински факултет

Чланови комисије:

др Зоран Стаменић, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Ненад Коларевић, ванредни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Александар Димић, доцент
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Милош Седак, доцент
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Милан Рацков, редовни професор
Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука

Датум одбране:

2026. године

Захвалница

Захваљујем се менторима, др Жарку Мишковићу и др Радивоју Митровићу, на сугестијама и адекватном усмеравању током вишегодишње израде дисертације. Такође дугујем захвалност ментору др Жарку Мишковићу на пруженој помоћи и његовом доприносу приликом спровођења лабораторијских испитивања у лабораторији на Машинском факултету у Београду, као и правовремених сугестија везаних за израду и објаву научних радова који су проистекли из рада на дисертацији.

Захвалио бих се свим члановима комисије за преглед и одбрану докторске дисертације на њиховим сугестијама, а нарочито члану комисије др Александру Димићу и др Милети Ристивојевићу, који су детаљном анализом дисертације допринели елиминацији грешака, недоречености и значајно допринели њеном квалитету у целости.

Захваљујем се фирмама „Техника КБ“, „РД Дијагностика“ и „Ансал Стил“ на помоћи приликом израде машинских делова потребних за лабораторијско испитивање и на достављеној литератури која је била неопходна за израду дисертације, помоћи при самом испитивању уступањем сопствене опреме за спровођење тестова и достављањем сопствених производа како би се испитали у лабораторији на Машинском факултету у Београду.

Посебно дугујем захвалност мојој породици на стрпљењу и помоћи током израде дисертације, а нарочито оцу без чије техничке и логистичке подршке ова дисертација не би била успешно завршена.

Резиме

Тракасти транспортни системи су широко заступљени на површинским коповима угља због својих карактеристика високог капацитета, високе поузданости и ниских трошкова експлоатације. Носећи ваљци израђени од челика представљају један од кључних елемената овог система. Они су се показали као довољно поуздани у различитим условима експлоатације. Недостатак је што се због њихове велике масе значајан део енергије за погон транспортера троши на њихову ротацију и интеракцију са транспортном траком. Велика маса истовремено отежава и процес одржавања. Постојећи машински склопови се израђују у складу са важећим техничким стандардима на начин да узроци отказа склопова јасно указују на то да су одређени делови склопа предимензионисани. Напредак технологије и развој нових врста материјала и полупроизвода отвара могућности дефинисања нових конструкционих решења која би ублажила поменуте недостатке.

У дисертацији се анализирају механичке и експлоатационе карактеристике полимерних материјала доступних на тржишту који би се могли употребити за израду делова носећих ваљака. Помоћу аналитичког и нумеричког модела одређује се оптимална геометрија омотача - плашта носећег ваљка, и дају се смернице за израду осовине носећег ваљка. Нумеричким симулацијама температурних поља у кућишту лежаја од челика и полимера и експерименталним испитивањима како температурних поља тако и величине сила унутрашњег отпора ваљака закључује се колико је употреба полимера погодна за израду кућишта лежаја. У циљу продужетка радног века ваљака, периодично се врши њихова репарација заменом лежаја и заптивне групе. Због тога се на основу, експерименталних испитивања пресованог склопа челични лежај - кућиште од полимера дају смернице за израду кућишта у таквој толеранцији налагања која омогућује вишеструки процес замене лежаја, без угрожавања жељене носивости оствареног склопа.

Детаљном нумеричком анализом стања напона и могућих уштеда у материјалу добијено је оптимално конструкционо решење тела ваљка које задржава све особине поузданости постојеће конструкције, а поседује значајно мању масу. То поред ублажавања поменутих недостатака челичних ваљака, умањује могућност оштећења транспортне траке, која представља најскупљи елемент система.

У складу са повећаним захтевима за енергетском ефикасношћу, одрживим развојем и бригом о животној средини, адекватним рециклирањем расходованих склопова израђених од полимерних материјала се може постићи значајна уштеда у инвестиционо - експлоатационим трошковима, упркос чињеници да њихова примена захтева релативно чешћи интервал одржавања.

Кључне речи: Носећи ваљци, омотач, улежиштење, полимери, пресовани склоп, котрљајни лежаји, напонско стање, температурско поље, отпор котрљања, радни век

Научна област: област техничких наука, машинство

Ужа научна област: опште машинске конструкције

УДК број:

Abstract

Conveyor belt systems are widespread at surface coal mines due to high capacity, high reliability and low exploitation costs. Steel carrying idlers represent one of the key elements of this system. Existing construction is proven as a good technical solution in various exploitation conditions. Despite all mentioned above, significant part of energy needed for conveyor drive is being used for idlers rotation and its' intereaction with conveyor belt. Maintenance process is as well more difficult due to relatively high mass of the idlers. It all implies that significant improvement in the construction could be made.

Existing mechanical assemblies are produced in accordance with modern valid standards, and causes of their failure clearly implies that certain parts of the assembly are over-engineered. Progress of the technology and development of new types of the materials and semi-finished products creates possibilities for production of existing machine parts by new materials and construcion solutions.

Dissertation analyses mechanical proprerties of low price polymer materials available on the market with a goal to define the most suitable material for construction of idler's body. Optimal geometry of the idler's shell is being defined by experimental and numerical approach, and guidelines for the shape of new construction axle are given. Experimental and numerical testing of temeprature field in the housing made by steel and polymer and experimental testing of idler's internal resistance force, performed with several rotary speeds and radial loads, gives an answer how suitable polymer material is for construction of bearing housing and what influence it has on operating characteristics of mounted rolling bearings. Analytical and experimental testing of pressed fit steel bearing - polymer housing provides guidelines for housing manufacturing with tolerances of internal diameter which enables multiple maintenance process of bearing replacement. Detail numerical analyse of stress and displacement distribution as well as potential material savings provide optimal construction of idler's body which is satisfying from technical point of view and in the same time financially more affordable.

New purposed technical solution keeps all realiability features of existing constructon, and at the same time it possesses significantly lower mass. All perviously mentioned has positive influence on energy saving of conveyor belt drive, eliminates possibility of belt damage by the idlers' body surface, and belt represents the most expensive element of the conveyor system, and finally - lower mass significantly simplifies and speeds up the maintenance process.

In accordance with rising demands for energy efficiency, sustainable development, and enviroment care, aproprate recycling of replaced parts made of polymer materials can contribute to total savings of investment and exploitation costs, inspite the fact that usage of new materials demands relatively more frequent maintenace interval.

Key words: Carrying idlers, shell, housing, polymers, pressed fit, rolling bearings, stress, temperature field, internal rolling resistance, lifetime

Scientific field: Technical sciences – Mechanical engineering

Scientific subfield: General machine design

UDK number:

Садржај

1. Увод.....	1
1.1 Циљеви истраживања	1
1.2 Основне хипотезе истраживања	2
1.3 Научне методе истраживања	3
1.4 Преглед дисертације по поглављима	3
2. Транспортери на површинским коповима у Србији.....	5
2.1 Саставни делови транспортера	6
2.2 Носећи ваљци тракастих транспортера	10
3. Преглед и анализа литературе у предметној области.....	13
4. Прорачун носећих ваљака по стандарду	21
4.1 Номинална радна оптерећења ваљака	24
4.2 Нерегуларна оптерећења ваљака	27
4.3 Анализа оптерећења од растреситог материјала	29
4.3.1 Ранкинова теорија механике тла	30
4.3.2 Милер Бреслау решење Колоумбове теорије притиска земљишта	35
4.3.3 Теорија Соколовског	36
4.4 Теоријско одређивање оптерећења ваљака	37
4.4.1 Карактеристике расутих материјала	37
4.4.2 Прорачун носећих ваљака према СЕМА стандарду.....	39
4.4.3 Утицај угиба траке на оптерећење	40
4.4.4 Модел Крауса и Хетлера (КН).....	42
4.4.5 SD (stress discontinuity) модел.....	42
4.4.6 Нумерички модел.....	45
4.5 Радни век лежаја	46
4.6 Експериментални резултати оптерећења на месту лежаја других аутора	46
4.7 Теоријски прорачун оптерећења на месту лежаја	48
5. Аналитички и нумерички прорачун носећих ваљака	52
5.1 Аналитички прорачун напона и деформације носећег ваљка	52
5.1.1. Аналитичко одређивање нагиба и угиба осовине од челика	55

5.1.2. Аналитичко одређивање нагиба и угиба тела ваљка од челика	61
5.1.3 Одступање у саосности прстенова лежаја	62
5.2 Нумеричко одређивање угиба и нагиба осовине и тела ваљка од челика.....	64
5.3 Поређење резултата добијених аналитичком и нумеричком методом.....	74
5.4 Нумерички прорачун тела и осовине од полимера	76
5.4.1 Прорачун угиба	76
5.4.2 Прорачун напона.....	79
5.5 Резиме поглавља	85
6. Експериментална опрема и процедура испитивања	87
6.1 Физичке особине полимерних материјала	87
6.2 Одређивање физичких карактеристика материјала од полимера	90
6.3 Одређивање температурског поља у улежиштењу и силе отпора у лежају	95
6.3.1. Аналитички прорачун.....	96
6.3.2 Експериментална опрема	97
6.3.3 Експериментално одређивање температурског поља	107
6.3.4 Експериментално мерење силе унутрашњег отпора у лежају.....	114
6.3.5 Нумеричка метода.....	117
6.4. Одређивање преклопа у пресованом склопу лежаја и кућишта од полимера	126
6.5 Испитивање ваљака са кућиштем лежаја од челика и полимера	145
6.6 Резиме поглавља	155
7. Закључак	157
Литература	160
Прилози.....	163
Прилог 1 - Температуре на површини прстена лежаја (Т1), на давачу температуре у кућишту лежаја (Т2) и вредност момента унутрашњег отпора (М).....	163
Прилог 2 - Програмски код за аквизицију „Arduino“	166
Биографија аутора.....	169
Изјава о ауторству	
Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада	
Изјава о коришћењу	

Номенклатура

Симболи

Ознака	Јединица	Значење
G_{pr}	kg	прорачунско оптерећење
q_k	kg/m	подужно оптерећење од корисног терета
q_t	kg/m	подужно оптерећење од траке
l_0	m	растојање између слогова - герланди
k_1	-	фактор утицаја величине комада
k_2	-	фактор утицаја стања средине и одржавања
k_3	-	фактор утицаја режима рада
k_4	-	фактор утицаја брзине траке
F_v	N	оптерећење ваљка
k_u	-	фактор удара
f_0	m	препоручени угиб
q_0	kg/m	оптерећење од обртних делова ваљака
F_{ro}	N	прираштај оптерећења на месу скретања траке
C_a	-	константа за одређивање динамичког удара
v	m/s	брзина кретања траке
e	-	фактор оптерећења средњег ваљка
a	m	ширина средњег носећег ваљка
b	m	ширина траке
β	°	угао нагиба бочних ваљака
w_d	-	фактор додатног оптерећења
S_{max}	N	максимална затезна сила у траци
l_v	mm	дужина ваљка
α	°	угао отклона траке
G'_A, G'_B	N	оптерећење на бочни / средњи ваљак
$G_{A,B}$	N	динамичко оптерећење
$F_{A,B}$	N	реакције ослонаца
R_B	N	сила која оптерећује носећи ваљак
B	mm	ширина траке
F_N	N	нормална сила
a	mm	распон лежаја у ваљку
b	mm	дужина осовине ваљка
R_{A1}, R_{A2}	N	оптерећење бочног ваљка на месту ближег/даљег лежаја конструкцији
ρ	t/m ³	специфична тежина јаловине
Q_b	m ³ /h	капцитет багера
l_v	m	растојање између слогова - герланди
k_{de}	-	фактор динамичког удара
ε	-	фактор оптерећења средњег ваљка

d_v	mm	пречник носећег ваљка
k_{de}	-	фактор динамичког удара
Q_{tr}	N	тежина траке по слогу
Q_v	N	тежина обртних делова ваљака по слогу
Q_s	kN	оптерећење од транспортованог материјала по једном слогу
q	N	оптерећење хоризонталног ваљка од тежине транспортованог терета
S_{min}	N	минимална вредност затезне силе траке за дозвољени угиб
α	°	угао између траке и хоризонтале
F_r	N	радијална компонента затезних сила траке
δ	-	коэффициент повећања затезне силе услед отклона траке
F	N	укупна радијална сила
l	m	распон између слогова у случају нерегуларних оптерећења
l_{eq}	m	распон у случају искљученог слога
f_{eq}	m	угиб траке у случају искљученог слога
h	mm	дубина од површине насутог материјала
σ_v	N/mm ²	вертикални напон
γ	N/m ³	јединична тежина
m	kg	укупна маса насутог материјала
g	m/s ²	убрзање земљине теже
v	m ³	запремина насутог материјала
σ_h	N/mm ²	хоризонтални напон
K_0	-	коэффициент притиска мировања
ϑ	-	Поасонов коэффициент
K_a	-	коэффициент активног стања напрезања
K_p	-	коэффициент пасивног стања напрезања
φ	°	унутрашњи угао трења материјала
p_a	N/mm ²	нормални напон након релаксације хоризонталних напрезања
p_p	N/mm ²	максимални нормални напон у пасивном стању напрезања
$p_{a,k}$	N/mm ²	максимални нормални напон у случају кохезионих сила
ω	°	критични угао равни лома материјала
$p_{a,k}, p_{p,k}$	N/mm ²	нормални напон при постојању кохезионих сила
c	-	коэффициент кохезије
G	N	тежина земљишта
H	mm	висина насутог материјала
ρ	kg/m ³	густина земљишта
F_a, F_p	N	укупна сила активног/пасивног притиска
α	°	угао потпорног зида
φ_{tr}	°	унутрашњи угао трења
β	°	угао активног клина са хоризонталом
φ	°	унутрашњи угао трења зида од потпорног материјала
$\sigma_{OC1}, \sigma_{OC2}$	N/mm ²	средњи напони Морових кругова

Δ	°	угао у Моровом кругу
δ	°	угао односа смичућег напона и нормалног напона за неку тачку
θ	°	угао ротације главних напона
φ	°	угао у Моровом кругу
γ_n, γ_z	t/m ³	насипна маса, запреминска маса
K_r	-	коэффицијент растреситости
a_{min}, a_{max}	mm	димензија најмањег/највећег комада транспортованог материјала
K_g	-	коэффицијент гранулације
l_M		ширина средишњег ваљка
b		укупна ширина траке оптерећена материјалом
β	°	угао нагиба површине материјала
α	°	угао нагиба бочних ваљака
$m_{materijala}$	kg	оптерећење траке од транспортованог материјала
$\varphi_{nasipno}$	°	насипни угао
ρ	kg/m ³	густина материјала
$A_{teorijsko}$	mm ²	површина попречног пресека транспортованог материјала
φ_{betr}	-	фактор гранулације, попуњености ивице траке, утоварања
φ_{st}	-	фактор нагиба трасе, величине попречног пресека материјала
K_1	-	гранулацијски фактор
l	mm	растојање два суседна слога
m_{trake}	kg/m	специфична маса траке по дужном метру
T	N	сила затезања транспортне траке
K_s	-	коэффицијент угиба траке
x	mm	удаљеност тачке траке од герланде
Δl	m	додатно издужење због угиба
l_1	mm	дужина бочног ваљка оптерећена материјалом
$\sigma_{b,a}$	N/mm ²	нормални напон
ρ	kg/m ³	густина материјала
z	mm	дубина на којој се поматрани елемент налази
β	°	насипни угао
r_1, r_2	mm	полупречници Морових кругова
φ	°	угао унутрашњег трења материјала
Δ_1, Δ_2	°	углови на Моровом дијаграму
φ_{zid}	°	угао трења између зида и материјала
θ	°	угоа ротације до оса главних напона
x	mm	координата дуж осе x
$F_{NGmaterijal,a}$	N	нормална сила, активно стање
$F_{NAmaterijal,a}$	N	аксијална сила активно стање
$F_{NGmaterijal,p}$	N	нормална сила пасивно стање
$F_{NAmaterijal,p}$	N	аксијална сила пасивно стање

f_d	-	динамички фактор угиба траке
F_{NA} боčno	N	укупна аксијална сила на бочним ваљцима
F_{NG} боčno	N	укупна нормална сила на бочним ваљцима
F_{NG} centralno	N	укупна нормална сила на централном ваљку
L_{10}	h	радни век лежаја
C	kN	динамичка издржљивост
P	kN	радно оптерећење лежаја
ψ	-	фактор сервиса ваљка
a_1	-	фактор материјала лежаја
a_2	-	фактор нечистоће мазива
a_3	-	фактор вискозитета мазива
γ	-	фактор мешања модела
F_{SD}	N	величина силе оптерећења по SD моделу
F_{KH}	N	величина силе оптерећења по KH моделу
$F_{materijala}$	N	величина силе оптерећења по комбинованом моделу
$G_{mat,b,A}$	N	аксијална сила трења између површине ваљка и траке
$G_{mat,b,N}$	N	радијална сила од тежине транспортованог материјала
$G_{tr,b}$	N	сила од тежине транспортне траке
G_{cevi}	N	сила од тежине омотача ваљка
$F_{L1,a}, F_{L2,a}$	N	аксијална реакција у спољашњем/унутрашњем лежају бочног ваљка
$F_{L1,N}, F_{L2,N}$	N	радијална реакција у спољашњем/унутрашњем лежају бочног ваљка
$F_{sr1,N}, F_{sr2,N}$	N	радијална реакција у лежају средњег ваљка
m	mm	ширина траке
l	mm	растојање између герланди
l_m	mm	дужина омотача централног ваљка
F_A, F_B	N	концентрисане силе оптерећења
R_A, R_B	N	реакције ослонаца
F	N	радно оптерећење
Q	N	тежина обртних делова ваљка
M_{max}	Nmm	максимални момент савијања
a	mm	крак силе од лежаја до чивије герланде
D	mm	спољашњи пречник попречног пресека осовине
E	N/mm ²	модул еластичности осовине
I, I_x	mm ⁴	момент инерције
W	mm ³	отпорни момент
y_{max}	mm	максимална удаљеност тачке попречног пресека од тежишта
A	mm ²	површина попречног пресека осовине
$u(z)$	mm	угиб у зависности од линеарне координате
f_{max}	mm	максимални угиб
σ	N/mm ²	максимални напон на савијање
d	mm	унутрашњи пречник шупљег попречног пресека осовине

ψ	-	однос спољашњег и унутрашњег попречног пресека осовине
δ	mm	дебљина зида шупљег попречног пресека осовине
O	mm	обим кружнице и елипсе
a, b	mm	дужина главних оса елипсе
d	mm	дужина дијагонале
α	°	угаоно одступање од саосности у радијалном кугличном лежају
α_{os}, α_{tv}	°	угао савијања осовине/тела ваљка на месту уградње лежаја
q	N/mm	континуално оптерећење по дужном милиметру
σ_2	MPa	максимални напон
p	N/mm	континуално оптерећење по дужном милиметру
R	mm	полупречник ваљка
L	mm	дужина ваљка
B	-	помоћни коефицијент
v	-	Поасонов коефицијент
A	J	рад силе отпора окретању
M	Nmm	момент силе отпора окретању
F_{tr}	N	сила унутрашњег отпора
r_{tr}	mm	крак силе отпора окретању
θ	rad	угаони померај
\dot{Q}	J/s	топлотни проток - флукс
t	s	време
ω, n	min ⁻¹	угаона учестаност
F	N	сила пресованог склопа
F_a, F_t	N	аксијална и тангенцијална компонента силе пресованог склопа
S_μ	-	степен сигурности везе пресованог склопа
$F_{\mu min}$	N	минимална почетна сила трења
p_d, p_g	N/mm ²	минимални и максимални површински притсак пресованог склопа
$\varepsilon_g, \varepsilon_d$	-	релативни преклоп горњи и доњи
A	mm ²	контактна површина пресованог склопа
μ_k	-	коефицијент трења при проклизавању
μ_s, μ_p	-	статички коефицијент трења и коефицијент трења при пресовању
$F_{p max}$	N	максимална сила пресовања склопа
$F_{s max}$	N	максимална сила растављања склопа
k_p, k_{ξ}	-	однос пречника дела од полимера/челика и Поасоновог коефицијента
E	N/mm ²	еквивалентни модул еластичности склопа
$k_{\xi k}, k_{\xi l}$	-	однос пречника дела од челика и Поасоновог коефицијента
k_{pk}	-	однос пречника дела од полимера и Поасоновог коефицијента
$d_{p,u}, d_{p,s}$	mm	пречник полимерног кућишта унутрашњи/спољашњи
$d_{\xi,u}, d_{\xi,s}$	mm	пречник челичног прстена унутрашњи/спољашњи

$\nu_p, \nu_{\check{c}}$	-	Поасонов коефицијент за полимер и челик
ε	-	релативни преклоп
P_{ef}	mm	ефективни преклоп
P_{efg}, P_{efd}	mm	ефективни преклоп горњи и доњи
P_g, P_d	mm	горњи и доњи преклоп
$R_p, R_{\check{c}}$	μm	висина површинских неравнина полимер/челик
φ	-	фактор поравнања неравнина за уздужно пресовање
D_g, D_d	mm	горњи и доњи пречник отвора кућишта лежаја
d_g, d_d	mm	горњи и доњи спољашњи пречник прстена лежаја
R_k, R_l	μm	висина површинских неравнина кућиште/лежај
$F_{p\ max}, F_{s\ max}$	N	максималне силе пресовања/растављања склопа
$p_{g\ \check{c}-\check{c}}, p_{g\ p-\check{c}}$	N/mm^2	горњи површински притисак у склопу челик-челик/полимер-челик
$\mu_{p\ \check{c}-\check{c}}, \mu_{p\ p-\check{c}}$	-	коефицијент трења при пресовању челик-челики полимер-челик
σ_{pk}	N/mm^2	нормални напон у полимерном кућишту
S_{pk}	-	степен сигурности кућишта од полимера против пластичних деф.
$\sigma_{T\ plastike}$	N/mm^2	затезна чврстоћа полимерног материјала
$p_{g\ num}$	mm	вредност горњег преклопа нумеричког прорачуна
M_{tr}	Nmm	унутрашњи отпор окретања ваљка
m	kg	маса оптерећења на обиму ваљка
r	mm	полупречник ваљка

Скраћенице

Ознака	Значење
ABS	акрилонитрил бутадиен стирен полимер
PET-G	полиетилен терефталат гликол
POM	полиацетал
БТО	багер - транспортер - одлагач
БТД	багер - транспортер - дробилана
МКЕ	метода коначних елемената
СЕМА	Conveyor Equipment Manufactirers Association
КН	Краус (Krause) и Хетлер (Hettler) модел расподеле оптерећења
SD	stress discontinuity модел расподеле оптерећења
DEM	discrete element model
ЛИМЕС	Лабораторија за испитивање машинских елемената и система
ПА	полиамид
ПЕ	полиетилен
РА6	полиамид 6

Списак слика

- Слика 2.1 Модел транспортера "Гоша - Б2000" - чеона секција
- Слика 2.2 Транспортна трака - модел траке једне секције и фотографија попречног пресека
- Слика 2.3 Модел линијске секције транспортера са носећом конструкцијом, носећим и повратним ваљцима
- Слика 2.4 Носећи ваљак
- Слика 2.5 Погонски бубањ
- Слика 2.6 Изглед уздужног пресека носећег ваљка
- Слика 3.1 Мерни рам
- Слика 3.2 Мерни завртањ
- Слика 3.3 Модел секције транспортера
- Слика 3.4 Модел мерне опреме секције транспортера
- Слика 3.5 Герланда променљивог нагиба бочних ваљака
- Слика 3.6 Експериментална секција транспортера, тактилни површински сензор траке и записи оптерећења
- Слика 3.7 Експериментална секција транспортера у лабораторијским условима
- Слика 3.8 Експериментална секција транспортера на терену
- Слика 3.9 Експериментална опрема за испитивање полиуретанских ваљака
- Слика 3.10 Експериментална опрема за испитивање укупног отпора котрљања ваљка
- Слика 4.1 Попречна расподела оптерећења слога ваљака
- Слика 4.2 Дијаграм прираштаја оптерећења ваљка при промени правца кретања траке
- Слика 4.3 Димензије ослонаца осовине и размака лежаја ваљка
- Слика 4.4 Равнотежа сила и момената сила на распону између две герланде
- Слика 4.5 Положај радијалне компоненте затезне силе у траци
- Слика 4.6 Промена угиба и радијалне силе са променом распона
- Слика 4.7 Зоне оптерећења ваљака
- Слика 4.8 Оптерећење елементарне коцке насутог материјала
- Слика 4.9 Угибање траке између две герланде
- Слика 4.10 Морови кругови напона елементарне коцке насутог материјала
- Слика 4.11 Померање „потпорног зида“ централне зоне насутог материјала
- Слика 4.12 Промена вредности коефицијента бочног напрезања од помераја "потпорног зида" централне зоне насутог материјала
- Слика 4.13 Скица Милер-Бреслау модела који проширује Колоумбову теорију притиска тла
- Слика 4.14 Линија дисконтинуитета напрезања и Морови кругови напрезања материјала и кретање честица
- Слика 4.15 Површина попречног пресека транспортованог материјала
- Слика 4.16 Зоне активног и пасивног напрезања материјала и кретање честица
- Слика 4.17 Зоне напрезања материјала током транспорта
- Слика 4.18 Морови кругови напона за материјал у активном и пасивном стању напрезања
- Слика 4.19 ДЕМ-МКЕ симулација

- Слика 4.20 Силе оптерећења и силе реакција у лежајима
- Слика 5.1 Попречни пресек осовине и лежаја ваљка и дијаграми оптерећења
- Слика 5.2 Попречни пресек тела ваљка и лежаја ваљка и дијаграми оптерећења
- Слика 5.3 Угаона одступања кугличних котрљајних лежаја
- Слика 5.4 Кружни попречни пресек осовине
- Слика 5.5 Прстенасти попречни пресек осовине
- Слика 5.6 Попречни пресек осовине облика елипсе
- Слика 5.7 Попречни пресек осовине облика нестандардног профила
- Слика 5.8 Попречни пресек тела ваљка
- Слика 5.9 Услови оптерећења и ослањања модела ваљка
- Слика 5.10 Мрежа коначних елемената
- Слика 5.11 Конвергенција решења за угиб плашта
- Слика 5.12 Нумерички прорачун деформација тела ваљка и осовине од челика за кружни попречни пресек осовине
- Слика 5.13 Помераји тачака по вертикалној оси тела ваљка и осовине од челика за кружни попречни пресек осовине
- Слика 5.14 Помераји тачака по хоризонталној оси тела ваљка и осовине од челика за кружни попречни пресек осовине
- Слика 5.15 Нумерички прорачун деформација тела ваљка и осовине од челика за прстенасти попречни пресек осовине
- Слика 5.16 Помераји тачака по вертикалној оси тела ваљка и осовине од челика за прстенасти попречни пресек осовине
- Слика 5.17 Помераји тачака по хоризонталној оси тела ваљка и осовине од челика за прстенасти попречни пресек осовине
- Слика 5.18 Нумерички прорачун деформација тела ваљка и осовине од челика прстенасто елипсоидног попречног пресека
- Слика 5.19 Помераји тачака по вертикалној оси тела ваљка и осовине прстенасто елипсоидног попречног пресека
- Слика 5.20 Помераји тачака по хоризонталној оси тела ваљка и осовине од челика прстенасто елипсоидног попречног пресека
- Слика 5.21 Нумерички прорачун деформација тела ваљка и осовине од челика за попречни пресек осовине облика деформисане стандардне цеви
- Слика 5.22 Помераји тачака по вертикалној оси тела ваљка и осовине од челика за попречни пресек осовине облика деформисане стандардне цеви
- Слика 5.23 Помераји тачака по хоризонталној оси тела ваљка и осовине за попречни пресек осовине облика деформисане стандардне цеви
- Слика 5.24 Угиби тела ваљка и осовине за попречни пресек осовине облика нестандардног профила
- Слика 5.25 Помераји тачака по вертикалној оси тела ваљка и осовине од челика за попречни пресек осовине облика нестандардног профила
- Слика 5.26 Помераји тачака по хоризонталној оси тела ваљка и осовине од челика за попречни пресек осовине облика нестандардног профила
- Слика 5.27 Нумерички прорачун деформација тела ваљка и осовине од полимера са радијалним оребрењем омотача

- Слика 5.28 Нумерички прорачун деформација тела ваљка и осовине од полимера са подужним оребрењем омотача
- Слика 5.29 Положај крајњих тачака оптерећене осовине од полимера на месту уградње лежаја
- Слика 5.30 Померања појединих тачака осовине од полимера кружног пуног попречног пресека $\varnothing 110$ mm
- Слика 5.31 Предвиђена зависност динамичке издржљивости за 10^8 циклуса оптерећења за материјал PA6 на температури од 50°C
- Слика 5.32 Оптерећење цилиндричне љуске по горњој изводници
- Слика 5.33 Резултати нумеричког прорачуна напона тела ваљка од полимера
- Слика 5.34 Резултати нумеричког прорачуна деформација тела ваљка и осовине од полимера
- Слика 5.35 Резултат оптимизације омотача ваљка од полимера поступком генеративног дизајна
- Слика 5.36 Распоред напона већег од 2MPa у оптимизованој конструкцији омотача ваљка од полимера
- Слика 5.37 Уздужни пресек омотача носећег ваљка од полимера
- Слика 5.38 Напони (горе) и деформације (доле) код тела ваљка од полимера са променљивом дебљином зида
- Слика 6.1 Зависност модула еластичности од радне температуре за материјал PA6 без присуства влаге
- Слика 6.2 Зависност напона и релативног издужења од броја радних сати (пузање) за материјал PA6
- Слика 6.3 Зависност напона и релативног издужења од радне температуре за материјал PA6 без присуства влаге
- Слика 6.4 Зависност напона и релативног издужења од радне температуре за кондициониран материјал PA6
- Слика 6.5 Димензије епрувете у складу са EN ISO 527-4 стандардом
- Слика 6.6 Испитивање епрувета у лабораторији ЛИМЕС Машинског факултета у Београду
- Слика 6.7 Резултати испитивања епрувета од ABS-а
- Слика 6.8 Резултати испитивања епрувета од PET-G материјала
- Слика 6.9 Резултати испитивања епрувета од PE и PA материјала
- Слика 6.10 Напонско стање оптерећеног хоризонталног ваљка
- Слика 6.11 Димензије кугличног лежаја SKF 6310
- Слика 6.12 Расподела топлотног протока
- Слика 6.13 Испитивање димензија и тврдоће лежаја
- Слика 6.14 Испитивање димензија отвора кућишта од челика и полимера
- Слика 6.15 Опрема за испитивање температурског поља и унутрашњег отпора лежаја
- Слика 6.16 Опрема за аквизицију података
- Слика 6.17 Распоред прикључних контаката
- Слика 6.18 Изглед давача силе са шемом Витстоновог мерног моста и место уградње сензора

- Слика 6.19 Повезивање Interface HX711 Load Cell Modul-a са давачем силе и микро-процесорском јединицом и блок шеме Interface HX711 Load Cell Modul-a
- Слика 6.20 Повезивање сензора температуре околине TMP36 са микро-процесорском јединицом и место уградње сензора
- Слика 6.21 Повезивање сензора температуре околине DS18B20 са микро-процесорском јединицом и место уградње сензора
- Слика 6.22 Детаљи структуре за пренос оптерећења
- Слика 6.23 Распоред оптерећења и сила реакције
- Слика 6.24 Непрецизност у симетрији израђених делова
- Слика 6.25 Упоредни приказ резултата температурског поља за челично кућиште и полимерно кућиште при учестаности обртања од 705 min^{-1}
- Слика 6.26 Упоредни приказ резултата температурског поља за челично кућиште и полимерно кућиште при учестаности обртања од 920 min^{-1}
- Слика 6.27 Упоредни приказ резултата температурског поља за челично кућиште и полимерно кућиште при учестаности обртања од 1110 min^{-1}
- Слика 6.28 Утицај учестаности обртања на температуру кућишта
- Слика 6.29 Утицај радијалног оптерећења на температуру кућишта
- Слика 6.30 Релативан однос стационарних температура кућишта израђених од полимера и челика за различита оптерећења и учестаности обртања
- Слика 6.31 Измерене вредности температуре за кућиште од челика након 70 минута експеримента при 506 N оптерећења и учестаности обртања од $n = 920 \text{ min}^{-1}$
- Слика 6.32 Измерене вредности температуре за кућиште од полимера након 70 минута експеримента при 506 N оптерећења и учестаности обртања од $n = 920 \text{ min}^{-1}$
- Слика 6.33 Брзина пораста температуре у кућишту од челика и полимера у првих 70 минута, за радијално оптерећење од 506 N и учестаности обртања од $n = 920 \text{ min}^{-1}$
- Слика 6.34 Поновљивост резултата испитивања
- Слика 6.35 Резултати испитивања момента унутрашњег отпора и температура кућишта и унутрашњег прстена лежаја
- Слика 6.36 Момент унутрашњег отпора трења при 50,58 kg оптерећења и учестаности обртања од $n = 920 \text{ min}^{-1}$
- Слика 6.37 Померање котрљајног тела (плава тачка) и унутрашњег прстена (црвена тачка) у кугличном лежају
- Слика 6.38 Димензије елипсе Херцовог контактеног притиска - Hertzwin 3.1.1. софтвер
- Слика 6.39 Вештачко тело
- Слика 6.40 Вертикални пресек вештачког тела-ширина контактне површине 1 mm
- Слика 6.41 Нумерички модел пробног стола
- Слика 6.42 Конвергенција решења за прорачун температурског поља
- Слика 6.43 Резултати температурског поља за челично кућиште 6146 N / 920 min^{-1} / 7000 s
- Слика 6.44 Дијаграм нумеричке анализе температурског поља - челично кућиште 6146 N / 920 min^{-1} / 7000 s
- Слика 6.45 Резултати температурског поља за кућиште од полимера 6146N / 920 min^{-1} / 5000s
- Слика 6.46 Дијаграм нумеричког прорачуна температурског поља за кућиште од полимера 6146 N / 920 min^{-1} / 5000 s

- Слика 6.47 Поређење резултата нумеричког прорачуна са експерименталним резултатима за кућиште од челика
- Слика 6.48 Однос резултата нумеричког прорачуна са експерименталним резултатима за кућиште од челика
- Слика 6.49 Поређење резултата нумеричког прорачуна са експерименталним резултатима за кућиште од полимера
- Слика 6.50 Однос резултата нумеричког прорачуна са експерименталним резултатима за кућиште од полимера
- Слика 6.51 Позиција испитиваног пресованог склопа у ваљку
- Слика 6.52 Мерење тврдоће узорака кућишта
- Слика 6.53 Испитивање површине узорка на микроскопу и слика површине узорка под увећањем
- Слика 6.54 Испитивање храпавости
- Слика 6.55 Опадање вредности средњег аритметичког одступања профила кроз циклусе испитивања
- Слика 6.56 Утискивање и избијање лежаја у првој серији испитивања на кидалици "Instron 150kN"
- Слика 6.57 Дијаграм максималних сила утискивања и избијања лежаја на кидалици "Instron 150kN"
- Слика 6.58 Баждарење давача YZC-516C 2t—S type
- Слика 6.59 Опрема за испитивање силе утискивања и избијања лежаја
- Слика 6.60 Узорци кућишта са утиснутим лежајима и без њих
- Слика 6.61 Дијаграм силе притиска и избијања за узорке 102, 202 и 302
- Слика 6.62 Дијаграм силе притиска и избијања за узорке 103, 203 и 303
- Слика 6.63 Дијаграм силе притиска и избијања за узорке 104, 204 и 304
- Слика 6.64 Дијаграм силе притиска и избијања за узорке 105, 205 и 305
- Слика 6.65 Дијаграм средњих сила притиска и избијања за узорке 02, 03, 04 и 05 за II, III и IV циклус испитивања
- Слика 6.66 Носећи ваљци спремни за испитивање са челичним кућиштем и полимерним кућиштем
- Слика 6.67 Полимерно кућиште лежаја испитиваног носећег ваљка
- Слика 6.68 Пробни сто за испитивање радног века и динамичке издржљивости транспортних ваљка
- Слика 6.69 Попречни пресек пробног стола за испитивање радног века и динамичке издржљивости транспортних ваљка
- Слика 6.70 Систем за аквизицију података Микромон
- Слика 6.71 Мерење унутрашњег отпора ваљка
- Слика 6.72 Мерење тежине течности и мензуре за ваљак са челичним кућиштем и ваљак са полимерним кућиштем
- Слика 6.73 Испитивање ваљка на пробном столу за испитивање радног века и динамичке издржљивости ваљка
- Слика 6.74 Зависност радијалне силе на испитиваном ваљку од притиска у цилиндрима пробног стола
- Слика 6.75 Температура након 90 минута испитивања ваљка са кућиштем лежаја од челика на лежају број 1

- Слика 6.76 Температура након 90 минута испитивања ваљка са кућиштем лежаја од челика на лежају број 2
- Слика 6.77 Дијаграм промене температуре са временом ваљка са кућиштем лежаја од челика на лежају број 2
- Слика 6.78 Температура након 90 минута испитивања ваљка са кућиштем лежаја од полимера
- Слика 6.79 Дијаграм промене температуре са временом ваљка са кућиштем лежаја од полимера на лежају број 2
- Слика 6.80 Температура површина пнеуматика и ваљка након 180 минута испитивања

Списак табела

- Табела 2.1 Параметри транспортних система на копу Дрмно
- Табела 4.1 Поређење резултата мерења сила са теоретском моделима
- Табела 5.1 Резултати аналитичког прорачуна нагиба, угиба и одступања од саосности
- Табела 5.2 Резултати нумеричког прорачуна нагиба, угиба и одступања од саосности
- Табела 5.3 Упоредни приказ резултата аналитичког прорачуна (плава боја) и нумеричког прорачуна (љубичаста боја)
- Табела 6.1 Врсте израђених епрувета од PET-G материјала
- Табела 6.2 Техничке карактеристике микроконтролера ATmega328
- Табела 6.3 Основне техничке карактеристике сензора температуре TMP36
- Табела 6.4 Основне техничке карактеристике сензора температуре DS18B20
- Табела 6.5 Ознаке тестова за испитивање температурског поља челичног кућишта (ћ) и кућишта од полимера (р)
- Табела 6.6 Поновљивост резултата испитивања
- Табела 6.7 Почетни подаци за нумеричку анализу
- Табела 6.8 Димензије узорака кућишта РА6
- Табела 6.9 Резултати тврдоће по Shore A методи
- Табела 6.10 Резултати средњег аритметичког одступања профила
- Табела 6.11 Унутрашње мере кућишта класа 02 и 03 после прве серије испитивања
- Табела 6.12 Унутрашње мере кућишта класа 04 и 05 после прве серије испитивања
- Табела 6.13 Вредности средњег аритметичког одступања профила након последње серије истискивања
- Табела 6.14 Резултати мерења за ваљак са улежиштењем од челика
- Табела 6.15 Резултати мерења за ваљак са улежиштењем од полимера

1. Увод

Површински копови угља су широко заступљени вид експлоатације овог енергетског ресурса. Увек се користи овај вид експлоатације кад год се угаљ налази близу површине тла, или уколико састав тла изнад слоја богатог угљем није погодан за подземна ископавања. У Србији површински копови, не рачунајући ресурсе на Косову и Метохији, учествују са преко 98% у укупној количини угља, док се остатак производње врши из подземних рудника одакле се експлоатише мрки и камени угаљ [1].

Са површинских копова Колубара и Костолац се експлоатише 75%, односно 25% од укупних количина експлоатисаног лигнита. Колубарски басен има површину од око 600 km² од којих се активно експлоатише 150 km², док Костолачки у ширем смислу има површину од око 400 km² од којих се експлоатише око 100 km². [1] Ове димензије упућују на важност квалитетно организованог транспорта угља, како због благовременог допремања угља до главних потрошача – термоелектрана и индустрије, тако и због што ефикаснијег транспорта - односно мањих финансијских и енергетских губитака у току транспорта.

Због константног ширења и мењања облика површинског копа, једини исправан избор система за транспорт ископаног угља, у случају да дубина копа није превелика, су тракасти транспортери. Прилагодљивост облика и дужине трасе, поред високог капацитета и поузданости, су разлози за овакав избор. Трасе транспортера су дуге више километара и благог су нагиба. Транспортери раде у влажној и хемијски умерено агресивној средини, контаминираној честицама угљене прашине. Лако прилагођавају своју трасу тренутним захтевима посла без посебне припреме терена на коме се постављају.

Обезбеђују непрекидан транспорт велике количине материјала, који не сме бити превелике гранулације, што у случају угља не представља проблем. Правилним избором положаја трасе у стању су да савладају велике висинске разлике. Уз мали број запослених врши се једноставна монтажа, демонтажа и одржавање система. Поседују повољан однос сопствене масе према маси транспортованог материјала, па самим тим и малу потрошњу енергије. Транспорт се одвија скоро потпуно аутоматизовано уз релативно малу количину буке.

Мане овог вида транспорта су то што обилне падавине могу негативно да утичу на квалитет транспорта и то што транспортна трака поседује високу цену, а подложна је хабању у контакту са челичним транспортним ваљцима. У случају да се превентивно одржавање не изврши по процедури, може доћи до квара који зауставља цео транспорт на извесно време што проузрокује значајне губитке у пословању. Трасе већих дужина имају и већу количину претоварних места, што делимично компликује монтажу и демонтажу, као и одржавање система.

1.1 Циљеви истраживања

Основни научни циљ истраживања представљеног у овој дисертацији је примена полимерних материјала у изради носећих ваљака тракастих транспортера површинских копова угља. Иако на тржишту постоје полимерни материјали који имају боље физичко-механичке особине, а самим тим и већу цену, циљ је испитивање могућности употребе широко распрострањених врста полимера на тржишту као што су: ABS (акрилонитрил бутадиеен стирен полимер), PET-G (полиетилен терефталат гликол), POM (полиацетал), PE (политетилен) и PA (полиамид). Основна намена поменутих материјала није уградња у

носеће ваљке тракастих транспортера, али они поседују довољно добре физичко - механичке особине, лаку доступност и прихватљиву цену. Да би се ово постигло, дефинисани су следећи научни циљеви:

- Извршити лабораторијско испитивање механичких особина поменутих полимера са циљем одређивања оне врсте полимерног материјала који поред критеријума повољне цене и доступности задовољава и техничке захтеве дефинисане радним условима;
- Одређивање ограничења у циљу дефинисања граничних радних услова за употребу поменутих материјала, нарочито са аспекта температуре у радном окружењу;
- Нумеричка анализа постојеће конструкције носећег ваљка и оптерећења у циљу одређивања стварног напонског стања и деформација, односно оптималне геометрије ваљка израђеног од полимера;
- Имплементација претходно добијених резултата кроз табелу више остварених налагања у пресованом склопу челични лежај – кућиште од изабраног полимера, у циљу испитивања сила склапања и растављања пресованог склопа;
- Предлагање вредности препорученог преклопа за једну димензију спољашњег пречника лежаја коју је потребно остварити приликом прве уградње лежаја, како би се омогућила једноставна прва уградња, али и исправно функционисање пресованог споја након вишеструког процеса замене лежаја током процеса одржавања;
- Процена могућих енергетских уштеда у раду транспортера због уградње носећих ваљака са телом од полимера за које се претпоставља да поседују мању масу од стандардних челичних.

1.2 Основне хипотезе истраживања

На основу претходно изнетих циљева истраживања, дефинисане су следеће основне хипотезе:

- *Прва хипотеза:* Могућа је примена полимерних материјала за израду тела (цеви) носећих ваљака тракастих транспортера са површинских копова угља, а да се не смањи њихов радни век, нити негативно утиче на њихове преформансе током радног века;
- *Друга хипотеза:* Могуће је употребити полимерне материјале при изради кућишта улежиштења носећих ваљака, а да се при том температура у улежиштењу не приближи значајно горњој дозвољеној граници температурског радног подручја;
- *Трећа хипотеза:* Могуће је прописати такву толеранцију везе чврстим налагањем између кућишта и лежаја да, чак и након вишеструке замене лежаја, још увек постоји довољна минимална сила растављања склопа за несметано функционисање склопа у очекиваним радним условима.

1.3 Научне методе истраживања

Основне научне методе које ће бити коришћене у току истраживања имају за циљ да се за кућиште лежаја носећег ваљка добију прецизни подаци за производњу, а за осовину и тело ваљка квалитетне смернице за даље истраживање. Методе које ће се користити су наведене у наставку:

- Експериментално одређивање модула еластичности и силе кидања различитих врста полимера на микрокидалици према стандарду SRPS EN ISO 527-1;
- Нумерички прорачун носивости тела ваљка и осовине методом коначних елемената;
- Нумерички прорачун температурског поља у улежиштењу и осовини ваљка методом коначних елемената;
- Експериментално мерење нестационарног температурског поља у улежиштењу и осовини помоћу термо камере, сензора температуре и безконтактнoг термометра при неколико промена учестаности обртања и радијалног оптерећења;
- Експериментално мерење силе унутрашњег отпора лежаја помоћу сензора силе, при неколико промена учестаности обртања и радијалног оптерећења;
- Експериментално одређивање потребних толеранција израде кућишта лежаја од полимера помоћу опреме која мери силу утискивања и избијања лежаја из пресованог склопа, као и опреме која мери стање микронеравнина на површини материјала у склопу након сваког циклуса експеримента;
- Експериментално одређивање отпора ваљака са уграђеним кућиштем лежаја од полимера и челика и мерење нестационарног температурског поља приликом испитивања ваљака са кућиштем лежаја од оба материјала на опреми која у лабораторији симулира реалне радне услове оптерећења.

1.4 Преглед дисертације по поглављима

У уводном *првом поглављу* дисертације је дат кратак опис постројења чије техничко унапређење представља тему дисертације. Приказана је распрострањеност транспортног система и истакнут значај за стабилност енергетског система државе. Дате су начелне смернице за могућност унапређења рада система и његову повећану ефикасност. Такође, дат је преглед научних циљева истраживања, као и основних хипотеза и научних метода којима ће се утврђивати резултати.

У *другом поглављу* приказан је модел тракастог транспортера који се користи на површинским коповима у Србији, дата је шема његовог рада и објашњени су сви саставни делови тракастог транспортера, начин њиховог функционисања и утицај који имају на

ефикасност рада целокупног система. Такође су детаљно описани саставни делови склопа самог носећег ваљка.

У *трећем поглављу* је дат преглед и анализа резултата научних радова објављених у међународним часописима или у зборницима радова са међународних конференција, као и докторских дисертација других аутора који су заједно послужили као полазна основа при дефинисању научних циљева и основних хипотеза дисертације. Неки од резултата из поменутих радова су коришћени у наредним поглављима дисертације како би се показала корелација између различитих приступа при решавању проблема одређивања величине оптерећења носећих ваљака.

У *четвртом поглављу* је упоредо приказано неколико теорија и модела којима се одређује оптерећење транспортне траке и носећих ваљака од тежине растреситог материјала и приказан је упоредни преглед резултата сила из истраживања других аутора и њихово тумачење прецизности поменутих резултата. Резултати се односе на вредности сила којима су у раду изложени носећи ваљци и у њима уграђени лежаји.

У *петом поглављу* је дат упоредно преглед аналитичког и нумеричког прорачуна ваљка. Вредности нагиба на месту лежаја и угиба на средини распона плашта и осовине су одређене аналитички и нумерички за тело ваљка израђено од челика. Такође је урађен нумерички прорачун нагиба и угиба ваљка са плаштом и осовином израђеном од полимера. На крају поглавља је дат резиме свих претходно добијених аналитичких и нумеричких резултата, њихово поређење, и смернице за даља могућа истраживања са циљем израде прототипа носећег ваљка савременијег конструкционог техничког решења од полимера.

У *шестом поглављу* је дат преглед резултата експерименталних истраживања и детаљно су описани сви следећи експерименти извршени у склопу рада на дисертацији:

- Испитивање механичких својства епрувета израђених од више врста полимерних материјала према стандарду SRPS EN ISO 527-1;
- Експериментално одређивање температурског поља у улежиштењу од челика и полимера у зависности од учестаности обртања и радијалног оптерећења и њихово упоређивање са аналитичким и нумеричким прорачуном.
- Експериментално одређивање силе унутрашњег отпора лежаја у зависности од материјала улежиштења, учестаности обртања и радијалног оптерећења.
- Експериментално одређивање оптималних толеранција израде унутрашњег отвора кућишта лежаја од полимера, и поређење резултата са вредностима добијеним нумеричким прорачуном.
- Испитивање температурског поља ваљка са полимерним и са челичним кућиштем лежаја на лабораторијској опреми за симулирање радних услова.

У закључном *седмом поглављу* је приказана дискусија експерименталних и нумеричких резултата који су изложени у претходним поглављима. Дата су тумачења добијених резултата експериментално, као и техничка ограничења експерименталне опреме. Изведени су закључци кроз које се истичу научни доприноси дисертације и дају смернице за даља истраживања у овој области.

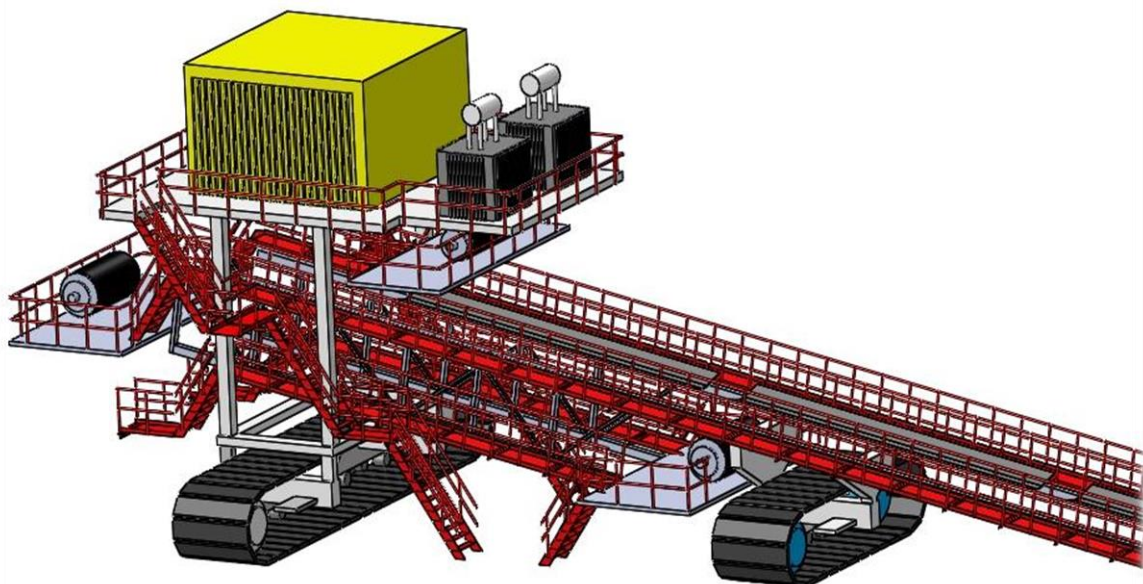
2. Транспортери на површинским коповима у Србији

На површинским коповима могу бити заступљени следећи типови транспорта: камионски, железнички и трачни. Врло ретко се користе хидраулични вид транспорта и транспорт жичарама. Избор врсте транспорта зависи од рељефа терена, хидрогеологије, дебљине рудног слоја, његове дубине, климатских услова и количине руде коју је потребно експлоатисати на годишњем нивоу.

У случајевима када је количина транспортованог материјала од 5 до 10 милиона тона годишње, или прелази ту вредност, кад су стране копа благо нагнуте, кад комади транспортованог материјала нису велики, а дужина трасе износи од 10 до 20 km [2,3,4], по правилу је избор континуални транспорт тракастим транспортером. По функцији тракасте транспортере делимо на стационарне и померљиве, а по месту уградње на транспортере у систему багера и одлагача. Служе за транспорт јаловине и угља.

На површинском копу Дрмно у Костолцу се користи неколико система који по подацима из 2013 године за годину дана изврше транспорт 9 милиона тона угља и 40 милиона кубних метара јаловине [5]. Ова количина обезбеђује производњу од око пет милијарди киловатчасова годишње електричне енергије. Са пуштањем у рад новог блока „Ц“ термоелектране од 350 мегавата, производња је повећана за скоро две и по милијарде киловатчасова годишње, што је за 50% повећало потребу за транспортом јаловине и угља, и у складу са тим су претходно већ повећани капацитети транспортног система.

Тракасти транспортери на површинском копу Дрмно се користе у системима багер – трака – одлагач (БТО) за транспорт јаловине, као и у системима багер – трака – дробилана (БТД) за транспорт угља. На Слици 2.1 је приказан модел транспортера Гоша Б2000 са погонском и претоварном станицом, као и делом трасе.



Слика 2.1: Модел транспортера "Гоша - Б2000" - чеона секција

Извор: модел израђен на основу фотографија <http://www.gosafom.com/>, рударска опрема

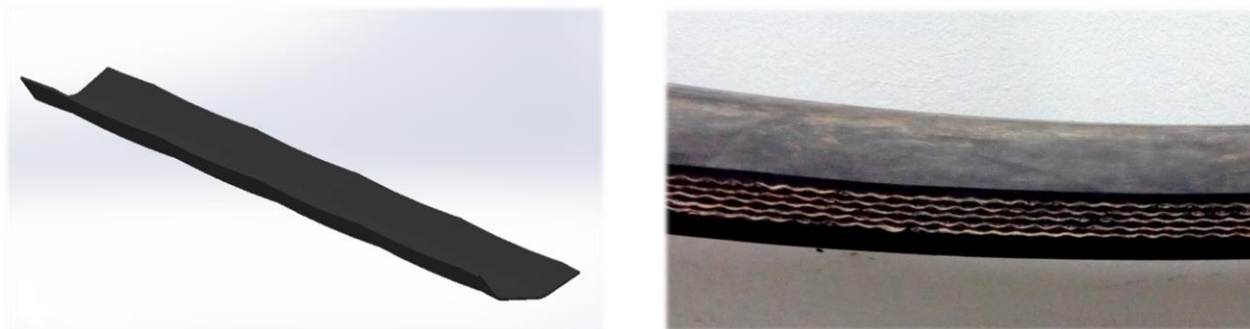
Основни параметри ових система БТО и БТД на копу Дрмно су дати у следећој Табели 2.1:

Табела 2.1 Параметри транспортних система на копу Дрмно [6]

Систем	Ознака секције	Дужина	Ширина	Кота почетка трасе	Кота краја трасе	Број и снага погона
		(m)	(mm)	m.n.m.	m.n.m.	(ком x kW)
БТО	В-1	736,9	1800	88,7	80	3 x 400
	В-2	748	1600	104	88,7	3 x 400
БТД	У-1	988	1600	80,5	58,4	4 x 315
	У-2	922,6	1400	89	80,5	4 x 315

2.1 Саставни делови транспортера

Гумена трака транспортера (Слика 2.2) представља носећи и вучни орган транспортера. Најскупљи је део транспортног постројења и њена цена износи око половине укупне цене постројења за транспорт. Такође поседује најкраћи радни век од свих саставних делова транспортера. Састоји се од језгра траке и гуменог омотача. Језгро има еластична својства и служи да прима све силе које делују на траку и апсорбује ударе од претовара материјала. У енергетици се користи трака са језгром од челичних ужади - каркас, које се састоји од већег броја паралелно постављених ужади у гуменом слоју. Ужад је поцинкована због отпорности на корозију и због бољег приањања гуме. За транспорт тешких и оштрих комада, у траку се уграђују и два текстилна улошка.

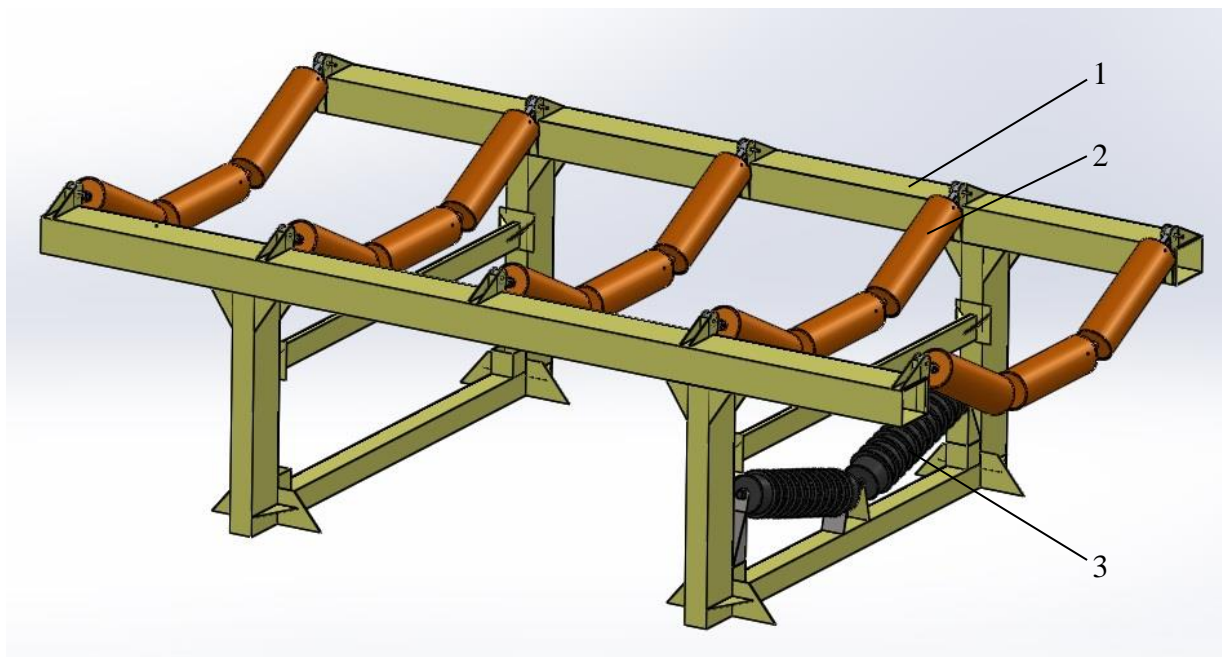


Слика 2.2: Транспортна трака - модел траке једне секције (лево) и фотографија попречног пресека (десно)

Гумени омотач може бити гладак (до успона од 22°), или рељефан (за успоне преко 22°). Омотач штити језгро од механичких оштећења, од пропадања под утицајем метеоролошких фактора као и биолошког разарања. Дефинише се ширином и вучном способношћу. Што је материјал траке квалитетнији то је могуће направити дуже транспортере који превозе већу количину материјала у јединици времена. Неопходно је да материјал траке обезбеђује добро савијање преко ваљака и око бубњева, добро формирање корита и налагање на носеће ваљке, мало издужење, малу хигроскопност, велику отпорност на механичке утицаје и труљење, као и што је могуће мању сопствену масу.

Носећа конструкција транспортера обезбеђује крутост транспортера (Слика 2.3), носи на себи све његове саставне делове и преноси оптерећења од делова и транспортованог материјала на подлогу. На носећу конструкцију се монтирају: носећи, повратни и

усмеравајући ваљци, трака, бубњеви, уређаји за затезање траке и сигурносни уређаји. Израђује се од челичних цеви, челичних профила и ужади.



Слика 2.3: Модел линијске секције транспортера са носећом конструкцијом (1), слогом - герландом носећих ваљака (2) и герландом повратних ваљака (3)

Транспортер се дуж трасе дели на секције, зависно од намене конкретног дела транспортера, па самим тим и носећа конструкција је различита код сваке од секција. Разликују се: носећа конструкција погонске станице, прелазне секције, трасе, завршне (повратне) секције, и евентуално телескопске секције. Последња наведена верзија челичне конструкције се јавља само код оних транспортера који имају потребу за променљивом дужином трасе.

Носећа конструкција чеоне секције је решеткаста или гредна правоугаона конструкција која служи да на себи носи до 4 погонска електро мотора, редуктора, фриксионе или хидрауличке спојнице, до 2 погонска бубња, уређај за кочење, чишћење и затезање траке, левак за утовар материјала и опрему за аутоматско управљање и контролу.

Чеоне секције могу бити стационарне и нестационарне. Нестационарне без сопственог погона су ослоњене преко тачкова или понтона на подлогу и њихово померање се врши помоћу вучних дизалица или тегљача. Нестационарна је приказана на Слици 2.1 и поседује сопствени гусенични погон. Поседују довољно добар однос масе и крутости. Притисак по ослонцу је усаглашен са карактеристикама тла, а конструкција омогућава прилагођавање и померање по неравном терену. Положај погонског бубња је подесив како би трака увек била на жељеном правцу.

Прелазна секција је дужине неколико метара и уграђује се између чеоне секције и секције трасе и служи за миран рад транспортера и спречавање издизања траке које је последица положаја чеоног бубња који је постављен на нешто већој висини од нивоа траке линијске секције.

Траса, односно линијска секција (Слика 2.3), служи на ношење носећих и повратних ваљака, траке транспортера, ужади и напонских водова. Представља раванску конструкцију (подужни, вертикални и попречни елементи) која се израђује од цеви или ваљаних профила међусобно спојених заваривањем и ослоњеним на подлогу преко бетонских темеља,

челичних или дрвених прагова. Нестационарни, односно попречно померљиви транспортери, су дужине чланака од 6 до 8 метара, а на себи носе од 4 до 6 слогова ваљака. Сваки чланак се ослања на један чврст и два клизна ослоња преко два понтона како би се избегла деформација чланка приликом померања.

Повратна секција на себи поседује намонтиран пријемни левак за претовар материјала са претходног транспортера, слокове амортизујућих ваљака који служе да апсорбују вибрације настале услед претовара, повратни бубањ (који може имати и функцију затезача траке), и отклонски бубањ који служи за повећање обухватног угла траке око бубња. Анкерисање се врши преко бетонских плоча или челичних шипки које су укопане у тло.

Ваљци – ролнице (Слика 2.4) представљају елемент тракастог транспортера који је предвиђен да носи транспортну траку дуж целог транспортера осим на делу где трака прелази преко бубњева. Израђују се од челика, гуме, пластике, ливеног гвожђа. Према намени могу бити носећи, повратни, прелазни, усмеравајући, амортизујући и ваљци за чишћење траке. Носећи ваљци су постављени испод траке на месту где је она оптерећена материјалом за транспорт. Повратни ваљци су постављени са доње стране транспортера где се празна трака враћа до места претовара. Усмеравајући ваљци и ваљци за чишћење траке се постављају на погонској секцији. Прелазни ваљци се уграђују на месту преласка између погонске секције и секције трасе, а амортизујући ваљци се уграђују на месту претовара.



Слика 2.4: Носећи ваљак

Усмеравајући ваљци се уграђују зато што кретање траке није по смеру идеално. До укошења може доћи услед лоше постављене носеће конструкције, нагнутости средњег хоризонталног чланка, несиметричног товарења материјала, издизања траке у кривини и сл. Ваљци се постављају на вертикалне или косе осовине које се налазе на померљивим носачима испод корита траке. Постављају се са обе стране траке на местима где се очекује спадање траке са носећих ваљака на растојању од 100-150 метара.

Погон транспортера се састоји од једног до два погонска бубња (Слика 2.5), и два или више електромотора постављених на носећу конструкцију. Погон се од електромотора преноси преко хидрауличке спојнице до редуктора и фриксионе спојнице до бубња. На погонском делу носеће конструкције транспортера уграђени су још и уређаји за центрирање и чишћење траке и бубњева, усмеравајући бубњеви и затезни бубањ који помоћу затезног тега повећава вучну силу у траци и самим тим побољшава налагање траке на транспортер.



Слика 2.5: Погонски бубањ
Извор: <https://www.skecon.com>

Електромотори који се примењују за погон до 130kW су краткоспојни асинхрони електромотори, а за веће снаге се користе асинхрони са клизним прстеновима који имају бољу расподелу оптерећења. Укупне снаге погона транспортера на површинским коповима лигнита могу бити 315 kW, 430 kW, 500 kW, 630 kW, 1500 kW и 2000 kW, а у нашој земљи најснажније погонске станице су 4x630 kW и 4x1000 kW.

Бубњева у погону може бити један или више, а сваки се састоји од вратила, склопа лежаја, две бочне кружне дијафрагме и плашта бубња који је превучен облогом. Плашт бубња је цилиндричан или благо испупчен у средини што омогућава да трака не склизне са бубња. На себи има облогу која за циљ има повећање трења између бубња и траке, али делује и као чистач, и чува бубањ од хабања.

Затезање траке се врши помоћу затезног бубња чији ход за траке са каркас језгром може бити неколико метара. Затезање се може вршити помоћу оптерећења, ручно, механички и аутоматски. Приликом затезања транспортне траке помоћу оптерећења, на траку се поставља ваљак који је оптерећен додатним тегом тако да траку угиба - затеже на пола растојања између друга два ваљка који играју улогу ослонаца. Поставља се код повратног бубња или на силазној страни погонског бубња. Ако се поставља на месту повратног бубња, онда повратни бубањ служи као затезни.

Ручни и механички уређаји се постављају код повратног бубња. Затезни бубањ остварује своју силу затезања на траку тако што се натеже витлом ручно или механички путем електромотора.

Аутоматски затезни уређај раде периодично или континуално. Поседују сензоре који региструју затезну наилазну и силазну силу са бубња, вучну силу, брзину траке и дужину лука клизања на погонском бубњу и на основу тога одређују колико електромотор треба да намота витло како би се остварило потребно налагање траке.

Спојнице се уграђују између погонског електромотора и редуктора, као и између редуктора и погонског бубња. Између електромотора и редуктора су уграђене хидродинамичке спојнице чији је основни задатак заштита електромотора и траке од преоптерећења услед великих отпора тиме што усклађују обртни момент електромотора са обимном силом на бубњу и омогућују покретање мотора без оптерећења. Најчешће поседују аутоматски уређај за кочење који служи за спречавање покретања траке под дејством тежине материјала који носи

у тренутку кад је транспортер ван погона. Ово се ради на свим транспортерима који имају велику брзину траке или који савлађују значајне успоне или падове. Кочнице могу имати електрохидраулички или електромагнетни погон. Спојница између редуктора и погонског бубња је фриксиона састоји се из прирубница, стезних прстенова и стезног склопа.

Претоварна места служе да се на њима материјал на тракасти транспортер утовари или са њега претовари на одлагаче. Претоварна места су опремљена уређајима који формирају ток материјала, спречавају његово расипање, прекомерно подизање прашине и спречавају оштећења појединих делова транспортера. Додавачи који утоварају материјал на траку могу бити стационарни бункер додавачи и стационарни или самоходни утоварни левкови.

Уређаји за чишћење траке су једноставни и поуздани, израђени од материјала за који се не лепе нечистоће, не хабају површину траке и не задиру у места где је трака настављана. Чистачи могу бити фиксни и обртни, а према принципу рада се деле на механичке (плужни), пнеуматске (млазнице са компримованим ваздухом) и хидрауличке (млазнице са водом). Комбинује се више чистача на једном транспортеру како би било чишћење што квалитетније: фиксни за грубо и обртни за фино чишћење траке .

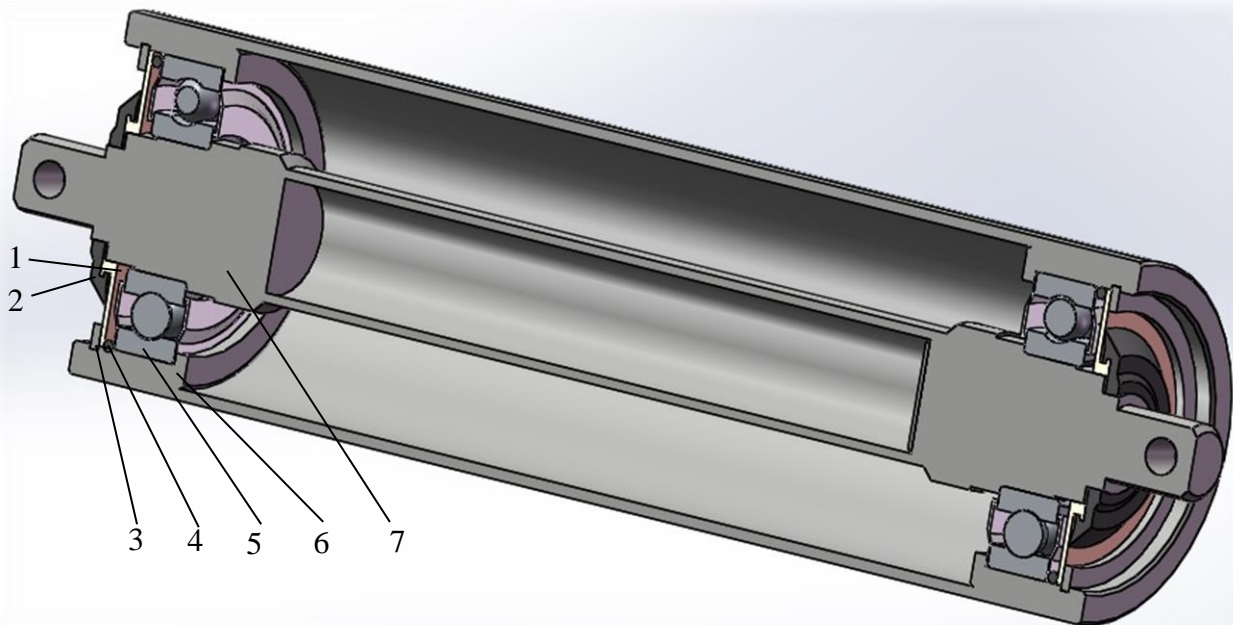
У зависности од влажности, температуре, карактеристика материјала и гранулације долази до различитог степена прљања траке. Лепљење материјала за траку доводи до смањења коефицијента трења између погонског бубња и траке, повећава тежину, смањује капацитет траке и изазива оштећења. Најбоље решење за чишћење траке је превртање траке закренуто постављеним ваљцима за од 90° до 180° чиме се елиминишу сви потенцијални недостаци. Испод места на којима се врши чишћење, често се уграђује мањи транспортер који купи очишћени материјал и враћа га на транспортну траку.

2.2 Носећи ваљци тракастих транспортера

Носећи ваљци тракастих транспортера (Слика 2.6) се уграђују на конструкцију транспортера на фиксан начин или помоћу висећих међусобно повезаних ваљака у слокове, односно герланде. Фиксни се каче преко учвршћене осовине око које се окреће ваљак или преко учвршћеног лежаја око кога се окреће цилиндрични рукавац. Ваљци са учвршћеном осовином су ниже цене али захтевају прецизнију израду и при оштећењу једног лежаја долази до комплетне замене целог слога. С друге стране, висеће герланде омогућавају померање герланде у вертикалној и хоризонталној равни, тј. прилагођавање облика попречног пресека герланде транспортованом материјалу што умирује ход траке и смањује количину просутог транспортованог материјала. Такође, овај начин уградње смањује отпор кретања траке и продужава радни век траке и ваљака. Из поменутих разлога, искључиви избор врсте уградње носећих ваљака за транспорт јаловине и угља на површинским коповима је уградња преко висећих герланди.

На Слици 2.6 се уочавају следећи саставни делови носећег ваљка:

1. Притисни заптивни прстен;
2. Заптивни прстен;
3. Ускочник;
4. Гумени заптивни прстен;
5. Уграђени котрљајни лежај;
6. Тело ваљка - плашт и кућиште лежаја;
7. Осовина ваљка.



Слика 2.6: Изглед уздужног пресека носећег ваљка

Код висећих ваљака долази до појаве већег хоризонталног померања приликом залетања траке код старта транспортера, што ствара додатне отпоре кретању, али је основна предност то што је замена оштећених ваљака и герланди могућа без заустављања транспортера. Према начину подмазивања постоје ваљци који захтевају повремено подмазивање и оне који су трајно подмазани, што се показало као боље решење. Заптиваче може бити лабиринтско (код великих брзина транспорта), помоћу заптивних прстенова (у условима велике запрљаности и малих брзина рада) или комбиновано.

Носећи ваљци тракастих транспортера су изложени сложеној врсти напрезања. Део тих напрезања потпада под номинална, радна оптерећења, која се јављају у редовном раду. Други део су непредвиђена радна оптерећења која су последица могућих одступања на терену од идеалних радних услова. Стога, носећи ваљци морају бити тако димензионисани да додатна оптерећења која у краћем временском периоду могу деловати на ваљке, не доведу до таквих деформација које би довеле до отказа делова склопа герланде, што за последицу може имати хаварију мањих или већих размера, застој у раду и финансијске губитке.

Носећи ваљци носе оптерећење од траке и терета и оно се распоређује на све ваљке у слогу - герланди. Може их бити један у слогу – тада је трака равна и уска; два, три или пет у слогу и тад трака има облик корита и транспортер је знатно шири (и до преко два метра). Дужина појединих ваљака у слогу може, али не мора бити идентична. Код ужих трака бочни ваљци имају нагиб око 30° , а код широких трака 35° и 45° .

Више институција и произвођача ваљака се бавило испитивањем узрока њиховог отказа, па и Машински факултет у Београду [6,7]. Општи је закључак да је најчешћи узрок отказа ваљака отказ самог лежаја. Поменути отказ није последица преоптерећења лежаја или лоше изабраног лежаја са аспекта радног века, већ искључиво контаминација мазива лежаја са честицама разне гранулације из спољашње радне средине. Радна средина носећих ваљака је изузетно агресивна, обилује влагом и различитим облицима нечистоћа које изазивају појаву кондензата у унутрашњости лежаја и унутрашњости цеви, која у комбинацији са честицама

загађења доводи до оксидације, односно стварања корозије на унутрашњим површинама лежаја. Овај проблем се може решити квалитетније изведеним заптивањем које подједнако добро може да се примени и код челичног ваљка и код ваљка израђеног од полимера.

У носеће ваљке тракастих транспортера се уграђују искључиво радијални куглични лежаји са повећаним радијалним зазором због тога што омогућавају рад у условима повећаних нечистоћа и међусобни угао закретања унутрашњег и спољашњег прстена је до 16 угаоних минута. Локално динамичко напрезање тела ваљка на месту додира тела ваљка и транспортне траке, као и напон у осовини ваљка на средини распона нису довољно велики да би изазвали динамички лом и довели до отказа ваљка. Преоптерећење транспортера може као последицу имати превелик угиб тела ваљка, односно осовине, који доводе до превеликог међусобног закретања прстенова у кугличном лежају, што за последицу има повећано трење у лежају, повећање температуре, блокаду лежаја и ваљка. Оваква блокада доводи до повећаног трења на додирној површини ваљка и траке тракастог транспортера и може изазвати оштећење траке.

Дисертација анализира постојеће конструкционо решење израде ваљака које се користи на површинским коповима угља ТЕ „Костолац“. Носећи ваљци су пречника $\varnothing 159$ mm, а дужине могу бити 530 mm, 600 mm или 670 mm. Израђују се у више варијанти заваривањем бешавне челичне цеви за ковано челично улежиштење. Постоји, такође, и врста ваљка где се ваљак израђује методом дубоког извлачења лима, али се ређе користи, и неће бити предмет даље анализе.

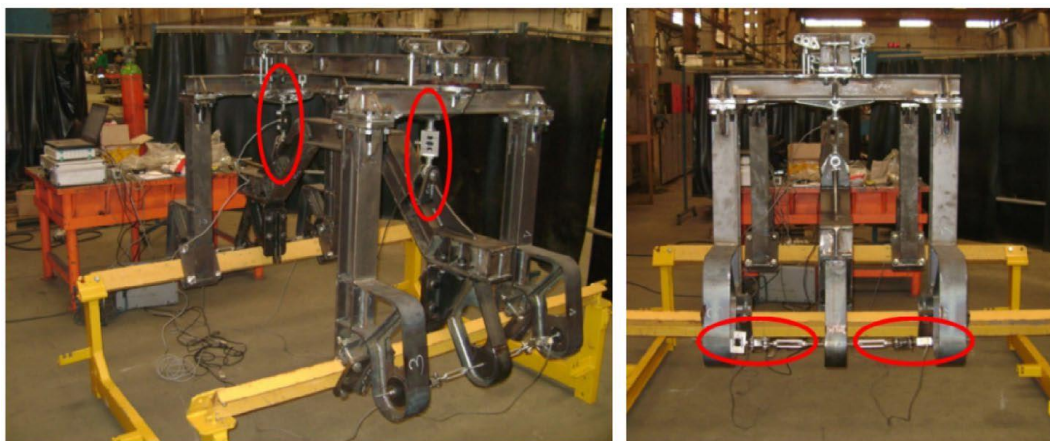
Разматра се оптерећење код висећих герланди са три ваљка у слогу, што даје коритасти попречни пресек транспортованог материјала, што је најчешћи случај на површинским коповима угља у Србији . У поглављу 5 дисертације, вредности напона и деформација ваљака су добијене аналитичким путем (преко познатих зависности из теорије еластичности) и нумеричким путем (метода коначних елемената). Прорачуни су спроведени за постојеће комбинације осовина пуног и шупљег кружног попречног пресека са телом ваљка израђеног од бешавне цеви и кованог улежиштења. Такође је извршен прорачун осовине профила латинчног слова „I“ које би довело до сличне носивости са нешто мањом масом ваљака. Мања маса би делимично смањила снагу потребну за покретање транспортера, омогућила би лакше манипулисање герландом током одржавања система, и претпоставља се да би ваљак мање масе имао и нижу набавну цену.

3. Преглед и анализа литературе у предметној области

Важност оптимизације рада тракастих транспортера са аспекта уштеде енергије и финансијских средстава је у непосредној прошлости била повод за детаљнију анализу њиховог рада у неколико различитих студија. Анализирани су величина оптерећења по носећем ваљку у току рада система, фактори који утичу на повећање укупног отпора при раду транспортера, учешће појединих отпора у укупном отпору кретања као и системи за праћење рада транспортера.

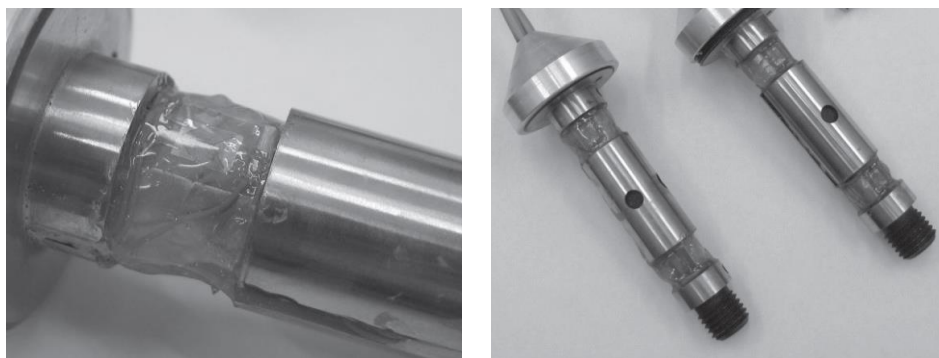
Спанс (Spraans) [8] и Лодевијкс (Lodewijks) [9] су у својим радовима приказали теоретски начин прорачуна отпора кретању тракастих транспортера. Лодевијкс (Lodewijks) [10] је детаљније описао како избор адекватног материјала траке утиче на укупан отпор кретања.

Крол (Krol), Кисиелевски (Kisielewski), Касзуба (Kaszuba) и Гладисијевиц (Gladysiewicz) [11] су у свом раду описали начин мерења отпора кретању преко специјално конструисаног мерног рама приказаног на Слици 3.1 који се уграђује на делове трасе постојећег транспортера.



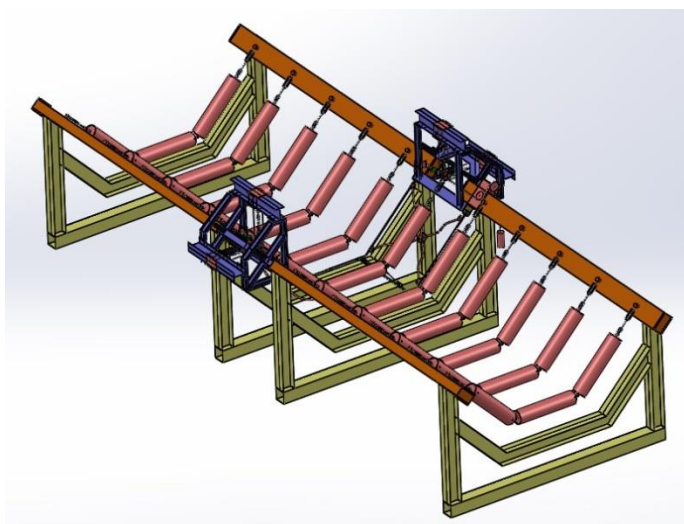
Слика 3.1: Мерни рам [7]

Гладисијевиц (Gladysiewicz), Крол (Krol) и Буковски (Bukowski) [12] су у лабораторији и у експлоатацији одређивали два највећа отпора кретању траке, а то су унутрашњи отпор окретању ваљака, као и отпор задирања ваљака у материјал транспортне траке. За ту сврху је конструисана посебна опрема у виду сензора уграђених у два завртња којима је осовина ваљка причвршћена за ослонце. Сензори који региструју радијалну силу, као и момент којим сила унутрашњег отпора делује на завртањ приказани су на Слици 3.2.



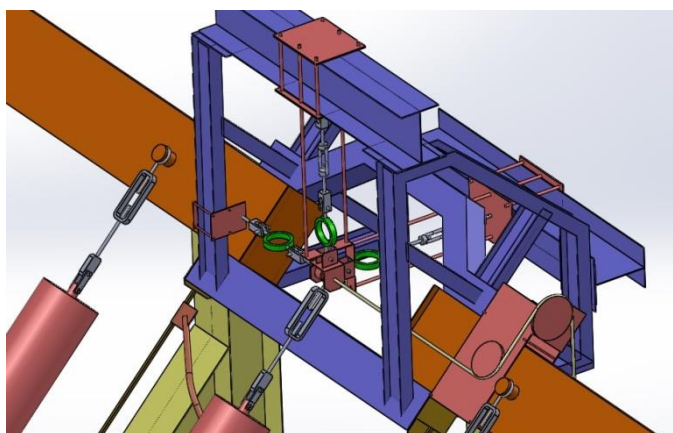
Слика 3.2: Мерни завртањ [8]

Гисман (Geesmann) [13] је у својој дисертацији истраживао укупан отпор котрљању који тракасти транспортер пружа у току свог рада како би одредио потрошњу енергије, као и максималну могућу дужину транспортера за несметан рад. Показао је како је традиционалан начин одређивања отпора котрљању неподесан за прорачун укупног отпора котрљању тракастог транспортера који се базирао на прорачуну отпора једног носећег ваљка, притом не узимајући у обзир многе друге утицаје који су пресудни у одређивању укупног отпора тракастог транспортера. У лабораторијским условима је испитано 25 ваљака различите конструкције на унутрашњи отпор котрљања. Такође је испитан утицај температуре на отпор котрљања код неколико врста транспортних трака.



Слика 3.3: *Модел секције транспортера [13]*

У експлоатационим условима на површинском копу угља је постављена мерна секција транспортера, приказана на Слици 3.3 и Слици 3.4, у укупној дужини од 120 метара са преко 120 мерних места. На поменутој секцији укупно је испитано петнаест различитих герланди носећих ваљака, од којих је свака имала један хоризонталан и два бочна ваљка. Испитивање је вршено са транспортном траком ширине 2800 mm и масеним протоком транспортованог материјала од 37500 t/h.



Слика 3.4: *Модел мерне опреме секције транспортера [13]*

Ваљци су се међусобно разликовали по димензијама, начину међусобног везивања и углу нагиба бочних ваљака. Испитивање је трајало преко две године и испитане варијанте герланди су показале приметно различите резултате отпора кретању. Најнижи отпор кретању су пружиле герланде са три носећа ваљка међусобно истих димензија. Закључено је да конфигурација носећих ваљака исте дужине са скраћеним вешањем може дати при пуном оптерећењу транспортера и до 20% нижи отпор котљања, за исти попречни пресек транспортованог материјала, од конфигурације са краћим централним ваљком и дужим вешањем. Повећање пречника централног ваљка са 219 mm на 400 mm резултовало је смањењем отпора котљању за 6%. Такође је показано да су траке тракастих транспортера, које су посебно дизајниране са циљем смањења отпора кретању, након више година употребе нису показале у значајној мери боље резултате.

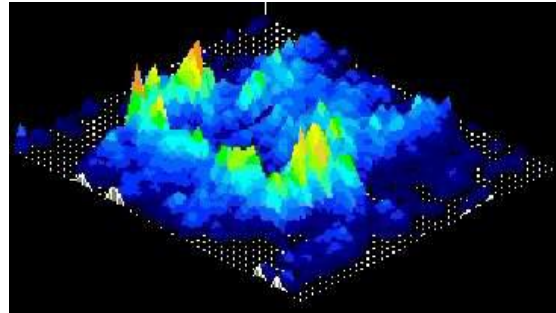
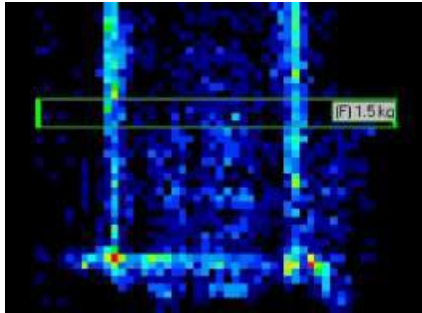
Катерфелд (Katterfeld), Гладисиевиц (Gładysiewicz) и Швандке (Schwandtke) [14] су конструисали нов начин ослањања герланде на носећу конструкцију, приказан на Слици 3.5, који у зависности од количине транспортованог материјала мења нагиб бочних ваљака и тиме смањује потрошњу енергије за погон у случају да тракасти транспортер није потпуно оптерећен.



Слика 3.5: Герланда променљивог нагиба бочних ваљака [14]

Лиу (Liu) [15] је у својој дисертацији истраживао како повећати поузданост тракастих транспортера, како одредити радни век носећих ваљака и предвидети њихов отказ, као и како на време уочити проблем у раду који може довести до застоја и потенцијалне хаварије транспортера. Предложио је као решење интегрисани систем одлучивања о начину одржавања носећих ваљака тракастих транспортера. Како би се дошло до решења, претходно је у дисертацији аналитички и експериментално одређено оптерећење којем је у радном веку изложен носећи ваљак. За експеримент је коришћен тактилни површински сензор притиска, приказан на Слици 3.6, који је био неопходан за потврду теоријских прорачуна, као и за боље разумевање стварне природе оптерећења траке од стране растреситог материјала.

Аналитичко одређивање радног века ваљка је одређено у односу на пројектовано радно оптерећење и брзину ротације у радним условима, а експериментално на основу праћења рада тракастог транспортера и правовременог уочавања првих знакова могућег скорог отказа ваљака.



Слика 3.6: Експериментална секција транспортера (горе лево), тактилни површински сензор траке (горе десно), и записи оптерећења (доле лево и десно) [15]

За ту сврху је израђена експериментална секција транспортера приказана на Слици 3.7, која је опремљена сензорима вибрација, убрзања, температуре, буке и термовизијским надзором инфрацрвеном камером. За испитивање су припремљени ваљци са осам различитих оштећења лежаја као и шест различитих оштећења кућишта лежаја.



Слика 3.7: Експериментална секција транспортера у лабораторијским условима (1 - систем за аквизицију података, 2 - кутија са опремом за мерење, 3 - испитна герланда, 4 - транспортер) [15]

Слична експериментална поставка је поновљена у експлоатационим условима на транспортеру у луци Ризхао у Кини (Слика 3.8). Закључак је да је могуће на време открити ваљке у финалној фази отказа, како би се избегао хаваријски застој. Међутим, показано је да није могуће открити проблем у раној фази отказа.



Слика 3.8: Експериментална секција транспортера на терену [15]

Утврђено је да је мерење температуре на крајевима осовина најзначајнија физичка величина за праћење која најраније сугерише на постојање проблема. Предложен интегрисани систем одлучивања о начину одржавања носећих ваљака тракастих транспортера, који укључује комбинацију аналитичке методе и методе континуалног посматрања тренутног стања система, а за циљ има адекватно одређивање интервала прегледа транспортера и распоред замене носећих ваљака.

Гладисиевиц (Gladysiewicz) и Крол (Krol) [16] су испитивали неколико различитих полиуретанских ваљака на лабораторијској опреми приказаној на Слици 3.9.



Слика 3.9: Експериментална опрема за испитивање полиуретанских ваљака [16]

Закључак испитивања је да је радни век задовољавајући, али да су сви ваљци отказали због заморног лома плашта ваљка у зони непосредно уз кућиште лежаја. Ово представља један од карактеристичних узрока отказа и челичних ваљака, што оставља места за унапређење конструкције ваљака од полимера како би се ова појава избегла.

Лу (Lu), Лин (Lin) и Ју (Yu) [17] су одредили укупан отпор котрљања ваљака аналитички и експериментално. Одредили су међузависност силе вертикалног оптерећења, брзине кретања траке, полупречника ваљка, дебљине потпорног слоја материјала траке и ширине транспортне траке и њихов утицај на укупан отпор.

Аналитички је проблем решен серијом прорачуна и табеларно приказаним резултатима где је одређена зависност отпора котрљања од еластичних особина материјала транспортне траке. Дат је образац помоћу ког се израчунава укупан отпор котрљања узимајући у обзир силу вертикалног оптерећења и брзину кретања траке. Вертикално оптерећење посредно утиче на отпор повећавајући дужину обима ваљка који је у контакту са траком. Помоћу овог обрасца је до детаља изанализиран утицај поменутих фактора и резултати су приказани табеларно. У анализи је за сваки прорачун узета друга комбинација дебљине еластичног слоја и полупречника носећег ваљка. Добијени резултати су потом графички прегледније приказани дијаграмима.

Конструисана је лабораторијска опрема приказана на Слици 3.10 са циљем верификације теоријски добијених резултата. Опрема мери отпор окретању траке у зависности од променљиве силе вертикалног оптерећења које се подешава положајем ваљка који на средини распона притиска траку. Закључено је да је утицај пораста брзине траке на смањење отпора котрљања мањи са порастом брзине и да за вредности изнад 6 m/s више није фактор од пресудног утицаја на укупну силу отпора. Пресудну улогу у том домену има дебљина гуменог слоја тракастог транспортера, параметри његове вискоеластичне карактеристике, као и радијус ваљка и вертикално оптерећење.



Слика 3.10: *Експериментална опрема за испитивање укупног отпора котрљања ваљка [17]*

Јинху (Jinhu), Венјун (Wenjun) и Ксиаоксиа (Xiaoxia) [18] су у свом научном раду предложили носећи ваљак нове конструкције са степенастом шупљом осовином и новом врстом

заптивања. Нумерички прорачун показује како је ово техничко решење оствариво, и омогућује извесну уштеду у материјалу, а незнатно се добија и на поузданости склопа.

Мишковић [19] је у својој докторској дисертацији анализирао утицај количине нечистоћа, карактеристичних за површинске копове угља, на унутрашње трење у котрљајним лежајима носећих ваљака, па самим тим и њихов утицај на укупни отпор кретању траке. У склопу дисертације је развијена нова универзална методологија за експериментално испитивање транспортних ваљака и котрљајних лежаја. Поменута методологија је примењена на испитивање транспортних ваљака са површинских копова угља у којој је мазиво лежаја вештачки контаминирано помоћу реалних експлоатационих честице нечистоћа. Такође је одређена међусобна зависност између времена проведеног у експлоатацији и концентрације честица нечистоће са порастом вибрација и порастом температуре лежаја.

Панг (Pang) [20] се у својој дисертацији бавио развојем новог система за праћење свих параметара рада тракастог транспортера. Приказане су могућности побољшања постојећих система за надзор, тако што се информације сваког појединачног система надзора доводе до новог система који самостално одлучује о одржавању компоненти тракастог транспортера. Циљ рада је било налажење могућности смањења особља које се бави одржавањем система, као и смањење могућности појаве грешке због недовољно искусног особља.

Из претходно описаних докторских дисертација и научних радова више различитих аутора закључује се како је тежиште истраживања фокусирано како на што прецизније одређивање оптерећења носећих ваљака тракастих транспортера, на одређивања фактора који пресудно утичу на укупно повећање отпора котрљања компонената у транспортеру, тако и на предвиђање радног века носећих ваљака. Радни век се одређује на основу количина нечистоћа у лежајима које директно утичу на смањење радних карактеристика, као и путем развијања система за надзор параметара рада транспортера, и њиховим интегрисањем у нове начине предвиђања динамике радова на одржавању система за транспорт угља на површинским коповима.

У наведеним радовима није испитивано коришћење алтернативних врста материјала ниске набавне цене за израду кућишта и плашта носећих ваљака, као и утицај ових материјала на укупне трошкове погона транспортера преко уштеде у енергији потребној за покретање и рад система, и преко цене одржавања система. Нове конструкције ваљака су теоретски успешно разматране у једном раду [18], а конструкције ваљака од полимера такође само у једном раду [16].

Закључци нумеричког прорачуна МКЕ [18] показују да нова телескопска конструкција осовине ваљка показује скоро исти ниво носивости, као и постојеће конструкционо решење, уз претпостављено смањење трошкова експлоатације од 10%, које није експериментом и потврђено. Експериментално истраживање спроведено у [16] показује да полиуретански ваљци имају радни век од 3,5 до 4,5 година уз препоруку да је потребно додатно анализирати дизајн заптивача и лежаја, и избор мазива. Утврђено је да је узрок отказа ваљака лом тела полиуретанског ваљка у близини кућишта лежаја, што је последица замора материјала.

Након опширног прегледа научне и стручне литературе, уочен је недостатак теоријских и експерименталних истраживања на тему примене полимерних материјала за израду компонената транспортних ваљака. Из овог разлога, у оквиру дисертације "Примена полимерних материјала за израду тела носећих ваљака тракастих транспортера и њихов утицај на уграђене котрљајне лежаје" спроведена су детаљна истраживања у овој области, како би се утврдило да ли, и до које мере, је могуће применити полимерне материјале у

конструкцији склопа носећих ваљака. Лом материјала утврђен у [16], који је такође чест узрок отказа челичних ваљака [6,7], указује на то да је потребно дефинисати ново конструкционо решење са ојачањем у поменутој зони како до оваквих појава не би долазило код ваљака израђених са телом од полимера.

4. Прорачун носећих ваљака по стандарду

За одређивање врсте ваљка који се уграђује у герланду, потребан је прорачун оптерећења, добро познавање услова рада, и у складу с тим избор ваљка одговарајућег типа и димензија од оних ваљака који су доступни на тржишту. Врста и димензије ваљка се бирају на основу оптерећења тракастог транспортера по јединици дужине и карактеристика тог оптерећења, ширине траке, броја ваљака у герланди, експлоатационих услова (начина заптивања), броја радних сати, брзине траке, растојања између слогова герланди итд. Препоруке у зависности од претходно поменутих фактора се се дају табеларно.

Поступак избора почиње бирањем одговарајуће ширине B и брзине траке v која мора да обави транспорт потребне количине материјала. Изглед герланде се бира на основу оптерећења, носивости, броја радних сати, потребног радног века, услова радне средине, особина транспортованог материјала (гранулација, насипни угао). Прорачунско оптерећење, које не сме бити веће од дозвољеног, се рачуна по изразу [17]:

$$G_{pr} = (q_k + q_t)l_0k_1k_2k_3k_4 \quad (4.1)$$

где су:

- q_k – подужно оптерећење од корисног терета;
- q_t – подужно оптерећење од траке;
- l_0 – растојање између слогова ваљака на носећој страни траке;
- k_1 – фактор утицаја величине комада;
- k_2 – фактор утицаја стања средине и одржавања;
- k_3 – фактор утицаја режима рада;
- k_4 – фактор утицаја брзине траке.

На основу прорачунског оптерећења, ширине траке и нагиба бочних ваљака се из табеле [21] бира величина ваљака. Носивост ваљка је укупно оптерећење које ваљак може поднети, а максимално оптерећење се одређује преко напрезања на савијање осовине ваљка и тела (цеви) ваљка. Укупно оптерећење не сме бити веће од оптерећења које се даје табеларно за дати ваљак у зависности од врсте ваљака [Табела 10.14 - 21], пречника осовине и дужине ваљака, а одређује се помоћу израза:

$$F_v = q_k k_u l_0 f_0 + q_t + q_0 + F_{ro} \quad (4.2)$$

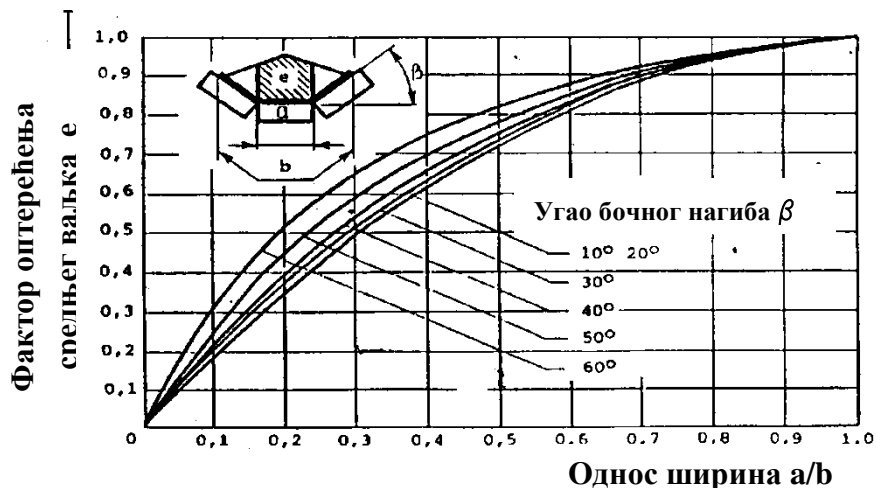
где је:

- q_0 – оптерећење од обртних делова ваљака;
- f_0 – препоручени угиб;
- F_{ro} – прираштај оптерећења;
- k_u – фактор удара.

Фактор удара се рачуна по изразу:

$$k_u = C_a v^2 + 1 \quad (4.3)$$

- C_a – константа динамичког удара која зависи од крупноће материјала и врсте ваљака и даје се табеларно [Табела 10.15 - 21];
- v – брзина кретања траке.



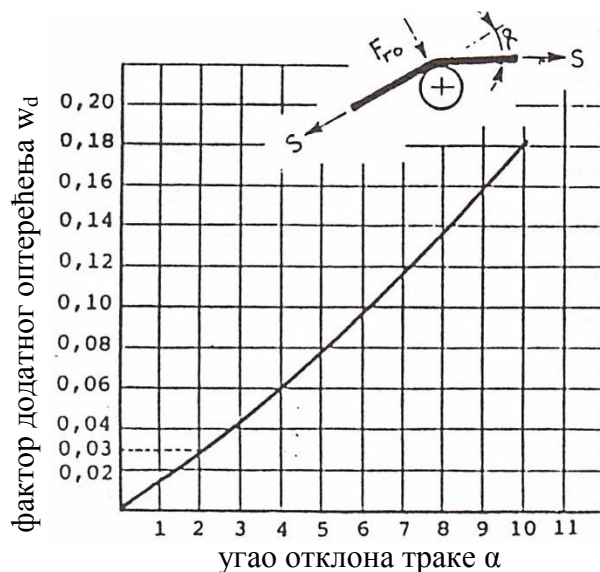
Слика 4.1: Попречна расподела оптерећења слога ваљака [21]

Фактор оптерећења средњег ваљка „ e “ се читава са дијаграма са Сlike 4.1 у функцији од коритастости траке (a/b), дужине средњег ваљка и нагиба бочних ваљака. Прираштај оптерећења се јавља на местима где трака мења свој правац кретања. Рачуна се по изразу:

$$F_{ro} = w_d \cdot S_{max} \cdot l_v \quad (4.4)$$

где је:

- w_d – фактор додатног оптерећења и узима се са дијаграма са Сlike 4.2;
- S_{max} – максимална затезна сила у траци;
- l_v – дужина ваљка у mm.



Слика 4.2: Прираштај оптерећења ваљка при промени правца кретања траке [21]

Уобичајено је мишљење [3] да средњи ваљак прихвата 50-70% статичког оптерећења траке и транспортованог материјала, а бочни, остатак од 15-25% статичког оптерећења. Овај однос је уз мања одступања у својој дисертацији потврдио и Лиу (Liu) [11] где је процењено да бочни ваљци прихватају 16,8% to 23% оптерећења, а да средишњи ваљци прихватају од 66,2% до 74,2% оптерећења.

Стандардни прорачун ваљака се према овој претпоставци изводи на следећи начин:

$$G'_A = 0,25G - \text{оптерећење на бочне ваљке}$$

$$G'_B = 0,5G - \text{оптерећење на средњи хоризонтални ваљак}$$

Динамичко оптерећење се добија множењем статичког оптерећења одговарајућим коефицијентом удара који је за транспортовани материјал fine гранулације једнак $k_u = 1,5$, а за крупнију гранулацију је $k_u = 2,5$.

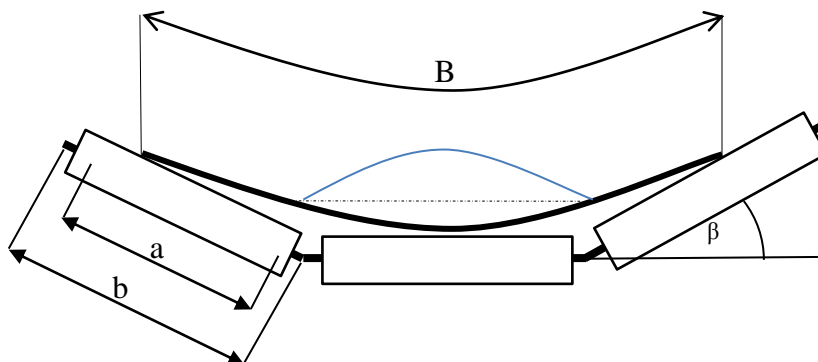
$$G_{A,B} = G'_{A,B} \cdot k_u \quad (4.5)$$

Реакције ослонаца на обе стране у тачкама вешања герланде о носећу челичну конструкцију транспортера су међусобно једнаке и износе:

$$F_{A,B} = G_A + \frac{G_B}{2} \quad (4.6)$$

Сила која оптерећује хоризонтални носећи ваљак износи:

$$R_B = F_N \sin \beta + \frac{G_B}{2} = G_A \sin^2 \beta + \frac{G_B}{2} \quad (4.7)$$



Слика 4.3: Димензије ослонаца осовине и размака лежаја ваљка

Нормална сила у овом изразу је заправо компонента оптерећења бочних ваљака у смеру нормале на њихову површину, а угао β је угао нагиба бочних ваљака. Сила која оптерећује бочне ваљке на местима ближег лежаја, односно даљег лежаја од носеће челичне конструкције (Слика 4.3) износи:

$$R_{A1} = \frac{G_A \cos \beta}{b} (b - a) \quad (4.8)$$

$$R_{A2} = \frac{G_A \cdot a \cdot \cos\beta}{b} \quad (4.9)$$

Лежаји се бирају искључиво на основу датих оптерећења и дозвољене носивости ваљака, тј. лежаја који су уграђени у њих. У целом претходно изнетом прорачуну аксијално оптерећење ваљака се потпуно занемарује.

Већина транспортних трака при раду задржава коритасти облик у попречном пресеку. Уколико је бочна флексибилност траке слаба, у условима када није оптерећена теретом, или је јако мало оптерећена, трака се неће ослањати на централне ваљке [10], што повећава укупан отпор U том случају кретање траке је нестабилно и њено кретање може бити искошено што доводи до осцилација у бочном правцу. Ове осцилације у кретању генеришу динамичку компоненту аксијалног оптерећења лежаја у бочним ваљцима. Аксијално оптерећење ваљака се јавља услед:

- Облика трасе транспортера која није идеална;
- Утовара материјала;
- Сопствене тежине обртних делова бочних ваљака постављених под углом (за ваљак $\text{Ø}159 \times 670 \text{ mm}$ износи 16.4 kg);
- Недовољно оптерећеног транспортера.

4.1 Номинална радна оптерећења ваљака

У регуларна оптерећења тракастих транспортера спадају:

- Оптерећења услед тежине транспортованог материјала и траке;
- Оптерећења која су последица затезне силе у транспортној траци;
- Оптерећења услед промене нагиба трасе кретања траке у вертикалној равни;
- Оптерећења услед скретања трасе траке у хоризонталној равни.

Као полазна основа за одређивање вредности силе којом ће у дисертацији, у нумеричком и експерименталном делу, бити оптерећен лежај узела се вредност израчуната у извештају [7]. У наставку је дат поступак на који начин је и са којим полазним подацима поменута вредност одређена. Оптерећење које је последица тежине траке и терета је рачунато са подацима са површинског копа угља термоелектране Костолац и помоћу дијаграма за прорачун оптерећења са Слике 4.1. Рачунато је оптерећење хоризонталног ваљка зато што прихвата највећи део оптерећења у герланди. Подаци на основу којих је одрађен прорачун су:

- Специфична тежина јаловине $\rho = 1,3 \frac{\text{t}}{\text{m}^3}$;
- Капацитет багера $Q_b = 7200 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$;
- Ширина траке $B = 1500 \text{ mm}$;
- Угао нагиба бочних ваљака $\beta = 30^\circ$;

- Брзина кретања траке $v = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$;
- Размак између герланди у секцији $l_v = 1 \text{ m}$;
- Фактор динамичког удара $k_{de} = 1,25$;
- Фактор оптерећења средњег ваљка из [17] $\varepsilon = 0,7$;
- Димензије носећег ваљка: пречник $d_v = 159 \text{ mm}$, дужина $l_v = 670 \text{ mm}$;
- Тежина траке и обртних делова ваљака по герланди: $Q_{tr} + Q_v = 450 \text{ N}$.

На основу ових података и дијаграма са Сlike 4.1 израчунато је да оптерећење од стране транспортованог материјала - јаловине (због тога што поседује већу специфичну тежину од угља) по једном слогу – герланди износи:

$$Q_s = 5,2 \text{ kN} \quad (4.10)$$

док је оптерећење хоризонталног ваљка услед тежине транспортованог терета:

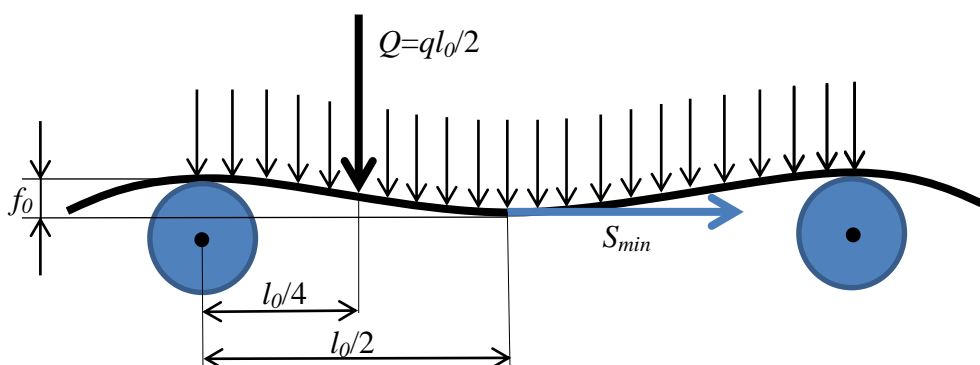
$$q = Q_s \cdot \varepsilon \cdot k_{de} = 5,2 \cdot 0,7 \cdot 1,25 = 4550 \text{ N} \quad (4.11)$$

Да би транспортер успешно транспортовао материјал, тј. да нема сувише губитака приликом преласка материјала преко герланди и да нема клизања материјала по траци, неопходно је силу затезања у траци подесити тако да омогућава препоручени угиб између две герланде од 2% дужине распона, тј.:

$$f_0 = (0,0125 \div 0,02) \cdot l_v = 0,02 \cdot 1 = 0,02 \text{ m} \quad (4.12)$$

Овај угиб делимично мења слику оптерећења ваљка тако што оптерећење није више искључиво вертикално, него постоји и хоризонтална компонента (Слика 4.4), али се ове силе међусобно уравнотежују, па се не узимају у обзир.

2



Слика 4.4: Равнотежа сила и момената сила на распону између две герланде

Такође, због угиба траке долази до тога да се између две герланде налази нешто више транспортованог материјала него што би било у идеализованом теоријском случају затегнуте траке. Прорачуном тракастог транспортера дефинисаног СЕМА (Conveyor Equipment Manufacturers Association) стандардом [22] показано је у [15] да је, при оптерећењу транспортованим материјалом од 245,1 kg/m и затезном силом у траци од

19200 N, издужење траке свега 0,2%, колико је и препоручено стандардом. Сила која у том случају оптерећује радијално ваљке износи 2145,5 N. Уколико у прорачуну занемаримо угиб траке, сила износи 2132,6 N. Разлика између ове две силе на ваљцима је свега 0,6%, па се ова врста оптерећења може занемарити даљем разматрању.

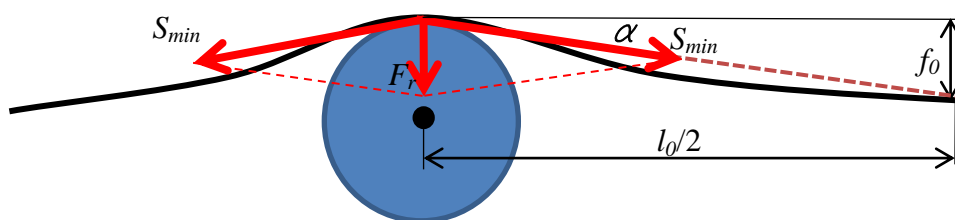
Сила коју по интезитету није могуће занемарити, а значајно утиче на радијално оптерећење ваљка је радијална компонента силе затезања транспортне траке. На Слици 4.4 је приказан однос сила које делују на транспортну траку, која има максимални угиб на средини распона између две герланде. Уколико се уклони десни део распона, његов утицај је могуће заменити одговарајућом затезном силом у траци S_{min} при чему треба водити рачуна да су задовољени статички услови равнотеже између дела континуалног оптерећења на левом делу савијене траке и затезне силе која делује у њеној уздужној оси (у темену параболочне ланчанице). Једначина равнотеже момената сила око највише тачке на омотачу ваљка гласи:

$$Q \cdot \frac{l_0}{4} = S_{min} \cdot f_0 \longrightarrow q \cdot \frac{l_0}{2} \cdot \frac{l_0}{4} = S_{min} \cdot f_0 \quad (4.13)$$

Одавде следи да минимална вредност затезне силе, са становишта дозвољеног угиба, износи:

$$S_{min} = \frac{q \cdot l_0^2}{8 \cdot f_0} = \frac{4550 \cdot 1^2}{8 \cdot 0,02} = 28437,5 \text{ N} \quad (4.14)$$

Да би се одредило који део израчунате силе радијално оптерећује хоризонтални ваљак потребно је посматрати Слика 4.5. На слици је приказана равнотежа сила у највишој тачки на омотачу ваљка. С обзиром да је затезна сила константно присутна целом дужином траке у истој вредности можемо апроксимирати реално стање са приказаним на Слици 4.5 где је затезна сила усмерена од највише тачке на омотачу ваљка ка тачки са највећим угибом између две герланде.



Слика 4.5: Положај радијалне компоненте затезне силе у траци

Апроксимирани угао нагиба траке (између хоризонтале и правца од највише тачке ваљка до тачке највећег угиба) у подужном правцу, износи:

$$\alpha = \arctg \left(\frac{f_0}{\frac{l_0}{2}} \right) = \arctg \left(\frac{0,02}{0,5} \right) = \arctg(0,04) = 2,29^\circ \quad (4.15)$$

Радијална компонента затезних сила, која оптерећује лежаје носећих ваљака, из троугла са слике износи:

$$F_r = 2 \cdot S_{\min} \cdot \sin \alpha = 2 \cdot 28437.5 \text{ N} \cdot \sin(2.29^\circ) = 2280 \text{ N} \quad (4.16)$$

Обзиром да хоризонтални ваљак прима 70% од претходно израчунатог оптерећења, радијална сила на најоптерећенијем средњем ваљку износи:

$$F = 0.7 \cdot F_r + Q_v = 0.7 \cdot 2280 + 4550 = 1596 + 4550 = 6146 \text{ N} \quad (4.17)$$

Израчуната вредност радијалне силе од 6146N ће бити усвојена за даљи прорачун деформација и носивости ваљка аналитичком и нумеричком методом.

Вредност ове силе може се додатно може увећати на основу дијаграма са Сликe 4.2 због промене нагиба трасе транспортера. Ваљци који се налазе у секцијама у превоју ка мањој узбрдици или ка хоризонталној деоници трпе додатно оптерећење као последицу локалног повећања затезне силе у траци због њеног савијања.

Вредност затезне силе се може повећати и до 20% ако се углови отклона траке крећу око 11°. Због тога је радијалну силу могуће повећати на:

$$F = 0.7 \cdot F_r \cdot \delta + Q_v = 0.7 \cdot 2280 \cdot 1.2 + 4550 = 1915 + 4550 = 6465 \text{ N} \quad (4.18)$$

4.2 Нерегуларна оптерећења ваљака

У нерегуларна оптерећења тракастих транспортера спадају:

- Оптерећења настала услед делимичног слегања тла испод суседне секције и њеног потонућа – заокретања у вертикалној равни подударној са правцем простирања транспортера;
- Оптерећења настала у случају да се, због отказа ваљака, из рада искључе један, два или више слогова (герланди);
- Оптерећења настала услед делимичног слегања тла испод суседне секције и њеног нагињања – заокретања у вертикалној равни попречној на правац простирања транспортера;
- Оптерећења настала услед делимичног слегања тла испод суседне секције и њеног заокретања у хоризонталној равни тла.

У прва два, од претходно наведених случаја нерегуларних оптерећења, радијално оптерећење герланди, које се налазе непосредно испред и иза герланде која не носи оптерећење, услед деловања тежине траке и терета који се транспортује на дужини је

неопходно повећати за 50% зато што је распон између два суседна слога која носе траку једнак:

$$l = \frac{l_0}{2} + \frac{l_{eq}}{2} = 1.5 \cdot l_0 \quad (4.19)$$

Такође, услед промене геометрије силаска траке са слогова испред и иза искљученог слога, треба кориговати вредност радијалне компоненте затезне силе сразмерно промени силазног угла траке. Вредност силе затезања се одређује према услову обезбеђења дозвољеног угиба у износу од 2% од распона између слогова ваљака. У најнеповољнијем случају, искључени слог у потпуности не додирује траку, тако да је угиб траке повећан, док је вредност затезне силе остала иста. Уколико се нови подаци уврсте у једначину равнотеже сила (Слика 4.5), вредност угиба на распону између слога који претходи искљученом слогу и који је први следећи након искљученог слога износи:

$$f_{eq} = \frac{q \cdot l_{eq}^2}{8 \cdot S_{min}} = \frac{4550 \cdot 2^2}{8 \cdot 28437,5} = 0,08 \text{ m} \quad (4.20)$$

На основу претходног израза закључује се да у случају делимичног слегања тла, или неког другог разлога због који за последицу има чињеницу да један слог у потпуности не додирује транспортну траку, угиб траке је повећан 4 пута у односу на стандардни прорачунат у изразу (4.12) То за последицу има промену силазног угла траке са ваљка, који се у складу ра равнотежом сила са Сlike 4.5 сад одређује преко израза:

$$\alpha = \arctg \left(\frac{f_{eq}}{\frac{l_{eq}}{2}} \right) = \arctg \left(\frac{0.08}{1} \right) = \arctg(0.08) = 4.57^\circ \quad (4.21)$$

Радијална компонента затезне силе, која оптерећује лежаје носећег ваљка, има двоструку вредност у односу на претходни прорачун и износи:

$$F_r = 2 \cdot S_{min} \cdot \sin \alpha = 2 \cdot 28437,5 \cdot \sin(4,57^\circ) = 4535 \text{ N} \quad (4.22)$$

С обзиром да се двоструким повећањем распона двоструко повећава и количина, тј. тежина Q_v , транспортованог материјала, која се налази између два суседна слога, укупна радијална сила која оптерећује хоризонтални носећи ваљак износи:

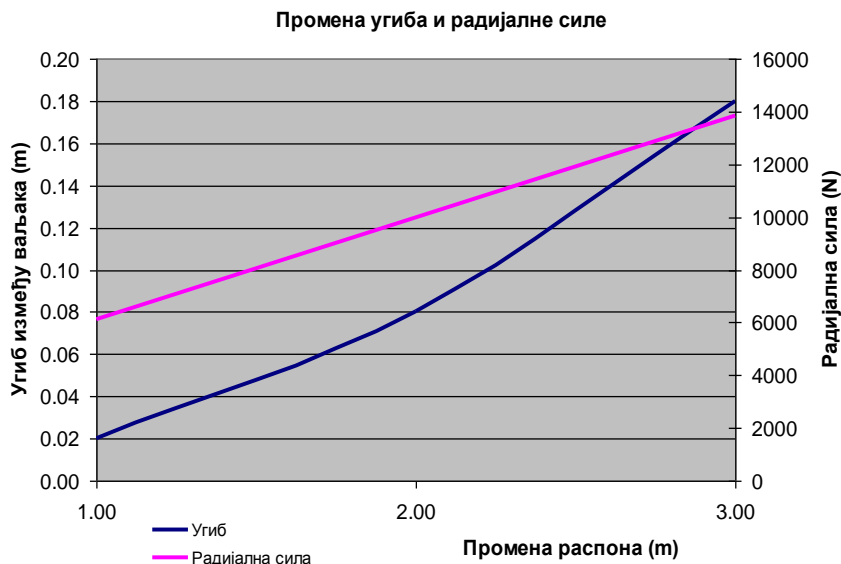
$$F = 0,7 \cdot F_r + 1,5 \cdot Q_v = 0,7 \cdot 4535 + 1,5 \cdot 4550 = 3174,5 + 6825 = 9999,5 \text{ N} \quad (4.23)$$

Ова вредност представља повећање од 55 процената у односу на претходни прорачун. Иста врста повећаног оптерећења се може догодити уколико се у процесу одржавања искључи један слог ради замене, што је редовна појава јер се том приликом транспортер не зауставља. То значи да цео систем треба да буде тако димензионисан да у краћем периоду времена може да издржи овакву врсту оптерећења без последица по функционалност. У случају више искључених слогова, они могу бити распоређени симетрично око активног слога, или само са једне његове стране.

Резултати анализе [3] показују да се, уколико је распон траке са једне стране носећег ваљка регуларан, а са друге нерегуларан, промена радијалне силе на хоризонталном ваљку мења по законитости приказаној на дијаграму на Слици 4.6:

У трећем наведеном случају нерегуларног оптерећења услед делимичног слегања тла испод суседне секције и њеног нагињања – заокретања у вертикалној равни попречној на правац

простирања транспортера долази до асиметрично постављеног попречног пресека транспортованог материјала у односу на траку који оптерећује више један од бочних носећих ваљака од супротног и више једну страну хоризонталног ваљка од друге. Ово може да доведе до просипања транспортованог материјала, али не и до веће силе оптерећења на ваљке од претходно израчунате



Слика 4.6: Промена угиба и радијалне силе са променом распона [3]

У четвртном наведеном случају нерегуларног оптерећења услед делимичног слегања тла испод суседне секције и њеног заокретања у хоризонталној равни тла долази до преоптерећења самог материјала траке који има тенденцију да се делимично пресавије услед немогућности да испрати геометрију трасе, али до преоптерећења самих носећих ваљака не долази.

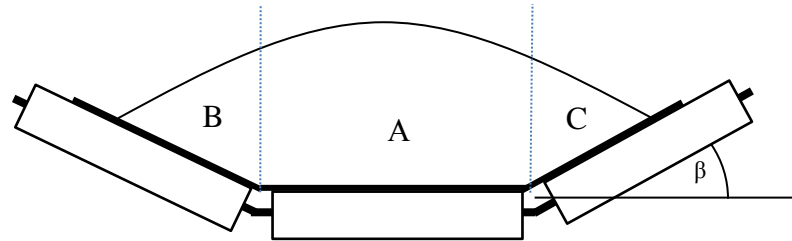
4.3 Анализа оптерећења од растреситог материјала

Транспортован материјал је растресит материјал различите гранулације који слободним падом на претоварној станици формира свој облик попречног пресека у зависности од брзине тракастог транспортера. С обзиром да материјал није компактан и чврст, он се, побуђен силама које делују на материјал током транспорта, креће по транспортној траци по законима механике растреситог материјала.

Као што се види у претходно датом прорачуну, постоји груба процена расподеле оптерећења на ваљке у слогу, односно на сваки лежај у ваљку, и на основу тога је дат начин димензионисања ваљака. Познајући прецизније понашање транспортованог материјала, могуће је да се одреди тачније вредност оптерећења, која за циљ има оптимизацију делова транспортера, односно носећих ваљака, уз задовољавајући радни век.

У случају када би се транспортован материјал понашао као једно чврсто тело лако је одредити оптерећење појединих секција носећих ваљака преко прорачуна оптерећења герланде неконтинуалним оптерећењем чија законитост је позната (горња површина

попечног пресека материјала је облика параболе), а поједине секције А, В односно С би у том случају оптерећивале онај ваљак изнад кога се налазе (Слика 4.7).

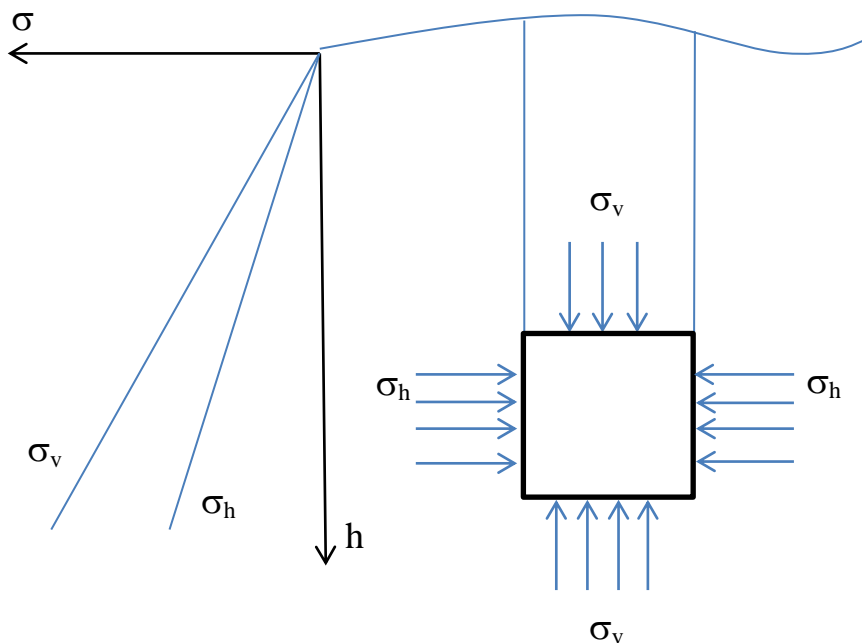


Слика 4.7: Зоне оптерећења ваљака

С обзиром да се транспортовани материјал понаша као растресити насути материјал, тај приступ није одговарајући. Елиминисањем нпр. секције В (Слика 4.7), долази до обрушавања материјала из секције А на леви ваљак на слици, што показује да заправо део масе материјала из секције А оптерећује бочне ваљке.

4.3.1 Ранкинова теорија механике тла

Како би се одредила величина оптерећења, употребиће се теоријски приступ из механике тла (земљишта) [23]. Посматра се јединични запремински елемент тла, односно насутог материјала јединичних димензија (Слика 4.8). Елемент је оптерећен тежином материјала изнад и испод посматраног јединичног елемента, и притиском материјала са бочних страна.



Слика 4.8: Оптерећење јединичног запреминског елемента насутог материјала

Оптерећење се дели на нормалне напоне у вертикалном правцу σ_v које је последица тежине материјала изнад посматраног јединичног елемента на дубини h , а рачуна се по следећем изразу:

$$\sigma_v = \gamma \cdot h \quad (4.24)$$

у коме је $\gamma = \frac{m \cdot g}{v}$ јединична тежина материјала.

Нормални напон у хоризонталном правцу се израчунава путем израза:

$$\sigma_h = K_0 \cdot \sigma_v \quad (4.25)$$

при чему је K_0 коефицијент притиска мировања. За чврсте еластичне материјале K_0 је заправо Поасонов коефицијент $K_0 = \frac{\vartheta}{1-\vartheta}$, а код природних насутих материјала постоје два коефицијента K_p (пасивно стање материјала) и K_a (активно стање материјала), који се користе уместо K_0 .

Приликом транспорта материјал прелази наизменично преко слогова герланди односно међупростора између две суседне герланде где се трака угиба (Слика 4.9). На деоници од места највећег угиба транспортне траке па до места преласка преко герланде долази до подизања бочних ивица траке – „затварања траке“, и до сабијања материјала. У супротном случају, након силаска траке са герланде и транспорта до места највећег угиба (на средини распона између две герланде) долази до спуштања бочних ивица – „отварања траке“ и омогућавања релаксације, ширења и клизања материјала. Ова два стања материјала су пасивно, односно активно Ранкиново стање напрезања.

У случају активног стања напрезања се одређује на следећи начин:

$$K_a = \frac{1 - \sin\varphi}{1 + \sin\varphi} \quad (4.26)$$

док је код пасивног стања напрезања:

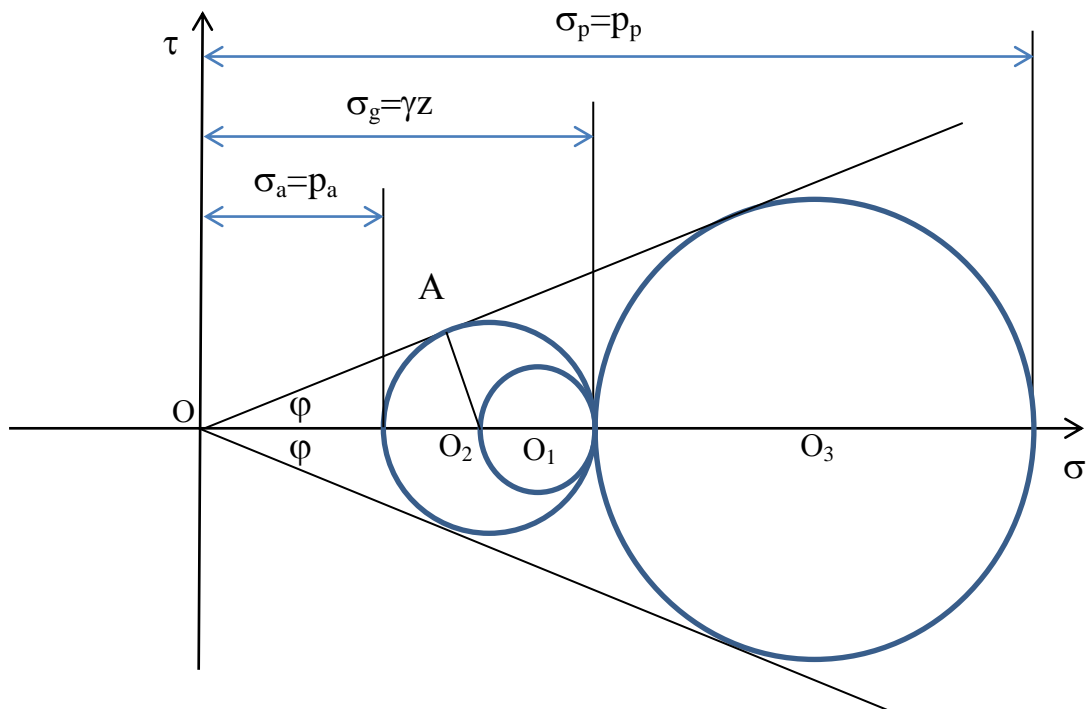
$$K_p = \frac{1 + \sin\varphi}{1 - \sin\varphi} = K_a^{-1} \quad (4.27)$$

где је φ унутрашњи угао трења материјала, односно угао нагиба бочне површине насутог материјала, карактеристичан за све расуте материјале. У случају да су комади материјала крупни може варирати од 35° до 45° , а у случају ситних комада варира између 20° и 35° (Табела 1.4 [21]). Пораст вертикалног и хоризонталног оптерећења са дубином дат је на Слици 4.8.



Слика 4.9: Угибање траке између две герланде

Стање напона јединичног запреминског елемента на дубини h може се приказати као на следећем дијаграму Моровим кружницама напона које су познате из теорије отпорности материјала (Слика 4.10). Уколико се транспортован материјал униформно сабија или растеже, нормални напони у вертикалном правцу се неће мењати, или ће то бити занемарљиво мало, али ће зато нормални напони у хоризонталном правцу досегнути своју минималну вредност представљени кружницом O_2 , односно своју максималну вредност представљену кружницом O_3 .



Слика 4.10: Морови кругови напона елементарне коцке насутог материјала

Сва три круга приказана на дијаграму одговарају стањима истог јединичног запреминског елемента насутог материјала. Круг са центром O_1 представља стање напона материјала у мировању, круг са центром O_2 представља стање активног Ранкиновог напрезања, а круг са центром у O_3 представља стање пасивног Ранкиновог напрезања.

Ова два стања (активно и пасивно) су заправо стања лома материјала, зато што кружнице додирују тангенте (енvelope-овојнице) лома, и овај дијаграм омогућује да се одреде правци главних напона, и положаји равни лома материјала, које су приказане у наставку рада на Слици 4.16. Услед релаксације нормалног напона у хоризонталном правцу, који у Ранкиновој активној фази, зноси:

$$\sigma_h = K_0 \cdot \sigma_v \quad (4.28)$$

опада до вредности од p_a . Из правоуглог троугла са слике OAO_2 успоставља се однос који важи за некохерентна тела (она чије се честице међусобно не лепе – шљунак и сл.):

$$\frac{1}{2}(y \cdot h + p_a) \cdot \sin\varphi = \frac{1}{2}(y \cdot h - p_a) \quad (4.29)$$

$$p_a = \gamma \cdot h \cdot \frac{1 - \sin\varphi}{1 + \sin\varphi} = \gamma \cdot h \cdot \operatorname{tg}^2\left(45 - \frac{\varphi}{2}\right) \quad (4.30)$$

Кад се овај израз изједначи са почетним за нормалан напон у вертикалном правцу, добија се:

$$\sigma_h = K_0 \cdot \sigma_v = K_0 \cdot \gamma \cdot h \rightarrow K_0 = tg^2 \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right) \quad (4.31)$$

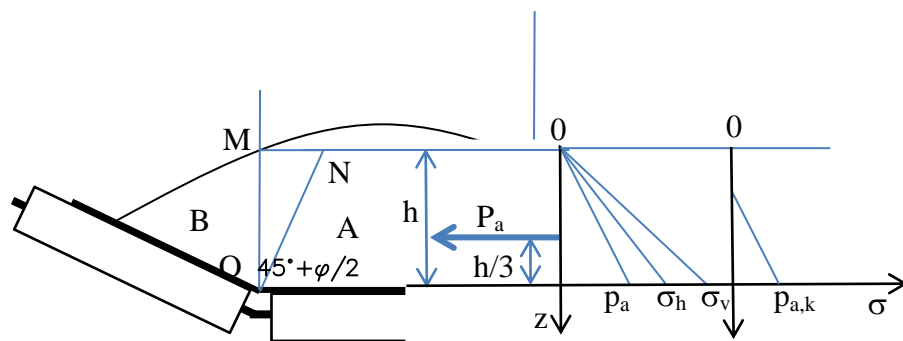
С обзиром да је у питању активно напрезање, овај коефицијент има назив коефицијент активног напрезања и обележава се са:

$$K_a = tg^2 \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right) \quad (4.32)$$

Насупрот томе из исте једначине добија се и коефицијент пасивног отпора:

$$K_p = tg^2 \left(45 + \frac{\varphi}{2} \right) \quad (4.33)$$

Да би се одредило који део масе транспортованог материјала из сегмента А оптерећује бочне ваљке користи се прорачун Ранкиновог оптерећења потпорног зида из механике тла. Претпоставља се да су сегменти В и С (Слика 4.7) потпорни зидови који спречавају обрушавање масе насутог материјала средишњег сегмента А. У току фазе релаксације након преласка преко герланде долази до отварања траке, релаксације материјала, тј. до Ранкиновог активног стања напрезања (Слика 4.11).



Слика 4.11: Померање „потпорног зида“ централне зоне насутог материјала

Услови да би дошло до ове врсте напрезања су:

- Раван између бочне и централне секције је вертикална;
- Ротација се врши око доње тачке О;
- Нема трења између две зоне материјала (што није случај у пракси);
- Површина материјала у централној зони је хоризонтална (реално је параболична).

Отварањем траке долази фактички до ротације потпорне бочне секције материјала око тачке О. У остатку материјала који је био наслоњен на ову потпорну масу материјала долази до растерећења нормалних напона у хоризонталном правцу. Ова зона је приказана на слици троуглом OMN и представља тзв. „активни клин“ материјала у коме је дошло до појаве Ранкиновог активног стања напрезања и овај напон има вредност:

$$p_a = K_a \cdot \sigma_v \quad (4.34)$$

У остатку материјала централне секције не долази до промена у напонском стању и ту је вредност :

$$\sigma_h = K_0 \cdot \sigma_v \quad (4.35)$$

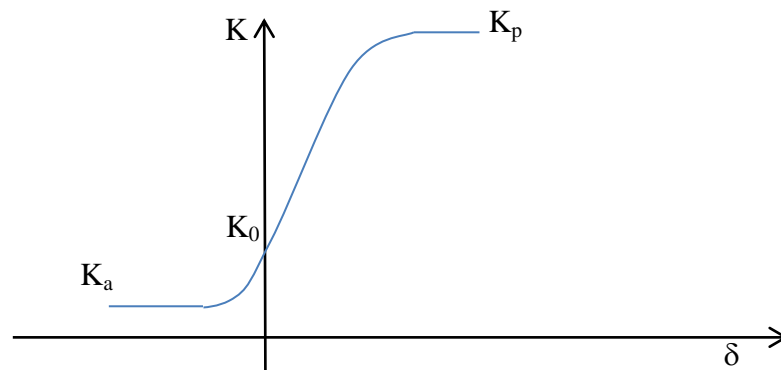
Коефицијент бочног напрезања се постепено мења како је приказано на дијаграму (Слика 4.12) у зависности од тога колико се бочна секција транспортованог материјала помера отварањем траке. Приметно је да је значајно мањи померај потребан за постизање минималне вредности активног притиска него за постизање максималне вредности пасивног отпора.

Расподела активног напрезања по дубини насутог материјала пропорционална је порасту вертикалних напрезања. Из расподеле се може одредити укупна сила активног притиска и њен положај. Активни притисак је једнак површини испод дијаграма активног напрезања, а делује у тежишту троугла, тј. на трећини његове висине (Слика 4.11):

$$F_a = \frac{1}{2} p_{Ah} \cdot h = \frac{1}{2} \cdot K_a \cdot \gamma \cdot h \cdot h = \frac{1}{2} \cdot \gamma \cdot h^2 \cdot tg^2 \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right) \quad (4.36)$$

У случају пасивног стања напрезања, израз за силу је:

$$F_p = \frac{1}{2} p_{Ah} \cdot h = \frac{1}{2} \cdot K_p \cdot \gamma \cdot h \cdot h = \frac{1}{2} \cdot \gamma \cdot h^2 \cdot tg^2 \left(45 + \frac{\varphi}{2} \right) \quad (4.37)$$



Слика 4.12: Промена вредности коефицијента бочног напрезања од помераја "потпорног зида" централне зоне насутог материјала [23]

Критични угао равни лома, који је последица максималне силе притиска је:

$$\omega_{\text{активно,критично}} = 45^\circ + \frac{\varphi}{2} \quad (4.38)$$

$$\omega_{\text{пасивно,критично}} = 45^\circ - \frac{\varphi}{2} \quad (4.39)$$

Такође, код одређених врста материјала појава кохезионих сила у материјалу се мора узети у обзир, јер она спречава обрушавање материјала из средишње секције, па самим тим и смањује оптерећење на бочне ваљке тракастог транспортера.

Када су кохезионе силе узете у обзир, претходне једначине добију облик:

$$p_{a,k} = K_a \sigma_v - 2c\sqrt{K_A} \quad (4.40)$$

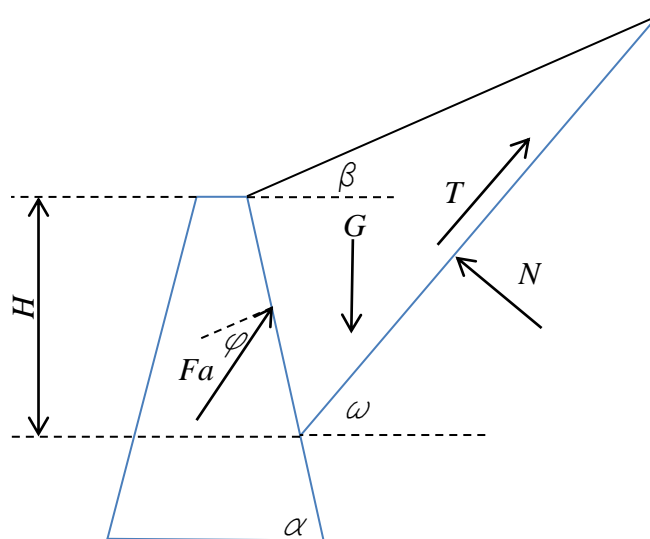
$$p_{p,k} = K_p \sigma_V - 2c\sqrt{K_p} \quad (4.41)$$

Кад се погледа облик дијаграма напона (Слика. 4.11) кад су кохезионе силе узете у обзир, приметно је да до извесне дубине не постоји уопште појава активног напрезања. Вредност напона је умањена за члан у изразима 4.40 и 4.41, $2c\sqrt{K_p}$. То фактички значи да уколико висина насутог материјала одговара граничној дубини појаве активног напрезања, да до никаквог расипања материјала средишње зоне неће ни доћи. Наравно, ово је идеализован случај јер се не узимају у обзир вибрације којима је материјал изложен у току транспорта.

4.3.2 Милер Бреслау решење Колоумбове теорије притиска земљишта

Клоумб је 1776 године објавио теорију притиска земљишта [24] у којој је разматрао део земљишта попречног пресека троугла, попут активног клина са Сlike 4.11. Сматрано је да је ово земљиште чврсто тело и да материјал клизи низ раван лома ON . Тло се држи равнотежом сила: тежине земљишта G , нормалне реакције равни лома N , силе трења дуж равни лома T и силе реакције потпорног зида F .

Милер Бреслау решење је општи случај Колоумбове теорије где потпорни зид није вертикалан, где је површина материјала (земљишта) под нагибом и где сила зида делује под углом, како је приказано на слици 4.13.



Слика 4.13: Скица Милер-Бреслау модела који проширује Колоумбову теорију притиска тла

По овом моделу са Сlike 4.13, изрази за активну и пасивну притисну силу потпорног зида су:

$$F_a = \frac{1}{2} \rho H^2 \frac{K_a}{\sin \alpha \cos \varphi} \quad (4.41)$$

$$F_p = \frac{1}{2} \rho H^2 \frac{K_p}{\sin \alpha \cos \varphi} \quad (4.42)$$

где су K_a и K_p коефицијенти који се израчунавају преко израза:

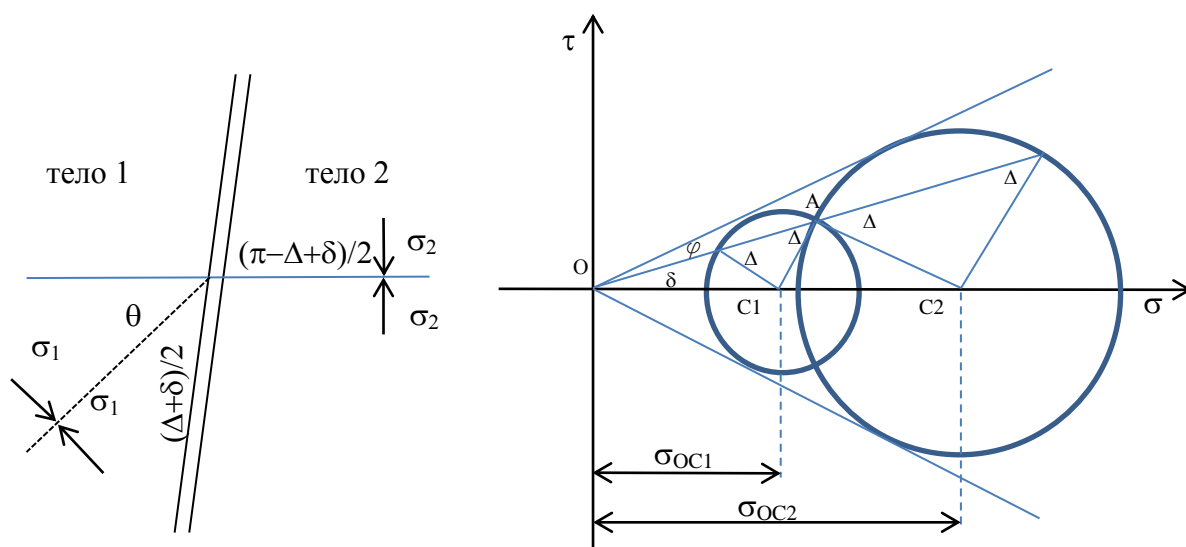
$$K_a = \frac{\sin^2(\alpha + \varphi_{tr}) \cdot \cos\varphi}{\sin\alpha \cdot \sin(\alpha - \varphi) \left(1 + \sqrt{\frac{\sin(\varphi_{tr} + \varphi) \cdot \sin(\varphi_{tr} + \beta)}{\sin(\alpha + \varphi) \cdot \sin(\alpha + \beta)}} \right)^2} \quad (4.43)$$

$$K_p = \frac{\sin^2(\alpha - \varphi) \cos\varphi_{tr}}{\sin\alpha \cdot \sin(\alpha + \varphi) \left(1 - \sqrt{\frac{\sin(\varphi_{tr} + \varphi) \cdot \sin(\varphi_{tr} + \beta)}{\sin(\alpha + \varphi) \cdot \sin(\alpha + \beta)}} \right)^2} \quad (4.44)$$

4.3.3 Теорија Соколовског

Соколовски (Sokolovski) је 1965 развио теорију дисконтинуитета напрезања [25] да би решио проблеме у грађевинарству за које претходно описане теорије нису биле довољно адекватне. Овај метод у просеку даје резултате мање од правих вредности и описује промену ефективног оптерећења кроз запремину насутог материјала.

На Слици 4.14 је приказано оптерећење два елемента насутог материјала која се оба састоје од бесконачно много инфинитезималних делова, а међусобно су раздвојена површином дисконтинуитета напрезања. На Моровом дијаграму имамо приказана два Морова круга која одговарају стању напона у две тачке тела 1 и тела 2 које су међусобно раздвојене са површином дисконтинуитета напона. За два делића материјала која се налазе на супротним странама површине дисконтинуитета напрезања напони нормални за површину раздвајања су једнаки и супротног смера, док напони у другим смеровима могу бити другачији. Резултат овога је да се два Морова круга међусобно секу.



Слика 4.14: Линија дисконтинуитета напрезања и Морови кругови напрезања материјала и кретање честица

Уколико се претпостави да је ефективни напон већи у телу 2 од тела 1, важи: однос:

$$\frac{\sigma_{OC1}}{\sigma_{OC2}} = \frac{\sin(\Delta + \delta)}{\sin(\Delta - \delta)} \quad (4.44)$$

- Δ угао у Моровом кругу;
- δ угао односа смичућег напона и нормалног напона за неку тачку.

Угао ротације до оса главних напона за тело 1 износи:

$$\theta_1 = \frac{\Delta + \delta}{2} \quad (4.45)$$

а за тело 2 износи:

$$\theta_2 = \frac{\pi - \Delta + \delta}{2} \quad (4.46)$$

Последица овога је да угао ротације главних напона дуж ове површине дисконтинуитета износи:

$$\theta = \frac{\pi}{2} - \Delta \quad (4.47)$$

После израде анализе стања дисконтинуитета напона, може се размотрити промена ефективног напона кроз низ дисконтинуитета. За сваки бесконачно мали дисконтинуитет појављује се одговарајућа ротација и промена угла дејства главног напона. За материјале без изражених кохезионих сила, два Морова круга се готово преклапају, тако да угао δ односа смичућег напона и нормалног напона за неку тачку има тенденцију да буде једнак унутрашњем углу трења φ . На овај начин се може добити однос просечног ефективног напона преко општег угла ротације до смера максималног и минималног нормалног напона за посматрану тачку θ_0 као:

$$\frac{\sigma_{OC1}}{\sigma_{OC2}} = e^{2\theta_0 \tan \varphi} \quad (4.48)$$

4.4 Теоријско одређивање оптерећења ваљака

4.4.1 Карактеристике расутих материјала

Карактеристике транспортованог материјала су један од полазних параметара за прорачун тракастих транспортера. Угаљ и јаловина који се транспортују на површинском копу спадају у групу расутих материјала. Особине угља нису константне, оне свакодневно варирају, те су за прорачун неопходни подаци који се добијају статистичком анализом лабораторијских резултата испитиваног угља. Такви подаци омогућавају да се изради транспортно

постројење које можда није максимално оптимизовано за сваки режим рада, али је поуздано, рационално конструисано, и има релативно једноставно и јефтино одржавање уз оптималан утрошак енергије за погон.

У основне особине расутих материјала спадају:

- Запреминска маса;
- Величина и облик честица;
- Удео честица поједине класе величине у укупној количини;
- Угао нагиба материјала у слободно формираној гомили;
- Чврстоћа;
- Влажност;
- Абразивна својства;
- Корозивна својства;
- Лепљивост;
- Самозапаљивост и склоност ка експлозији итд.

Запреминска маса материјала зависи од минералног састава, процентуалног учешћа компоненти и степена збијености материјала. Разликујемо три врсте маса: специфичну, запреминску и насипну запреминску масу. Насипна запреминска маса је увек мања од претходне две поменуте и зависи од:

- Величине комада и процентуалног удела појединих фракција;
- Количине влаге у материјалу;
- Степена збијености који у зависности од степена влаге и гранулације материјала може повећати насипну запреминску масу од 5% па чак до 50%.

Насипна маса γ_n се може израчунати преко обрасца:

$$\gamma_n = \frac{\gamma_z}{K_r} \quad (4.49)$$

где је K_r коефицијент растреситости и за меке угљеве се креће у границама од 1,28 до 1,37, а запреминска маса у границама од 1,9 до 2,2 t/m³. За угљеве средње чврстоће вредност коефицијента је у границама од 1,35 до 1,42, а запреминска маса од 2,1 до 2,5 t/m³, а за врло чврсте угљеве вредност коефицијента је у границама од 1,4 до 1,45, а запреминска маса од 2,3 до 2,6 t/m³ (Табела 1.1, [21]). На основу овога, насипна маса лигнита, мрког и каменог угља се креће у границама од 0,6 до 1,6 тона по метру кубном [21].

Гранулометријски састав угља је удео честица поједине класе величине у укупној количини. За карактеристичну величину сваког комада се узима његова највећа димензија. Коефицијент гранулације се одређује преко израза:

$$K_g = \frac{a_{max}}{a_{min}} \quad (4.50)$$

где је K_g однос димензија највећег и најмањег комада. Величина комада терета је од велике важности приликом одређивања ширине траке транспортера, као и осталих уређаја који се

користе при транспорту материјала, па самим тим и носећих ваљака. Уколико је ова вредност већа или једнака од 2,5 сматра се да материјал није сортиран, а уколико је мања, сматра се да јесте сортиран.

Угао природног нагиба (односно угао унутрашњег трења) у стању мировања је угао између хоризонтале и слободно формиране бочне косине насутог материјала. Он зависи од претходно побројаних карактеристика попут влажности, гранулометријског састава, облика и крупноће честица, збијености, као и сила трења и реакција на притисак између самих честица материјала које настају као последица међусобног померања честица материјала. Са порастом покретљивости честица и смањивањем интензитета сила које делују међу њима, смањује се угао нагиба.

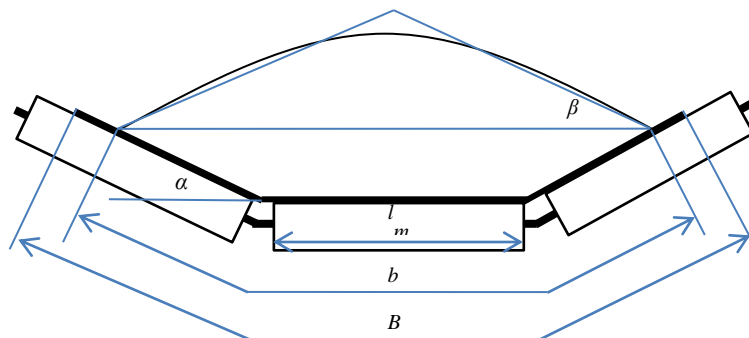
Угао нагиба се разликује код материјала у мировању и материјала у покрету, где се назива угао природног нагиба материјала у кретању и јако је важан за димензионисање делова транспортног система, јер фактички одређује попречни пресек материјала који се транспортује, а самим тим и оптерећење којим он по јединици дужине делује на транспортни систем. Он је увек мањи од угла природног нагиба због деловања динамичких сила, вертикалних вибрација, а зависи и од положаја и дужине траке, равномерности товарења итд. Величину угла нагиба материјала у мировању одређује коефицијент унутрашњег трења материјала у мировању и њихова међусобна зависност је дефинисана преко израза $\mu = tg\varphi$. На исти начин, однос величине угла нагиба материјала у покрету и унутрашњег угла трења материјала у покрету је дефинисан преко израза $\mu_r = tg\varphi_r$. Приближно, угао нагиба материјала у покрету је око 60% угла нагиба у мировању. Теоријски, минимална вредност угла у мировању је једнака максималној вредности угла нагиба материјала у покрету.

Како би се оптимално димензионисало транспортно постојење, уводи се појам рачунског угла нагиба при кретању φ_r . Претходно су сви материјали подељени у три групе према степену покретљивости, и по тој подели угаљ спада у групу средње покретљивих материјала за које угао φ_r у стању мировања износи од 35° до 45°, док је вредност рачунског угла 20° (Табела 1.4, [21]).

4.4.2 Прорачун носећих ваљака према СЕМА стандарду

Оптерећење носећих ваљака зависи од површине попречног пресека материјала који се транспортује и рачуна се на основу Сlike 4.15 по обрасцу:

$$A_{теоријско} = [l_M + (b - l_M) \cdot \cos\alpha]^2 \cdot \frac{tg\beta}{4} + \left[l_M + \frac{b - l_M}{2} \cdot \cos\alpha \right] \cdot \frac{b - l_M}{2} \sin\alpha \quad (4.51)$$



Слика 4.15: Површина попречног пресека транспортованог материјала

где је:

- l_M – ширина средишњег ваљка;
- b – укупна ширина траке оптерећена материјалом;
- β – угао нагиба површине материјала;
- α – угао нагиба бочних ваљака.

Оптерећење траке које је последица тежине транспортованог материјала се одређује по обрасцу (DIN 22101) [29]:

$$m_{materijala} = \varphi_{nasipno} \cdot \rho \cdot A_{teorijsko} \quad (4.52)$$

или по СЕМА стандарду [22]:

$$m_{materijala} = K_1 \cdot \rho \cdot A_{teorijsko} \quad (4.53)$$

- $\varphi_{nasipno} = \varphi_{betr} \cdot \varphi_{st}$ – где се први фактор односи на гранулацију, попуњеност ивице траке, угао површине материјала, линератност трасе транспортера и равномерност утоварања материјала на транспортер. Други фактор зависи од нагиба трасе, површине попречног пресека и величине насипног угла материјала.
- K_1 - гранулацијски фактор који варира од 1 до 1,4.
- ρ – густина материјала

Кад је позната $m_{materijala}$, следећи корак је одређивање како се сила тежине, која је последица ове масе, распоређује на траку односно на сваки ваљак у слогу. За ово је још неопходно израчунати:

- Специфичну масу траке;
- Крутост траке (модул еластичности);
- Утицај угибања траке на средини распона између две суседне герланде.

Специфична тежина по јединици површине је дата од стране произвођача траке. Додатни отпор на ваљке у случају неодговарајуће крутости траке која не омогућава спонтано постизање коритастог облика који одговара нагибу бочних ваљака се може избећи правилним избором траке одговарајућег модула еластичности, тако да се тај отпор може занемарити.

4.4.3 Утицај угиба траке на оптерећење

Утицај угиба траке на оптерећење ваљака је разматрао Лодевијкс (Lodewijks) [26]. На основу Слике 4.16 угиб траке се може израчунати као:

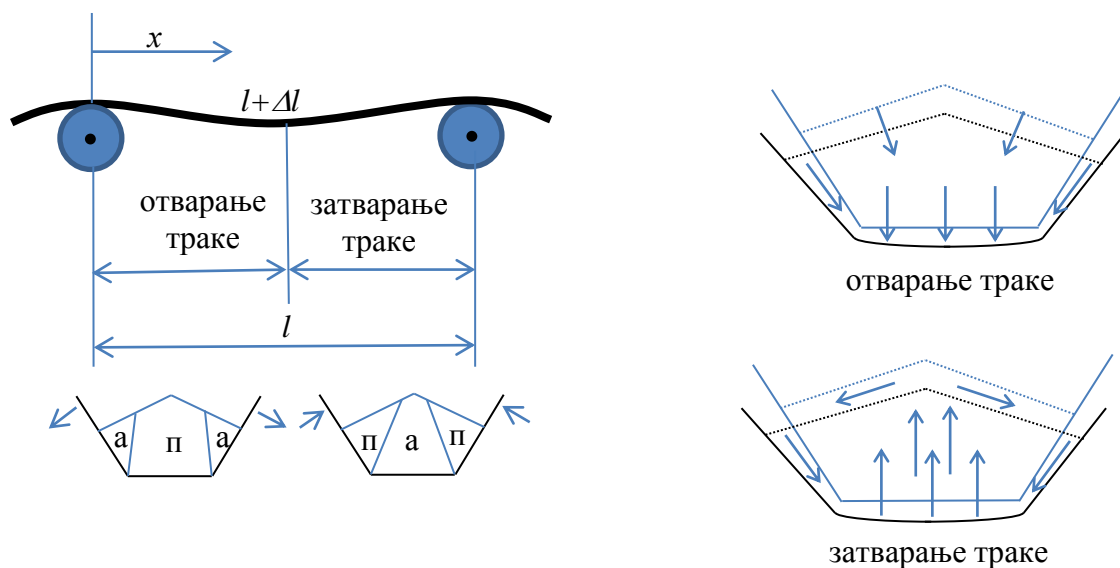
$$f = \frac{m_{materijala} + m_{trake} \cdot g \cdot l^2}{8T} = K_s \cdot l \quad (4.54)$$

- m_{trake} – специфична маса траке по јединици дужине дата од произвођача [kg/m];

- l - растојање између две суседне герланде [m];
- T – сила затезања траке [N].

Угао који еластична линија траке заклапа са хоризонталом у зависности од удаљености од леве герланде се рачуна по изразу:

$$\varphi(x) = \frac{m_{materijala} + m_{trake} \cdot g \cdot x}{T} - \frac{m_{materijala} + m_{trake} \cdot g \cdot l}{2T} \quad (4.55)$$



Слика 4.16: Зоне активног и пасивног напрезања материјала и кретање честица

Додатно издужење траке као последица угиба се рачуна по изразу:

$$\Delta l = \frac{1}{24} \left[\frac{(m_{materijala} + m_{trake}) \cdot g \cdot l}{T} \right]^2 \quad (4.56)$$

Уколико се претпостави да радијална сила делује нормално на тангенту у тачки додира траке и ваљка, као да је и сила трења тангентна у односу на траку, радијална сила се може добити као:

$$F_N = \frac{(m_{materijala} + m_{trake}) \cdot g \cdot l}{2 \cdot \cos \left(\frac{(m_{materijala} + m_{trake}) \cdot g \cdot l}{2T} \right)} \quad (4.57)$$

Као што је претходно и напоменуто у поглављу 4.1 дисертације, Лиу (Liu) [15] је узевши у прорачун један од транспортера дефинисаних СЕМА стандардом [22] показао да се може занемарити утицај повећања оптерећења на носеће ваљке услед угиба траке, односно последично услед повећане количине транспортованог материјала између две суседне герланде.

4.4.4 Модел Крауса и Хетлера (КН)

Краус (Krause) и Хетлер (Hettler) су 1974. дефинисали модел [28] да би проучавали оптерећење од транспортованог материјала који је базиран на Милер Бреслау решењем Колоумбове теорије из механике тла [15]. Претпоставке које су коришћене при дефинисању овог модела су следеће:

- Отварање траке се дешава у првој половини распона између две суседне герланде гледано у смеру кретања траке. Ово узрокује да је материјал изнад бочних секција у стању активног напона, а у другој половина распона у стању пасивног напона;
- Транспортован материјал се сматра грануластим и без кохезионих сила, профил површине насутог материјала је у складу са оним теоријским дефинисаним у DIN 22101 [29], а насипни угао је константан;
- Сматра се да се отварање и затварање траке врши изнад зглобова који везују бочне са централним ваљком што значи да се изнад зглобова простиру равни лома насутог материјала.

Они су у свом моделу, применивши Милер-Бреслау решење за силу (4.41, 4.42) која делује на потпорни зид, дошли до једначина за одређивање нормалних сила којима материјал делује на бочни део транспортне траке у првој половини распона између две герланде, тј. када се трака отвара:

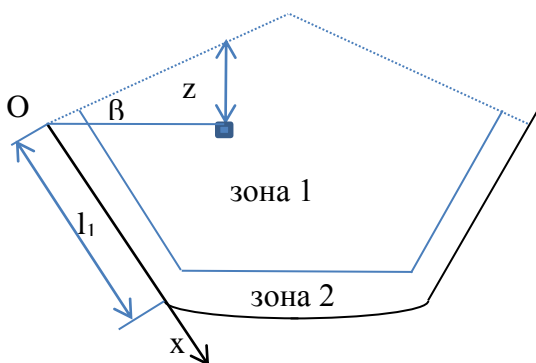
$$F_a = \frac{1}{4} \rho \cdot l \cdot g \cdot l_1^2 \cdot K_a \cdot \cos \varphi \quad (4.58)$$

као и у другој половини распона између две герланде, када се трака затвара:

$$F_p = \frac{1}{4} \rho \cdot l \cdot g \cdot l_1^2 \cdot K_p \cdot \cos \varphi \quad (4.59)$$

4.4.5 SD (stress discontinuity) модел

Лиу (Liu) је [11] развио тзв. SD (stress discontinuity) модел, базиран на претходно наведеној теорији Соколовског по коме транспортован материјал има две зоне у коме се комади материјала другачије понашају.



Слика 4.17: Зоне напрезања материјала током транспорта

Зона 1 је највећи простор средишњег дела попречног пресека транспортованог материјала, док је зона 2 део материјала који се налази непосредно уз транспортну траку (Слика 4.17). За елемент 1 који се налази у зони 1 нормални напон се може добити као

$$\sigma_{b,a} = \rho \cdot g \cdot z \cdot \cos^2 \beta = \sigma_{OC1} + r_1 \cos(\Delta_1 + \beta) = \sigma_{OC1} [1 + \sin \varphi \cos(\Delta_1 + \beta)] \quad (4.60)$$

где је:

- σ_{OC1} – средњи напон;
- ρ – густина материјала;
- z – дубина на којој се посматрани елемент налази;
- β – насипни угао;
- r_1 – полупречник Моровог круга;
- φ – угао унутрашњег трења материјала;
- Δ_1 – угао на Моровом дијаграму: $\sin \Delta_1 = \frac{\sin \beta}{\sin \varphi}$

За елемент 2 који се налази у зони 2 уз транспортну траку једначина за нормални напон је:

$$\sigma_{zid,a} = \rho \cdot g \cdot z \cdot \cos^2 \beta = \sigma_{OC2} + r_2 \cdot \cos(\Delta_2 - \varphi_{zid}) = \sigma_{OC2} [1 + \sin \varphi \cdot \cos(\Delta_1 + \varphi_{zid})] \quad (4.61)$$

где је :

- φ_{zid} – угао трења између зида и материјала

Угао ротације до осе главног напона износи:

$$\theta = \left| \frac{\pi - 3\beta - \alpha - \Delta_1 - \Delta_2 + \varphi_{zida}}{2} \right| \quad (4.62)$$

Средњи ефективни напон у елементу зоне 2 се рачуна преко познатог обрасца из теорије Соколовског као:

$$\sigma_{OC2} = \sigma_{OC1} e^{2\theta \tan \varphi} \quad (4.63)$$

Нормални и тангенцијални напон елемента зоне 2 су:

$$\sigma_{zid,a} = \rho \cdot g \cdot z \cdot K_a (\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta + \sin \alpha) \cdot x \quad (4.64)$$

$$\tau_{zid,a} = \rho \cdot g \cdot z \cdot K_a (\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta + \sin \alpha) \operatorname{tg} \varphi_{zida} \cdot x \quad (4.65)$$

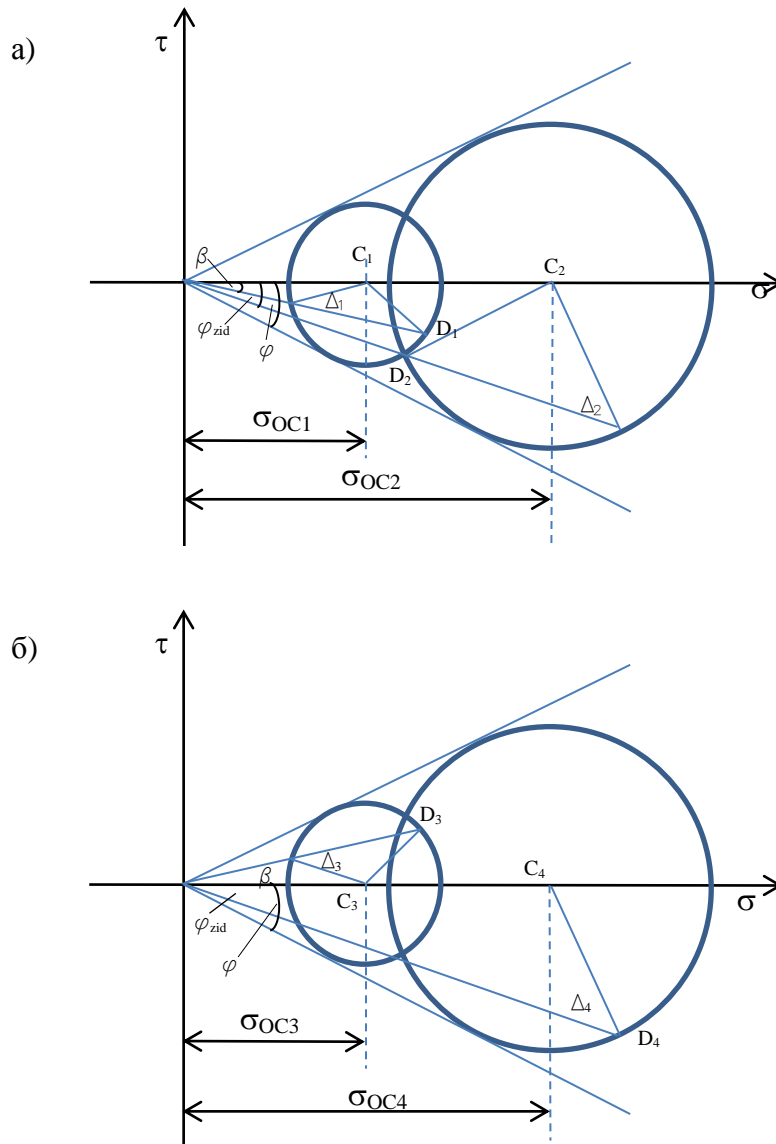
где се K_a рачуна преко израза:

$$K_a = \frac{1 - \sin \varphi \cdot \cos(\Delta_2 - \varphi_{zida})}{1 - \sin \varphi \cdot \cos(\Delta_1 + \beta)} \cos^2 \beta \cdot e^{2\theta \operatorname{tg} \varphi} \quad (4.66)$$

У првој половини распона између две герланде, материјал који се налази изнад бочног дела траке је у стању активног напона, тако да се нормална и аксијална сила рачуна као:

$$F_{NGmaterijal,a} = \frac{1}{4} \rho \cdot g \cdot z \cdot l \cdot K_a (\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta + \sin \alpha) l_1^2 \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \beta} \quad (4.67)$$

$$F_{NAmaterijal,a} = \frac{1}{4} \rho \cdot g \cdot z \cdot l \cdot K_a (\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta + \sin \alpha) \operatorname{tg} l_1^2 \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \beta} \quad (4.68)$$



Слика 4.18: Морови кругови напона за материјал у:
а) активном стању напрезања, б) пасивном стању напрезања

Напонско стање у другој половини распона је пасивно и оно се рачуна на исти начин, тј. вредности напона су исте, само су смерови тангенцијалних напона супротни, тако да се нормална и аксијална сила рачуна као:

$$F_{NGmaterijal,p} = \frac{1}{4} \rho \cdot g \cdot z \cdot l \cdot K_p (\cos\alpha \cdot tg\beta + \sin\alpha) l_1^2 \frac{\cos^2\alpha}{\cos^2\beta} \quad (4.69)$$

$$F_{NAmaterijal,p} = \frac{1}{4} \rho \cdot g \cdot z \cdot l \cdot K_p (\cos\alpha \cdot tg\beta + \sin\alpha) tg\varphi_{zida} l_1^2 \frac{\cos^2\alpha}{\cos^2\beta} \quad (4.70)$$

где се K_p рачуна преко обрасца:

$$K_p = \frac{1 - \sin\varphi \cdot \cos(\Delta_4 + \varphi_{zida})}{1 - \sin\varphi \cdot \cos(\Delta_3 + \beta)} \cos^2\beta e^{2\theta tg\varphi} \cdot f_d \quad (4.71)$$

Укупна сила на централном и бочном делу транспортне траке :

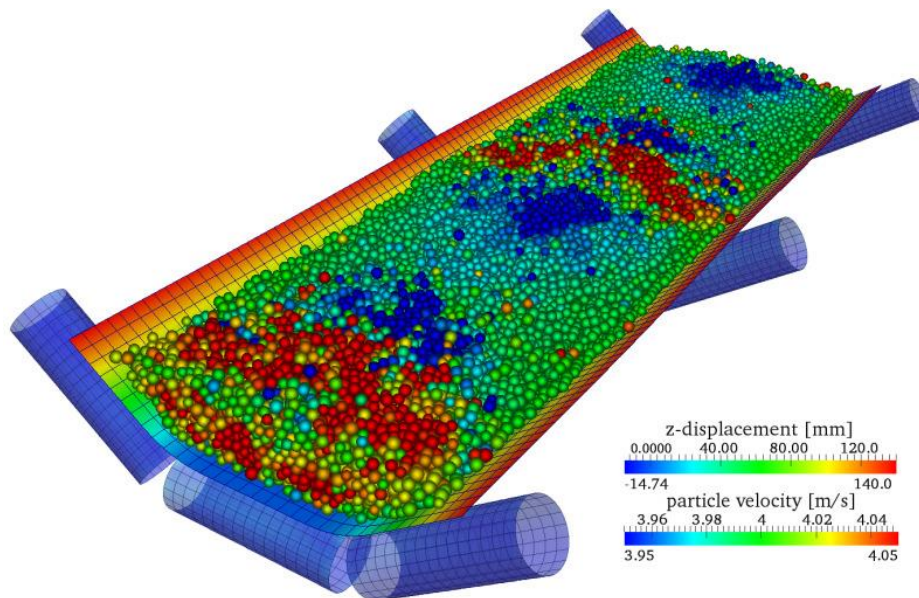
$$F_{NG\ bočno} = F_{NG\ materijala,a} + F_{NG\ materijala,p} \quad (4.72)$$

$$F_{NA\ bočno} = F_{NA\ materijala,a} + F_{NA\ materijala,p} \quad (4.73)$$

$$F_{NG\ centralno} = m_{materijala} \cdot g \cdot l - 2 \cdot F_{NG\ bočno} \cdot \cos\alpha - 2 \cdot F_{NA\ bočno} \cdot \sin\alpha \quad (4.74)$$

4.4.6 Нумерички модел

Покушавајући да овај проблем реши нумеричким методама Драт (Dratt) [30] је креирао DEM (Discrete element model), што заправо представља дигиталну слику површине рељефа насутог материјала и комбинујући то са методом коначних елемената (МКЕ) је добио следећу слику померања (Слика 4.19). Овај збирни DEM-МКЕ модел је направљен како би се одредило оптерећење ваљака од транспортне траке и транспортованог материјала.



Слика 4.19: DEM-МКЕ симулација [30]

Укупни закључак је да прорачун на овај начин показује радијалне силе на средишњем ваљку веће за 3-11% од прорачуна добијеног путем КХ модела, док су радијалне силе на унутрашњем лежају бочних ваљака за 25 до 40% мање од оних добијених КХ моделом.

4.5. Радни век лежаја

Да би се одредило колико одређена количина транспортованог материјала утиче на радни век лежаја мора се познавати величина оптерећења као и начин на који се може израчунати радни век лежаја.

Широко заступљена у прорачунима радног века лежаја је теорија Лундберга (Lundberg) и Палмгрена (Palmgren) објављена 1949. Године [31]. По њиховој L_{10} теорији, радни век изражен у радним часовима који ће остварити 90 процената лежаја изложених истим условим оптерећења за кугличне лежаје износи:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (4.75)$$

- n – учестаност обртања лежаја у минути;
- C – динамичка носивост прописана од стране произвођача [kN];
- P – радно оптерећење лежаја [kN].

Истраживачи који су се бавили проблематиком тракастих транспортера су узели у обзир и специфичне услове у којима они раде па су поменуто теорију и израз допунили на следећи начин [32]:

$$L_{10,m} = a_1 a_2 a_3 \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{\psi P} \right)^3 \quad (4.76)$$

- a_1 – фактор материјала лежаја;
- a_2 – фактор нечистоће мазива;
- a_3 – фактор вискозитета мазива;
- ψ – фактор сервиса ваљка.

Иако постоји разлика између предвиђања радног века лежаја и радног века ваљка, нигде конкретно није развијен теоретски образац који се конкретно односи на ваљке, тако да се индустријски стандарди СЕМА и даље базира на поменутој L_{10} теорији. Стога, једини начин да се предвиди радни век ваљака је да се одреди тачно који део од оптерећења транспортованог материјала оптерећује сваки од лежаја.

4.6 Експериментални резултати оптерећења на месту лежаја других аутора

Спроведен је експеримент [15] у реалним условима на Универзитету Њукасл у Аустралији са 65 метара дугим тракастим транспортером који је транспортовао речни песак. Герланде су се

састојале од три ваљка, а бочни ваљци су имали нагиб од 26°. Транспортер је био опремљен са осам мерача сила – шест за радијалне силе и две за аксијалне силе. Оптерећење је било варирано од 55%, преко 75% до 100% од планираног максималног оптерећења од 245 t/h. Извршено је упоређивање резултата добијених експериментом са теоријским резултатима из КН модела, односно SD модела (Табела 4.1).

Табела 4.1: *Поређење резултата мерења сила са теоријским моделима*

Радијално оптерећење централног ваљка у зависности од укупне масе транспортованог материјала [%]			
	Процент оптерећења		
	55%	75%	100%
КН	35,7	31,5	27,4
SD	37,8	34	30,6
Измерено леви лежај	32,9	30,5	29,4
Измерено десни лежај	34,4	33	30,6
Радијално оптерећење унутрашњег дела бочног ваљка у зависности од укупне масе транспортованог материјала [%]			
КН	17*	21*	23,8
SD	12*	15*	17
Измерено леви лежај	17,8*	19*	18,7
Измерено десни лежај	13*	15*	15,8
Радијално оптерећење спољашњег дела бочног ваљка у зависности од укупне масе транспортованог материјала [%]			
КН	2,8*	4*	6*
SD	2,5*	3*	4,2*
Измерен леви лежај	3,5*	4,5*	5,5*
Измерено десни лежај	2,7*	3,0*	4,2*
Аксијално оптерећење бочног ваљка у зависности од укупне масе транспортованог материјала [%]			
КН	-0,5*	-2*	-4,5*
SD	3*	5*	7*
Измерен леви лежај	4,5*	6*	7,5*
Измерено десни лежај	3*	4,7*	6,5*
вредности обележене са * су узете апроксимативно са дијаграма из [15]			

Дошло се до следећих закључака:

- Оба модела дају веома сличне и тачне резултате са оним добијеним експериментом за радијалне силе на централном ваљку за сва три нивоа оптерећења, с тим што SD модел даје од 2% до 12% веће вредности, а одступања КН модела су у границама од

1% до 9%. Код КН модела вредност за најмање оптерећење је већа од измерене, а у осталим случајима је мања;

- Код оптерећења унутрашњег лежаја бочних ваљака (где је оптерећење израженије) одступања су обрнута. КН модел даје веће резултате од измерених у распону од 10% до 38%, што се не може сматрати поузданим. SD даје резултате у распону од 1% до 22% мање од измерених вредности;
- Код оптерећења спољашњег лежаја бочних ваљака (где је оптерећење мање изражено), такође КН модел даје од 6% до 23% веће резултате од измерених, а SD модел даје резултате у распону од 13% до 20% мање од измерених;
- Резултати аксијалних сила на бочним ваљцима код КН модела су негативни, зато што је погрешно претпостављено да сила трења приликом преласка из стања активног напрезања у стање пасивног напрезања мења свој смер. Одступања од измерених вредности за овај модел су значајна, и мања су од измерених у распону од 35% до 87%. SD модел даје резултате тачне или мање од измерених у распону од 0% до 20%.

Како би се избегла одступања, уведен је појам мешовитог (комбинованог) модела који се добија рачунским путем на основу претходна два појединачна модела и сила по том моделу се одређује путем израза:

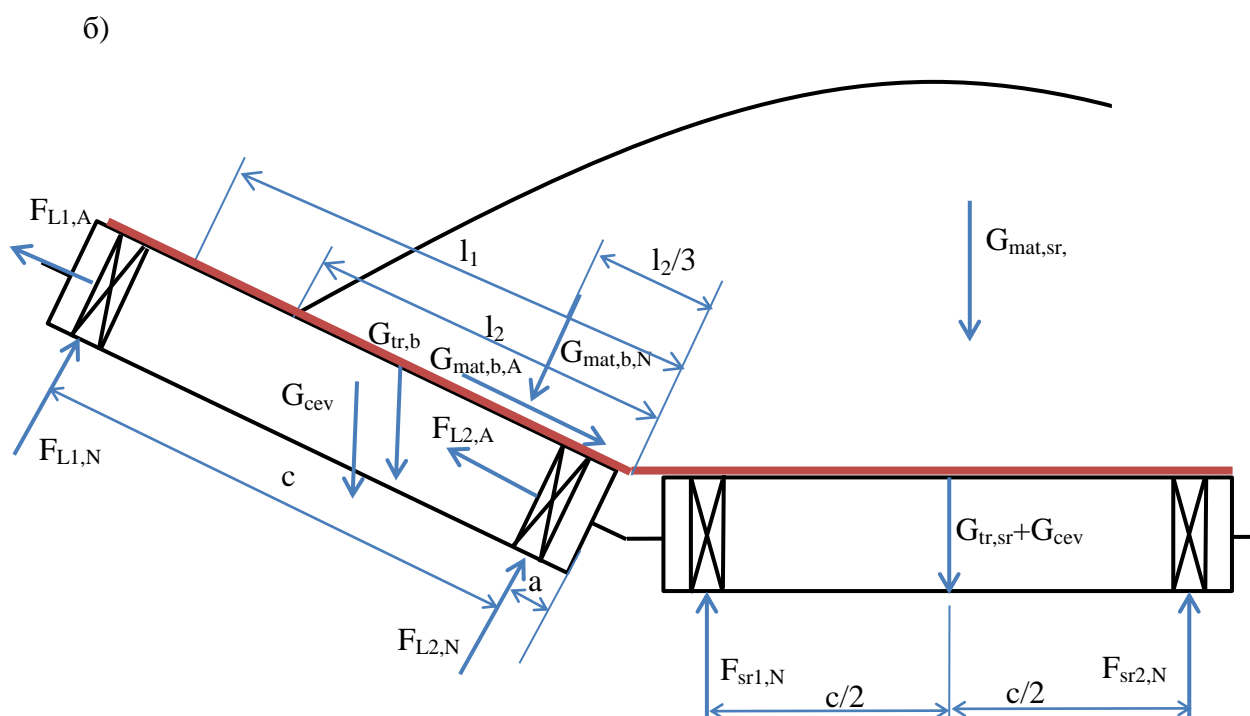
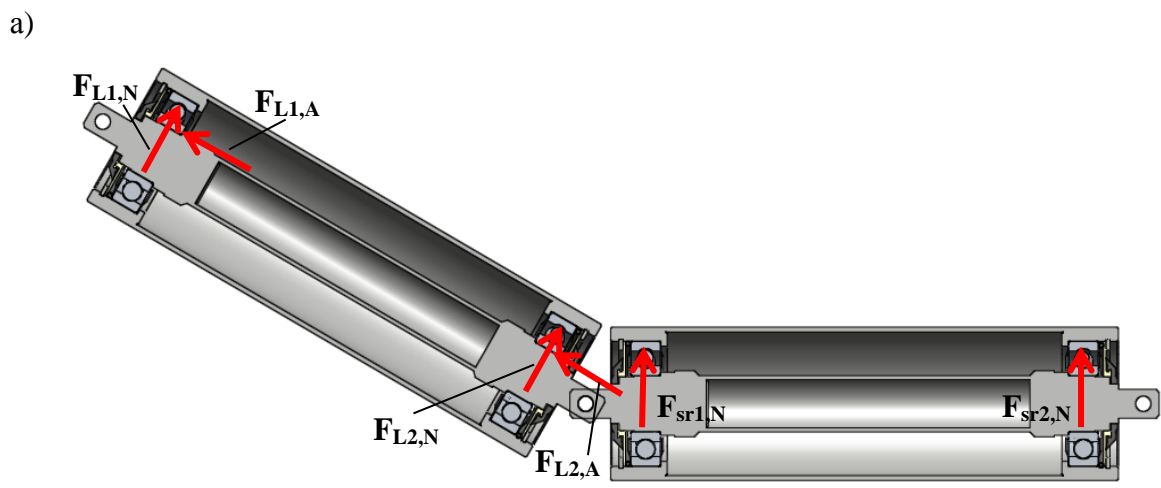
$$F_{materijala} = \gamma \cdot F_{SD} + (1 - \gamma)F_{KH} \quad (4.77)$$

где је γ фактор мешања који зависи од унутрашњег трења материјала, трења о површину траке, крутост траке на савијање и процентуалног оптерећења транспортера. Познајући ове вредности ових физичких мевичина, може се адекватно изабрати вредност фактора како би се рачунски добиле што тачније вредности без експеримента. Ова цела област остаје да буде предмет истраживања, како би се детаљније изучио и дефинисао фактор комбиновања оба модела - γ .

4.7 Теоријски прорачун оптерећења на месту лежаја

На Слици 4.20 а и б су дефинисане све силе које оптерећују герланду заједно са силама реакције на местима лежаја. То су:

- Аксијална сила трења између површине ваљка и траке $G_{mat,b,A}$
- Сила од тежине транспортне траке $G_{tr,b}$
- Радијална сила од тежине транспортованог материјала $G_{mat,b,N}$
- Сила од тежине омотача ваљка G_{cevi}
- Аксијална реакција силе у спољашњем лежају бочног ваљка $F_{L1,a}$
- Аксијална реакција силе у унутрашњем лежају бочног ваљка $F_{L2,a}$
- Радијална реакција силе у спољашњем лежају бочног ваљка $F_{L1,N}$
- Радијална реакција силе у унутрашњем лежају бочног ваљка $F_{L2,N}$
- Радијална реакција силе у лежају средњег ваљка $F_{sr1,N}$ и $F_{sr2,N}$



Слика 4.20: Силе оптерећења и силе реакција у лежајима

Тежина транспортне траке која оптерећује бочни ваљак се одређује по обрасцу:

$$G_{tr,b} = m_{trake} \cdot l \cdot \left(\frac{m - l_m}{2m} \right) \cdot g \quad (4.78)$$

где је :

- m_{trake} - специфична маса траке по јединици површине
- l - растојање између герланди
- m - ширина траке

- l_m -дужина омотача централног ваљка

Тежина транспортне траке која оптерећује бочни ваљак се одређује по обрасцу:

$$G_{tr,b} = m_{trake} \cdot l \cdot \left(\frac{m - l_m}{2m} \right) \cdot g \quad (4.79)$$

где је :

- m_{trake} - специфична маса траке по јединици површине
- l - растојање између герланди
- m -ширина траке
- l_m -дужина омотача централног ваљка

Нормална и аксијална сила које оптерећују бочни ваљак, а потичу од тежине транспортног материјала се рачунају комбинацијом два модела (СД и КХ) у зависности од фактора мешања γ :

$$G_{mat,b,N} = \gamma \cdot G_{mat,b,N}^{SD} + (1 - \gamma) \cdot G_{mat,b,N}^{KH} \quad (4.80)$$

$$G_{mat,b,A} = \gamma \cdot G_{mat,b,A}^{SD} + (1 - \gamma) \cdot G_{mat,b,A}^{KH} \quad (4.81)$$

Силе реакције бочних лежаја (Слика 4.20) се добијају преко израза:

$$F_{L1,a} = F_{L2,a} = \frac{1}{2} G_{mat,b,A} + \frac{\sin \alpha}{2} (G_{cevi} + G_{tr,b}) \quad (4.82)$$

$$F_{L1,N} = G_{mat,b,N} \cdot \frac{l_1}{3a + 3c} + G_{tr,b} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_{21}}{2a + 2c} + G_{cevi} \cdot \frac{\cos \alpha}{2} - \frac{\sin \alpha \cdot d_0}{2a + 2c} (G_{cevi} + G_{tr,b}) \quad (4.83)$$

$$F_{L2,N} = G_{mat,b,N} \cdot \left(1 - \frac{l_1}{3a + 3c} \right) + G_{tr,b} \cdot \cos \alpha \cdot \left(1 - \frac{l_{21}}{2a + 2c} \right) + G_{cevi} \cdot \frac{\cos \alpha}{2} - \frac{\sin \alpha \cdot d_0}{2a + 2c} (G_{cevi} + G_{tr,b}) \quad (4.84)$$

По истом принципу као и у претходном случају маса материјала која оптерећује средишњи део траке се одређује као:

$$G_{mat,sr,N} = \gamma \cdot G_{mat,sr,N}^{SD} + (1 - \gamma) \cdot G_{mat,sr,N}^{KH} \quad (4.85)$$

Тежина средишњег дела траке се одређује преко:

$$G_{tr,sr} = m_{trake} \cdot l \cdot \frac{l_m}{m} \cdot g \quad (4.86)$$

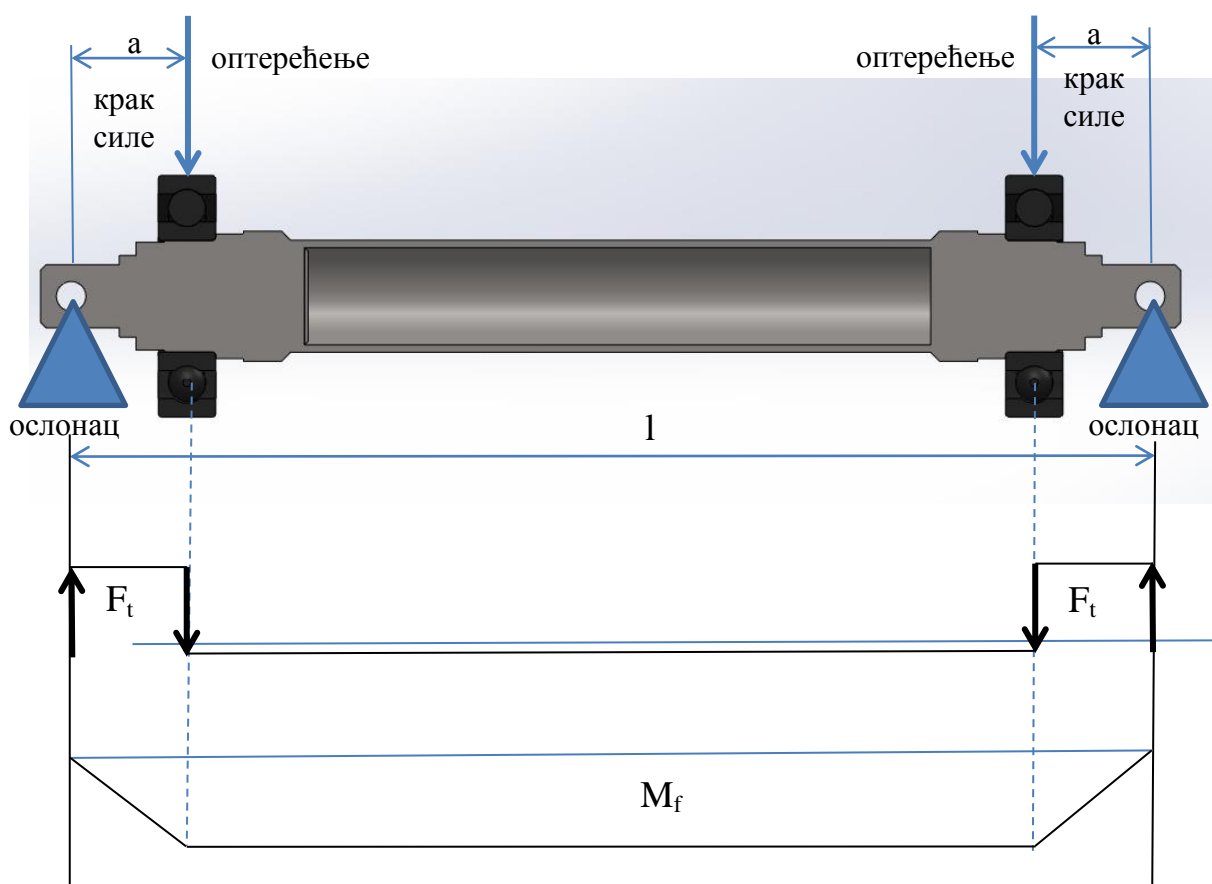
На основу овога, уз претпоставку да се укупно оптерећење може поистоветити са концентрисаном силом која делује на средини распона ваљка, може се израчунати нормална реакција сваког од лежаја на средњем ваљку као:

$$F_{sr1,N} = F_{sr2,N} = \frac{G_{mat,sr,N} + G_{tr,sr} + G_{cevi}}{2} \quad (4.87)$$

5. Аналитички и нумерички прорачун носећих ваљака

5.1 Аналитички прорачун напона и деформације носећег ваљка

Због повољног односа цене, квалитета и карактеристика у експлоатацији, једнореди неподесиви куглични лежаји са радијалним додиром, израђени у неколико класа (са аспекта унутрашњих зазора) се најчешће користе за уградњу у носеће ваљке тракастих транспортера. Оптерећења на лежајима зависе од конкретног положаја уградње ваљка. Као што је напоменуто у поглављу 3, бочни ваљци носе око 15% до 20% укупног оптерећења од транспортованог материјала и траке сваки, и то тако да је доминантно оптерећење радијално, али је значајно оптерећење и аксијално – нарочито у периоду рада делимично оптерећеног транспортера. Хоризонтални средњи носећи ваљак прихвата 60-70% оптерећења у просеку, и оно је скоро искључиво радијално, осим у случајевима кад долази до нерегуларних оптерећења услед слегања тла испод једног дела секције.

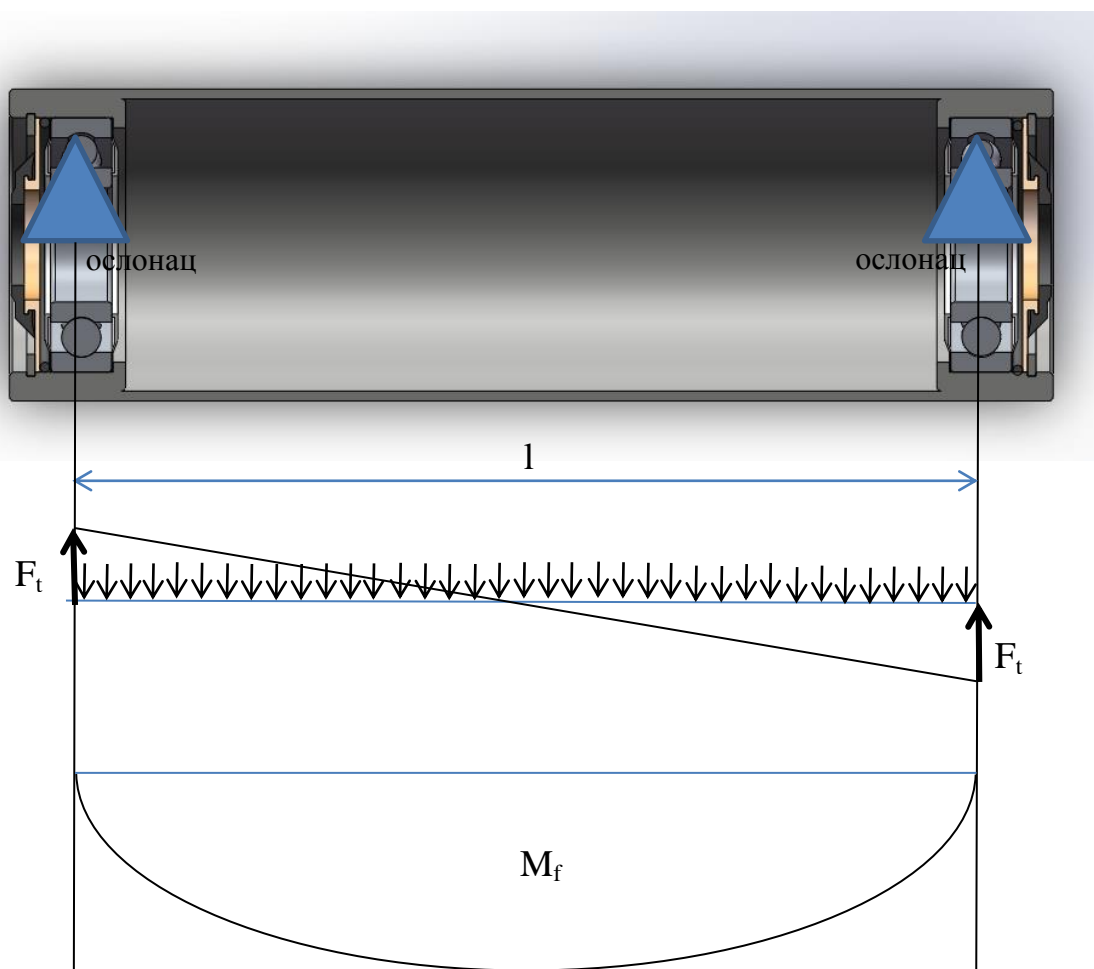


Слика 5.1: Попречни пресек осовине и лежаја ваљка и дијаграми оптерећења

Осовина хоризонталног средњег ваљка, која је и највише оптерећена, је ослоњена на местима отвора преко чивије - завртња за осовине суседних ваљака у герланди (Слика 5.1). Оптерећење од траке, транспортованог материјала и ротирајућих делова ваљка се преноси преко куглица у лежају на унутрашњи прстен и осовину на растојању – краку силе од ослонаца, како је приказано. Последица ове врсте оптерећења је појава момента савијања на начин на који је приказано на дијаграму.

Релативно дубоке котрљајне стазе, које су карактеристика кугличних лежаја, омогућују квалитетно прихватање поменуте врсте оптерећења. Котрљајна тела облика куглице међусобно су постављена на равномерну удаљеност помоћу металног кавеза. Кавез такође обезбеђује константност радијалног зазора, тј. могућност међусобног померања унутрашњег прстена лежаја у односу на спољашњи. Зазор је неопходан јер додир или толеранцијски преклоп елемената лежаја доводи до повећања трења, локалног оптерећења, хабања, повећања температуре и краћег експлоатационог века. Због сложене врсте оптерећења којом су изложени ваљци, овај зазор је од суштинског значаја за исправно функционисање транспортера. Зазор омогућује толерисање одређене количине нечистоћа које неминовно током експлоатационог века контаминирају унутрашњост лежаја. Такође, у случају изразито крутог улежиштења дозвољава термичку дилатацију његових елемената која не угрожава исправно функционисање лежаја.

Са аспекта доброг функционисања тракастог транспортера суштински је важна могућност извесног међусобног закретања унутрашњег прстена у односу на спољашњи прстен лежаја, тј. њихова несаосност. Ова особина је неопходна из разлога што при оптерећењу ваљака долази до његове деформације – угибања на начин на који је приказано на Сликама 5.1 и 5.2.

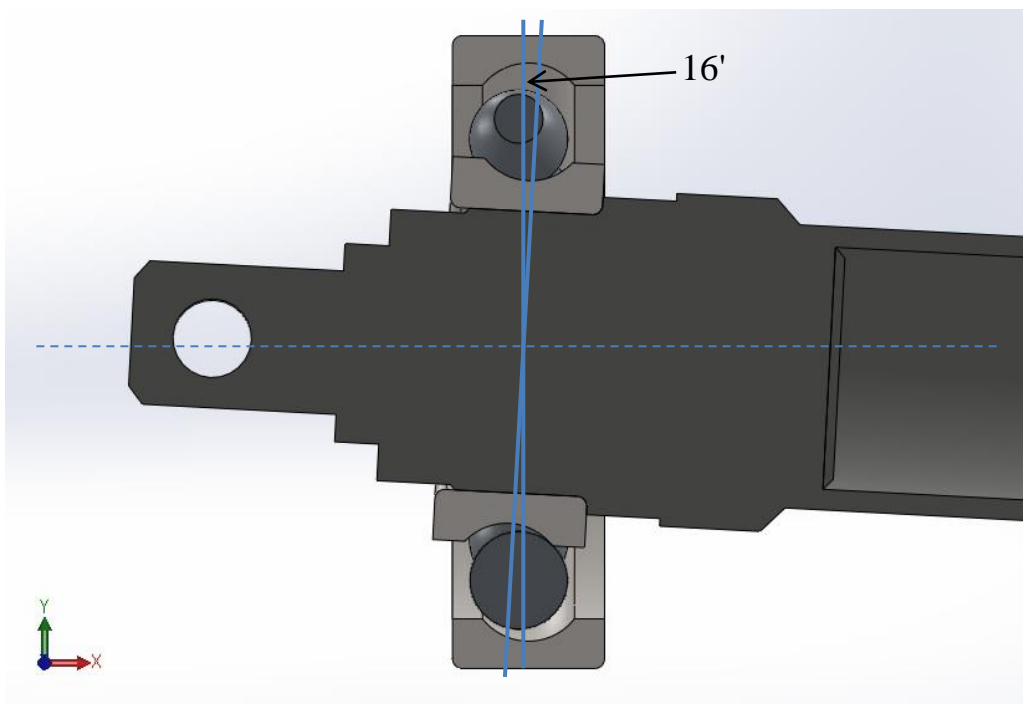


Слика 5.2: Попречни пресек тела ваљка и лежаја ваљка и дијаграми оптерећења

Да би се избегао превелики угиб осовине од оваквог оптерећења потребна је уградња лежаја у кућиште високе крутости и постављање лежаја што је могуће ближе месту

ослонца, како би крак силе био мањи. Повећан момент инерције попречног пресека осовине омогућује повећану крутост осовине, па је неопходно одредити најповољнији однос масе осовине и трошкова израде и одржавања. Распон није могуће мењати јер је неопходан како би се транспортовала потребна количина материјала. Тело ваљка је такође изложено деформацијама. Оно се састоји од кућишта лежаја и цеви – омотача ваљка. Оптерећење изнад хоризонталног носећег ваљка је параболичног облика, али се може у идеализованом случају представити као континуално оптерећење (Слика 5.2), при чему се занемарују препусти са спољашњих страна оба ослонца. Разлика између деформације (нагиба) тела ваљка са кућиштем на месту уградње спољашњег прстена лежаја и деформације (нагиба) осовине на месту уградње унутрашњег прстена лежаја представља одступање у саосности прстенова лежаја. Неопходан је висок квалитет израде кућишта лежаја и осовине како се не би догодило да услед лоших толеранција израде део радијалног зазора буде поништен пре излагања носећег ваљка радном оптерећењу.

Нагиб представља угао у радијанима (rad) или минутима (') између осе рукавца и хоризонтале или може бити представљен као нагиб, тј. однос радијалног померања рукавца осовине услед савијања и дужине рукавца (Слика 5.3).



Слика 5.3: Угаона одступања кугличних котрљајних лежаја

У прошлости су за уградњу примењивани конусни котрљајни лежаји који су имали дозвољена угаона одступања од 3', тј. нагиб од 0.0009 из разлога што је контакт између котрљајне стазе и котрљајног тела по правој изводници. Таква геометрија при малој угаоној несаосности доводи до појаве концентрације напона на крајевима котрљајних тела. Развојем производње котрљајна тела и котрљајне стазе су добили могућност заобљења на крајевима што је омогућило равномернију расподелу оптерећења, па самим тим и нешто већу могућност угаоног одступања до 7', тј. нагиба до 0.002.

Котрљајни куглични лежаји су посебно погодни за примену у конструкцијама

транспортних ваљака због способности да издрже одступања до 16' (угаоних минута) или нагиба од 0.005, уз одржавање нормалног додира између котрљајних тела и стаза котрљања. Слика 5.3 је искључиво илустративне природе и на њој је приказан попречни пресек лежаја и осовине са предимензионисаним нагибом.

Свако прекорачење поменутих вредности доводи до значајног скраћења радног века лежаја, тако да је од суштинске важности да у радним условима разлика нагиба спољашњег и унутрашњег прстена никада не пређе задату границу. Свака врста лежаја има сопствену криву скраћивања радног века у односу на величину за коју је прекорачена гранична вредност угаоне несаосности, што значи да није од суштинског значаја да ли до прекорачења дође у кратком временском периоду нпр. током одржавања и искључивања појединих слогова, већ да ваљци не раде у таквим условима оптерећења дужи временски период. У случају дужег рада са двоструко већом вредношћу несаосности од прописане, радни век кугличног котрљајног лежаја се може скратити за 80% [3].

5.1.1. Аналитичко одређивање нагиба и угиба осовине од челика

За аналитичко одређивање нагиба осовине, односно тела ваљка, коришћена је теорија еластичности првог реда, помоћу које се може одредити функција еластичне линије греде. Познајући функцију еластичне линије, може се једноставно одредити угао који линија заклапа са хоризонталом у било којој тачки, па самим тим и на месту уградње лежаја.

Реална конструкција је максимално упрошћена како би аналитички прорачун био могућ. Осовина је ослоњена и оптерећена на начин на који је приказан на Слици 5.1, тј. као континуална греда оптерећена са две концентрисане силе на месту уградње лежаја. Крутост осовине на месту уградње лежаја је занемарена тако да добијени нагиб оваквим прорачуном иде на страну сигурности, тј. резултати ће бити нешто већи него у реалним условима. Нагиб осовине је прорачунат на четири начина, тако што је осовина у својој пуној дужини била апроксимирана са:

- Са шипком кружног пуног попречног пресека, спољашњег пречника једнаког пречнику осовине на најужем делу;
- Са цеви, дебљине зида и спољашњег пречника једнаког димензијама осовине на најужем делу;
- Са шупљом елипсом, дебљине зида и веће димензије попречног пресека једнаке димензијама осовине на најужем делу;
- Стандардним и нестандартним челичним профилем максималне димензије једнаке спољашњем пречнику осовине на најужем делу.

Такође је тело ваљка у пуној дужини апроксимирано са цеви која има исту дужину и дебљину зида као и омотач ваљка, а ослоњена је и оптерећена на начин који је приказан на Слици 5.2, тј. као континуална греда оптерећена континуалним оптерећењем. Занемарена је крутост улежиштења као и препуст између краја тела ваљка и ослонца (ослонци су померени на крајеве ваљка) тако да добијени нагиб оваквим прорачуном иде такође на страну сигурности, тј. резултати ће бити нешто већи него у реалним условима.

За аналитички прорачун нагиба осовине конструкција је упрошћена тако што се осовина посматра као део константног попречног пресека дужине 582mm, а оптерећена је

израчунатим радним оптерећењем у потпоглављу 4.1, као и укупном тежином обртних делова ваљка тако да су две реакције ослонаца, односно вредности две концентрисане силе на месту лежаја једнаке:

$$F_A = F_B = R_A = R_B = \frac{F + Q}{2} = \frac{6146 + 164}{2} = 3155 \text{ N} \quad (5.1)$$

Максимални момент савијања између ослонаца на местима лежаја износи:

$$M_{max} = R_A \cdot a = 3155 \cdot 64,5 = 203497,5 \text{ Nmm} \quad (5.2)$$

- У случају **кружног попречног пресека** са следећим подацима:

Спољашњи пречник: $D = 60,3 \text{ mm}$

Модул еластичности: $E = 210000 \text{ N/mm}^2$

Момент инерције попречног пресека:

$$I = \frac{D^4 \pi}{64} = \frac{60,3^4 \pi}{64} = 648662 \text{ mm}^4 \quad (5.3)$$

Отпорни момент:

$$W = \frac{I}{y_{max}} = \frac{I}{D/2} = \frac{648662}{\frac{60,3}{2}} = 21514 \text{ mm}^3 \quad (5.4)$$

Однос момента инерције и површине попречног пресека износи:

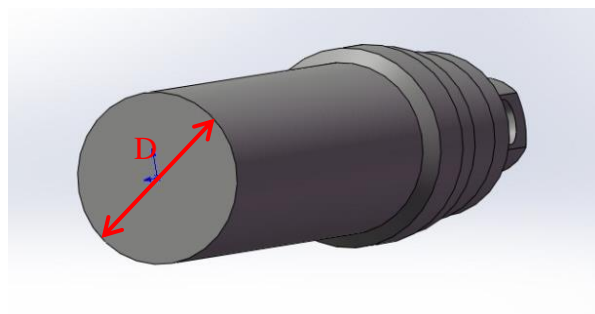
$$\frac{I_x}{A} = \frac{648662 \text{ mm}^4}{2855,78 \text{ mm}^2} = 227,14 \quad (5.5)$$

Због симетричног оптерећења и ослањања, нагиб у ослонцу А је једнак нагибу у ослонцу Б (супротног је знака) и износи:

$$\begin{aligned} u(z) &= \frac{F \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot I} \left[\frac{a}{l} - \left(\frac{a}{l} \right)^2 - \left(\frac{z}{l} \right)^2 \right] = \\ &= \frac{3155 \cdot 582^2}{2 \cdot 210000 \cdot 648662} \left[\frac{64,5}{582} - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 \right] = 0,0003384 \text{ rad} \end{aligned} \quad (5.6)$$

Док је угиб на средини распона једнак:

$$\begin{aligned} f_{max} &= \frac{F}{6} \cdot \frac{l^3}{E \cdot I} \cdot \frac{a}{l} \cdot \left[\frac{3}{4} - \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right] = \\ &= \frac{3155}{6} \cdot \frac{582^3}{21 \cdot 10^4 \cdot 648662} \cdot \frac{64,5}{582} \cdot \left[\frac{3}{4} - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 \right] = 0,062217 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.7)$$



Слика 5.4: Кружни попречни пресек осовине

Максимални напон на савијање на средини греде износи:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{203497,5}{21514} = 9,45884 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.8)$$

- У случају *прстенастог попречног пресека* са следећим подацима:

Спољашњи пречник: $D = 60,3 \text{ mm}$

Унутрашњи пречник: $d = 52,3 \text{ mm}$

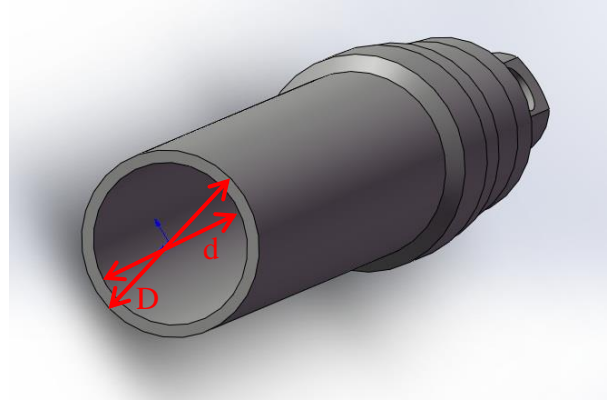
Модул еластичности: $E = 210000 \text{ N/mm}^2$

Однос пречника износи:

$$\psi = \frac{d}{D} = \frac{52,3}{60,3} = 0,8673 \quad (5.10)$$

Момент инерције попречног пресека:

$$\begin{aligned} I &= \frac{D^4 \pi}{64} (1 - \psi^4) = \\ &= \frac{60,3^4 \pi}{64} (1 - 0,8673^4) = 281637,1 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (5.11)$$



Слика 5.5: Прстенасти попречни пресек осовине

Отпорни момент:

$$W = \frac{I}{y_{max}} = \frac{I}{D/2} = \frac{281637,1}{\frac{60,3}{2}} = 9341,2 \text{ mm}^3 \quad (5.12)$$

Однос момента инерције и површине попречног пресека износи:

$$\frac{I_x}{A} = \frac{281637,1 \text{ mm}^4}{707,488 \text{ mm}^2} = 398,08 \quad (5.13)$$

Због симетричног оптерећења и ослањања, нагиб у ослонцу А је једнак нагибу у ослонцу Б (супротног је знака) и износи:

$$\begin{aligned} u(z) &= \frac{F \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot I} \left[\frac{a}{l} - \left(\frac{a}{l} \right)^2 - \left(\frac{z}{l} \right)^2 \right] = \\ &= \frac{3155 \cdot 582^2}{2 \cdot 2100000 \cdot 281637,1} \left[\frac{64,5}{582} - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 \right] = 0,000779 \text{ rad} \end{aligned} \quad (5.14)$$

Док је угиб на средини распона једнак:

$$\begin{aligned} f_{max} &= \frac{F}{6} \cdot \frac{l^3}{E \cdot I} \cdot \frac{a}{l} \cdot \left[\frac{3}{4} - \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right] = \frac{3155}{6} \cdot \frac{582^3}{21 \cdot 10^4 \cdot 281637,1} \cdot \frac{64,5}{582} \cdot \left[\frac{3}{4} - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 \right] = \\ &= 0,143296 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.15)$$

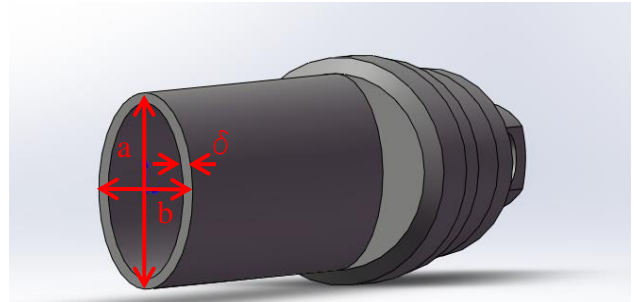
Максимални напон на савијање на средини греде износи:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{203497,5}{9341,2} = 21,7849 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.16)$$

Обзиром да осовина у току рада не ротира, већ у малим амплитудама осцилује у све три равни зависно од режима рада транспортера, може се сматрати да је изложена оптерећењима на савијање искључиво око хоризонталне осе попречног пресека у вертикалној равни. Како би се олакшала конструкција, могуће је кружни прстенасти попречни пресек заменити елипсом. Процес израде елипсе је хладна деформација стандардне цеви мање димензије ($\varnothing 48,3 \text{ mm}$) која се деформише до тренутка кад њен већи пречник достигне вредност од $60,3 \text{ mm}$, колико је димензија кружног попречног пресека.

- У случају **прстенасто елипсоидног попречног пресека** са следећим подацима:

Спољашњи пречник: $D = 48,3 \text{ mm}$
 Унутрашњи пречник: $d = 41,9 \text{ mm}$
 Модул еластичности: $E = 210000 \text{ N/mm}^2$
 Обим кружнице износи:
 $O = D\pi = 48,3 \cdot 3,14 = 151,7 \text{ mm} \quad (5.17)$



Слика 5.6: Прстенасто елипсоидни попречни пресек

Из поједностављеног израза за обим елипсе:

$$O = \pi \left[3 \cdot (a + b) - \sqrt{(3 \cdot a + b)(a + 3 \cdot b)} \right] =$$

$$= \pi \left[3 \cdot (30,15 + b) - \sqrt{(3 \cdot 30,15 + b)(30,15 + 3 \cdot b)} \right] = 151,7 \text{ mm} \quad (5.18)$$

где је $a = 30,15 \text{ mm}$ полупречник кружнице, односно половина дуге осе елипсе, добија се да је димензија половина мање осе елипсе приближно $b = 16 \text{ mm}$.

Момент инерције попречног пресека износи:

$$I = \frac{\pi}{4} \delta a^2 (a + 3 \cdot b) = \frac{\pi}{4} 3,2 \cdot 30,15^2 (30,15 + 3 \cdot 16) = 178452,7 \text{ mm}^4 \quad (5.19)$$

Отпорни момент износи:

$$W = \frac{I}{y_{max}} = \frac{I}{D/2} = \frac{178452,7}{\frac{60,3}{2}} = 5918,8 \text{ mm}^3 \quad (5.20)$$

Однос момента инерције и површине попречног пресека износи:

$$\frac{I_x}{A} = \frac{178452,7 \text{ mm}^4}{463,95 \text{ mm}^2} = 384,64 \quad (5.21)$$

Због симетричног оптерећења и ослањања, нагиб у ослонцу А је једнак нагибу у ослонцу Б (супротног је знака) и износи:

$$u(z) = \frac{F \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot I} \left[\frac{a}{l} - \left(\frac{a}{l} \right)^2 - \left(\frac{z}{l} \right)^2 \right] =$$

$$= \frac{3155 \cdot 582^2}{2 \cdot 2100000 \cdot 178452,7} \left[\frac{64,5}{582} - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 \right] = 0,001223 \text{ rad} \quad (5.22)$$

Док је угиб на средини распона једнак:

$$f_{max} = \frac{F}{6} \cdot \frac{l^3}{E \cdot I} \cdot \frac{a}{l} \cdot \left[\frac{3}{4} - \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right] = \frac{3155}{6} \cdot \frac{582^3}{21 \cdot 10^4 \cdot 178452,7} \cdot \frac{64,5}{582} \cdot \left[\frac{3}{4} - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 \right] =$$

$$= 0,22615 \text{ mm} \quad (5.23)$$

Максимални напон на савијање на средини греде износи:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{203497,5}{5918,8} = 34,3815 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.24)$$

- Прорачун у случају *попречног пресека облика стандардног и нестандардног профила:*

Идеалан облик попречног пресека материјала који за дефинисану површину попречног пресека даје максимални момент инерције је симетричан и издуженог облика у правцу једне осе, са повећаном концентрацијом масе на крајевима профила. Од стандардних профила ово одговара топло ваљаном профилу облика латиничног слова „I“. Ова врста профила такође поседује момент инерције, односно отпорни момент који је за једну осу значајно већи него исте карактеристике око осе управне на претходну. Ово омогућава да се оствари слична крутост као и код кружног попречног пресека уз значајно смањење масе. Услов за коришћење овакве врсте профила је да његова највећа димензија – дијагонала не прелази вредност пречника цеви од 60,3mm. Најмањи стандардни профил овог типа и велике дебљине зида која омогућава услов велике масе на крајевима профила је ознаке „IPBV 100“ и поседује димензију дијагонала већу од потребне:

$$d = \sqrt{120^2 + 106^2} = 160,1 \text{ mm} \quad (5.25)$$

Ова димензија је већа од унутрашњег пречника омотача ваљка, тако да је најмањи стандардни профил немогуће монтирати на постојећи ваљак.

Међутим, однос момента инерције и површине попречног пресека износи:

$$\frac{I_x}{A} = \frac{11400000 \text{ mm}^4}{5320 \text{ mm}^2} = 2142,86 \quad (5.26)$$

Израчунао однос је већи од истог односа код претходних идејних решења од 5 до 7 пута. Ово је довољан разлог да оправда високосеријску производњу профила ковањем изједна са кованим крајевима осовине. Оптимизацијом попречног пресека помоћу софтверског пакета „Solid works“ дошло се до облика приказаног на Слици 5.7 за који је однос момента инерције и површине попречног пресека врло задовољавајући уз изразиту уштеду у маси:

Момент инерције попречног пресека износи:

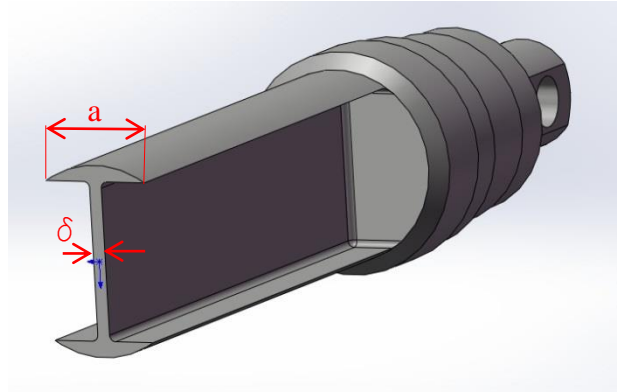
$$I = 216970 \text{ mm}^4$$

Отпорни момент износи:

$$W = \frac{I}{y_{max}} = \frac{216970}{30,15} = 7196,35 \text{ mm}^3 \quad (5.27)$$

Однос момента инерције и површине попречног пресека износи:

$$\frac{I_x}{A} = \frac{216970 \text{ mm}^4}{439,15 \text{ mm}^2} = 494,01 \quad (5.28)$$



Слика 5.7: Попречни пресек осовине облика нестандардног профила

Због симетричног оптерећења и ослањања, нагиб у ослонцу А је једнак нагибу у ослонцу Б (супротног је знака) и износи:

$$\begin{aligned} u(z) &= \frac{F \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot I} \left[\frac{a}{l} - \left(\frac{a}{l} \right)^2 - \left(\frac{z}{l} \right)^2 \right] = \\ &= \frac{3155 \cdot 582^2}{2 \cdot 2100000 \cdot 216970} \left[\frac{64,5}{582} - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 \right] = 0,0010059 \text{ rad} \quad (5.29) \end{aligned}$$

Док је угиб на средини распона једнак:

$$\begin{aligned} f_{max} &= \frac{F}{6} \cdot \frac{l^3}{E \cdot I} \cdot \frac{a}{l} \cdot \left[\frac{3}{4} - \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right] = \frac{3155}{6} \cdot \frac{582^3}{21 \cdot 10^4 \cdot 216970} \cdot \frac{64,5}{582} \cdot \left[\frac{3}{4} - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 \right] = \\ &= 0,186 \text{ mm} \quad (5.30) \end{aligned}$$

Максимални напон на савијање на средини греде износи:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{203497,5}{7196,35} = 28,278 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.31)$$

Једина врста стандардног симетричног профила који делимично задовољава поменуте услове је правоугаони кутијасти профил 50x30 mm дебљине зида 2,5 mm чији момент инерције попречног пресека износи:

$$I = 10,71 \text{ cm}^4 = 107100 \text{ mm}^4$$

Отпорни момент износи:

$$W = 4,29 \text{ cm}^3 = 4290 \text{ mm}^3$$

Однос момента инерције и површине попречног пресека износи:

$$\frac{I_x}{A} = \frac{107100 \text{ mm}^4}{359 \text{ mm}^2} = 298,33 \quad (5.32)$$

Због симетричног оптерећења и ослањања, нагиб у ослонцу А је једнак нагибу у ослонцу Б (супротног је знака) и износи:

$$\begin{aligned} u(z) &= \frac{F \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot I} \left[\frac{a}{l} - \left(\frac{a}{l} \right)^2 - \left(\frac{z}{l} \right)^2 \right] = \\ &= \frac{3155 \cdot 582^2}{2 \cdot 2100000 \cdot 107100} \left[\frac{64,5}{582} - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 \right] = 0,0020378 \text{ rad} \end{aligned} \quad (5.34)$$

Док је угиб на средини распона једнак:

$$\begin{aligned} f_{max} &= \frac{F}{6} \cdot \frac{l^3}{E \cdot I} \cdot \frac{a}{l} \cdot \left[\frac{3}{4} - \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right] = \frac{3155}{6} \cdot \frac{582^3}{21 \cdot 10^4 \cdot 107100} \cdot \frac{64,5}{582} \cdot \left[\frac{3}{4} - \left(\frac{64,5}{582} \right)^2 \right] = \\ &= 0,3768 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.35)$$

Максимални напон на савијање на средини греде износи:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{203497,5}{4290} = 47,435 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.36)$$

5.1.2. Аналитичко одређивање нагиба и угиба тела ваљка од челика

Тело ваљка је састављено од цевног омотача и два отковка – кућишта лежаја. Конструкција за аналитички модел прорачуна је упрошћена тако што се тело ваљка посматра као део константног прстенастог попречног пресека дужине 465mm, а оптерећено је израчунатим радним оптерећењем. Димензије попречног пресека одговарају димензијама цевног омотача тела ваљка. Оптерећење је континуално, а место ослањања је померено до саме ивице цилиндра.

Оптерећење по дужном милиметру износи:

$$q = \frac{F}{l} = \frac{6146}{465} = 13,2172 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (5.37)$$

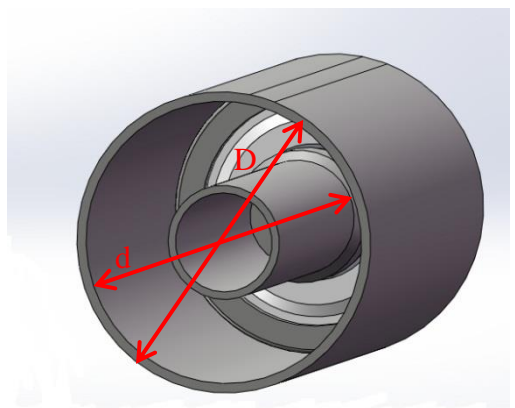
Максимални момент савијања (средина греде):

$$M_{max} = \frac{q \cdot l \cdot l}{2 \cdot 2} = \frac{13,2172 \cdot 465}{2 \cdot 2} = 714472,2 \text{ N mm} \quad (5.38)$$

Спољашњи пречник: $D = 159 \text{ mm}$

Унутрашњи пречник: $d = 149 \text{ mm}$

Модул еластичности: $E = 210000 \text{ N/mm}^2$



Слика 5.8: Попречни пресек тела ваљка

Однос пречника износи:

$$\psi = \frac{d}{D} = \frac{149}{159} = 0,9371 \quad (5.39)$$

Момент инерције попречног пресека:

$$I = \frac{D^4\pi}{64}(1 - \psi^4) = \frac{159^4\pi}{64}(1 - 0,9371^4) = 7175123 \text{ mm}^4 \quad (5.40)$$

Отпорни момент:

$$W = \frac{I}{y_{max}} = \frac{I}{D/2} = \frac{7175123}{\frac{159}{2}} = 90253 \text{ mm}^3 \quad (5.41)$$

Због симетричног оптерећења и ослањања, нагиб у ослонцу А је једнак нагибу у ослонцу Б (супротног је знака) и износи:

$$\begin{aligned} u'(z) &= \frac{ql^3}{24EI} \left[1 - 6\left(\frac{z}{l}\right)^2 + 4\left(\frac{z}{l}\right)^3 \right] = \frac{ql^3}{24EI} = \frac{13,2172 \cdot 465^3}{24 \cdot 210000 \cdot 7175123} = \\ &= 0,0000367 \text{ rad} \end{aligned} \quad (5.42)$$

Угиб на средини распона греде ($z=l/2$):

$$f_{max} = \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I} = \frac{5 \cdot 13,22 \cdot 465^4}{384 \cdot 210000 \cdot 7175123} = 0,0053 \text{ mm} \quad (5.43)$$

Максимални напон савијања (средина греде):

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{714472,5}{90253} = 7,91 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.44)$$

5.1.3 Одступање у саосности прстенова лежаја

Не разматрајући да ли конструкција може да издржи израчунате максималне угибе, односно израчунате напоне на средини распона, прва вредност која се проверава је да израчунати нагиби не угрожавају прописане услове за рад кугличних лежаја. Максимално одступање од саосности за квалитетан рад кугличних лежаја износи 0,005 rad, односно 16'.

Поменута вредност се добија одузимањем вредности нагиба тела ваљка на месту уградње лежаја од нагиба осовине на месту уградње лежаја.

- Тело ваљка - осовина кружног попречног пресека:

$$\alpha = \alpha_{os} - \alpha_{tv} = 0,0003384 - 0,00003675 = 0,00030165 \text{ rad} = 0^{\circ}1'2'' \quad (5.45)$$

- Тело ваљка - осовина прстенастог попречног пресека:

$$\alpha = \alpha_{os} - \alpha_{tv} = 0,000779 - 0,00003675 = 0,00074225 \text{ rad} = 0^{\circ}2'33'' \quad (5.46)$$

- Тело ваљка - осовина прстенасто елипсоидног попречног пресека:

$$\alpha = \alpha_{os} - \alpha_{tv} = 0,0001223 - 0,00003675 = 0,00118625 \text{ rad} = 0^{\circ}4'5'' \quad (5.47)$$

- Тело ваљка - осовина попречног пресека нестандардног профила:

$$\alpha = \alpha_{os} - \alpha_{tv} = 0,0010059 - 0,00003675 = 0,00096915 \text{ rad} = 0^{\circ}3'19'' \quad (5.48)$$

- Тело ваљка - осовина попречног пресека стандардног правоугаоног профила:

$$\alpha = \alpha_{os} - \alpha_{tv} = 0,0020378 - 0,00003675 = 0,00200105 \text{ rad} = 0^{\circ}6'53'' \quad (5.49)$$

У следећој Табели 5.1 дат је преглед свих конструкционих варијанти, њихових карактеристика и њиховог утицаја на вредност деформације.

Табела 5.1: Резултати аналитичког прорачуна нагиба, угиба и одступања од саосности

облик попречног пресека осовине	димензије [mm]	A - површина попречног пресека [mm ²]	m - маса средњег дела осовине [kg]	u'(z) - нагиб осовине на месту улежиштења [rad]	f _{max} - угиб на средини распона [mm]	α = α _{os} - α _{tv} - одступање у саосности [rad]
кружни	∅ = 60,3	2855,78	7,96	0,0003384	0,0622	0,00030165 0°1'2"
прстенасти	∅ = 60,3 d _u = 56,3	707,488	1,97	0,000779	0,1433	0,00074225 0°2'33"
прстенасто елипсоидни	a = 30,15 b = 16 δ = 3,2	463,95	1,29	0,001223	0,2262	0,00118625 0°4'5"
нестанд. профила	h = 60,3 b = 33,7 δ = 4	439,15	1,22	0,0010059	0,186	0,00096915 0°3'19"
станд. правоугаоног профила	a = 50 b = 30 δ = 2,5	359	1	0,0020378	0,3768	0,00200105 0°6'53"

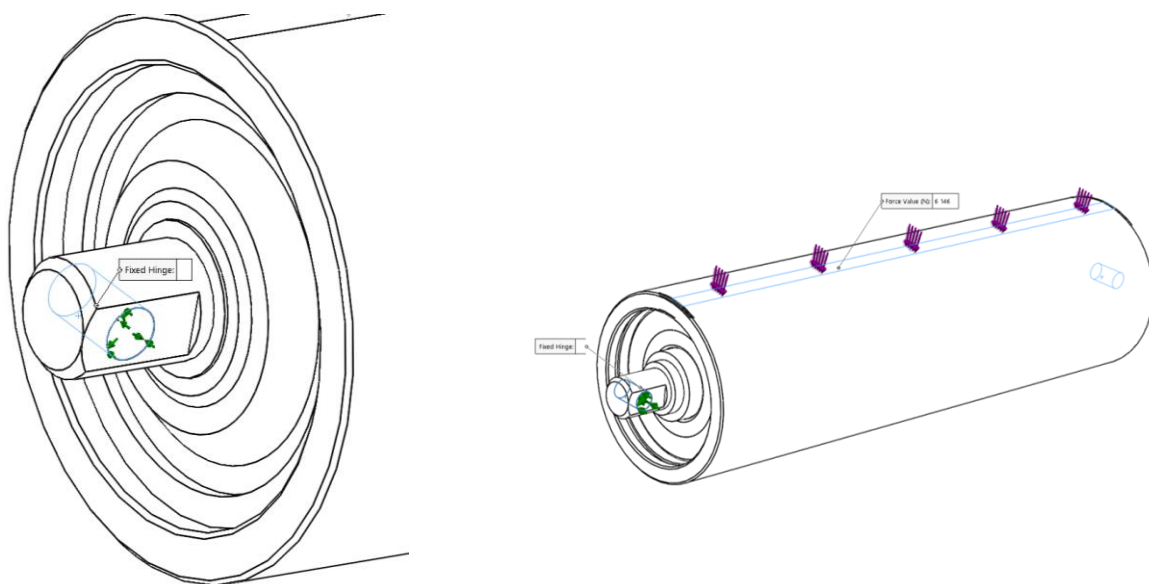
Све израчунате вредности су значајно мање од 16 угаоних минута, које дозвољава произвођач лежаја. Резултати омогућују да и код краткотрајног преоптерећења транспортних ваљака услед нерегуларних услова рада, неће доћи до међусобног закошења прстена лежаја које би утицало на смањење радног века носећег ваљка.

Изразито најповољнији однос површине попречног пресека и момента инерције поседује нестандардни профил, чија уградња омогућује нагиб осовине, угиб осовине и максимални напон савијања у веома задовољавајућим границама са уштедом у маси средњег дела осовине до 30% у односу на прстенасти попречни пресек, односно 20% у односу на елипсасти попречни пресек. Ово све оправдава размишљање о развоју овакве врсте носећег ваљка, који због мање масе може бити јефтинији за израду и нешто лакши за манипулацију.

Аналитички модели због великих апроксимација дају само приближне резултате и они представљају тек прво приближење у оцени понашања склопа ваљка. На основу добијених резултата уочљиво је да кружни пун попречни пресек даје најбоље резултате, али за изузетно велику масу. С друге стране, стандардни правоугаони профил упркос незнатно мањој маси од просека даје значајно лошије резултате деформација. За прецизније одређивање потребних деформација неопходно је коришћење методе коначних елемената зато што нумеричко моделирање омогућује креирање геометрије склопа модела са малим апроксимацијама и задавање оптерећења који су много ближи реалним условима.

5.2 Нумеричко одређивање угиба и нагиба осовине и тела ваљка од челика

Како би нумерички прорачун био могућ, нумерички модел такође представља делимично упрошћену верзију реалног модела, с тим да је у овом случају апроксимација значајно мања од апроксимације у случају аналитичког прорачуна. Једини део реалног модела који је изостављен су котрљајни елементи лежаја, тако да је котрљајни лежај претворен у клизни лежај сферног облика додирне површине која омогућава међусобно закретање спољашњег прстена у односу на унутрашњи. Гранични услов (Слика 5.9) је услов шарке („fixed hinge“), а континуално оптерећење делује дуж горње изводнице цилиндра. Ово значи да је ослонац слободан за ротацију модела око осе цилиндричног отвора на осовини.

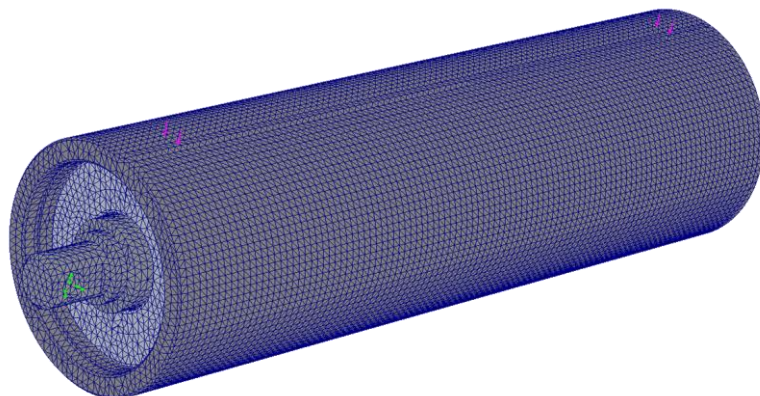


Слика 5.9: Услови оптерећења и ослањања модела ваљка

Како би се одредила несаосност у улежиштењу, дефинисане су две тачке на крају осовине (Слика 5.13) приказане црном бојом које дефинишу дуж која је хоризонтална пре уношења

оптерећења. Посматра се њихов померај по вертикалној оси након уношења оптерећења и преко њега се одређује нагиб осовине у близини лежаја. Такође, на чеоној страни тела ваљка дефинисане су две тачке приказане плавом бојом које дефинишу дуж која је вертикална пре уношења оптерећења (Слика 5.14). Њихов померај по хоризонталној оси дефинише нагиб тела ваљка у близини лежаја. Разлика ова два нагиба представља угаону несаосност у лежају након уношења оптерећења.

Модел, чија је мрежа коначних елемената приказана на Сlici 5.10, је дефинисан помоћу 423272 чворова односно са 1269816 степени слободе и 1269816 елемената.



Слика 5.10: Мрежа коначних елемената

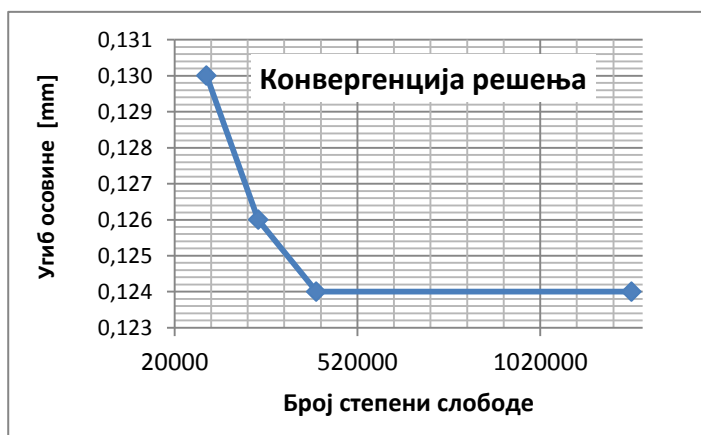
Као и у аналитичком прорачуну, за фиксне тачке су изабрана места везе осовине са осовинама бочних ваљака. Тело ваљка је оптерећено претходно израчунатим континуалним радним оптерећењем, које се преко лежаја заједно са укупном тежином обртних делова ваљка преноси на осовину ваљка.

Континуално оптерећење по дужном милиметру тела ваљка износи:

$$q = \frac{F}{l} = \frac{6146}{465} = 13,2172 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (5.50)$$

Овај модел обезбеђује довољну тачност прорачуна. У прилог томе на Сlici 5.11 су приказане табела и дијаграм који описује конвергенцију решења са променом броја елемената. Вредности угиба одговарају моделу приказаном на Сlici 5.12.

бр.чвор..	бр.елем.	ст.слоб.	угиб [mm]
35919	107757	107757	0,130
82923	248769	248769	0,126
135957	407871	407871	0,124
423272	1269816	1269816	0,124

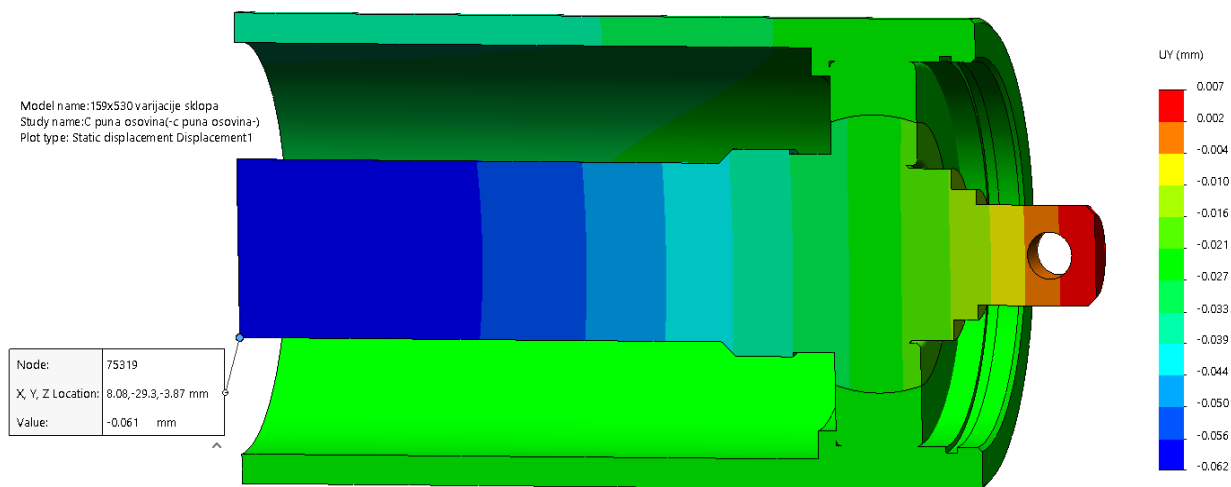


Слика 5.11: Конвергенција решења за угиб плашта

За *кружни* попречни пресек осовине:

Спољашњи пречник: $D = 60,3 \text{ mm}$

Модул еластичности: $E = 210000 \text{ N/mm}^2$



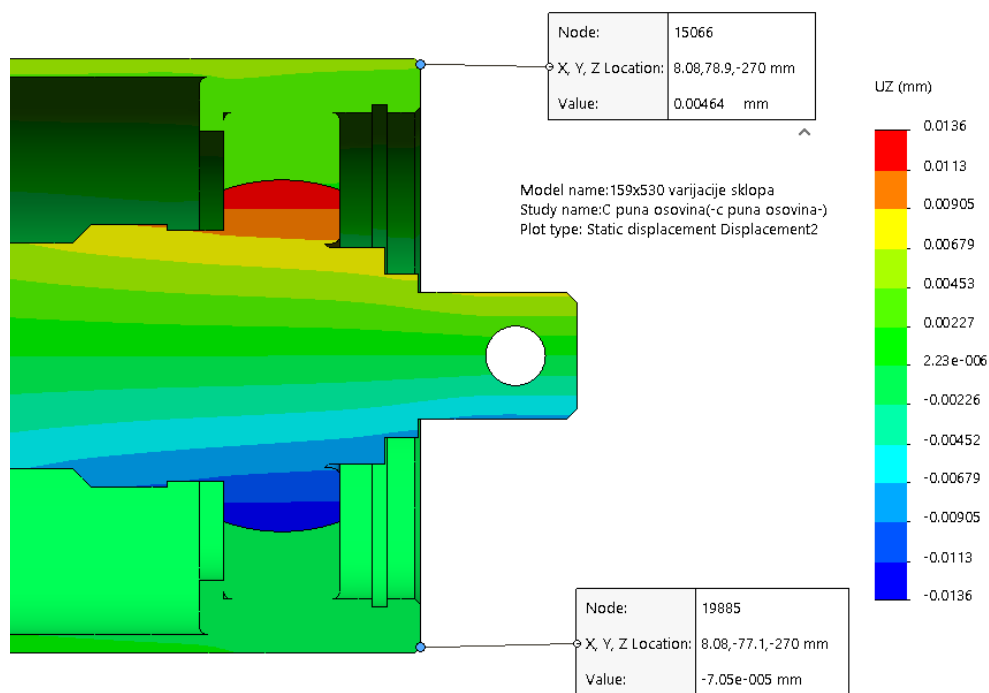
Слика 5.12: Нумерички прорачун деформација тела ваљка и осовине од челика за кружни попречни пресек осовине

На претходној Сlici 5.12 су приказана померања у вертикалној равни модела у односу на хоризонталну раван симетрије. На десном крају модела померања су позитивна, а на левом крају негативна. Угиб на средини распона износи:

$$f_{max} = 0,061 \text{ mm}$$



Слика 5.13: Помераји тачака по вертикалној оси тела ваљка и осовине од челика за кружни попречни пресек осовине



Слика 5.14: Помераји тачака по хоризонталној оси тела ваљка и осовине од челика за кружни попречни пресек осовине

За попречни пресек осовине облика **прстена**:

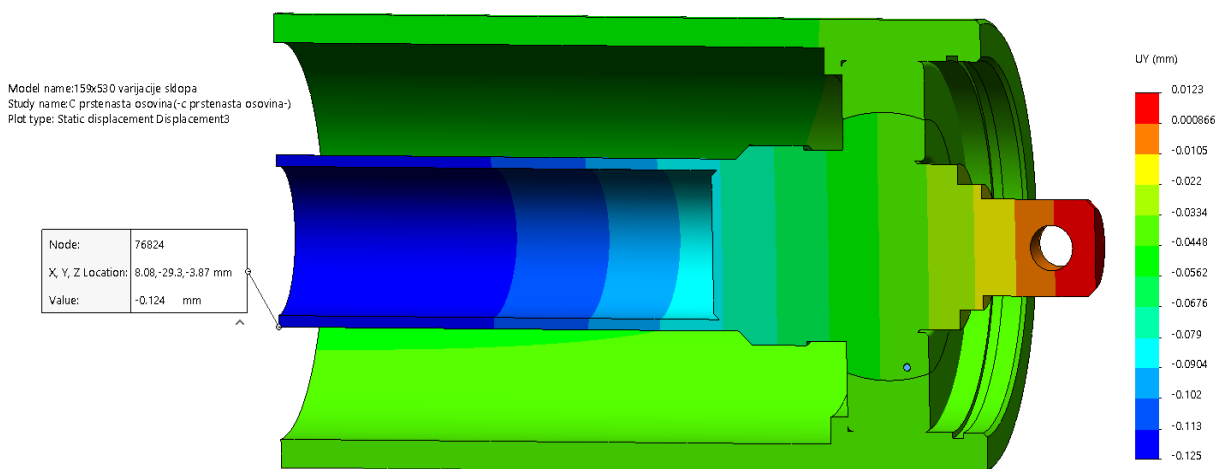
Спољашњи пречник: $D = 60,3 \text{ mm}$

Унутрашњи пречник: $d = 52,3 \text{ mm}$

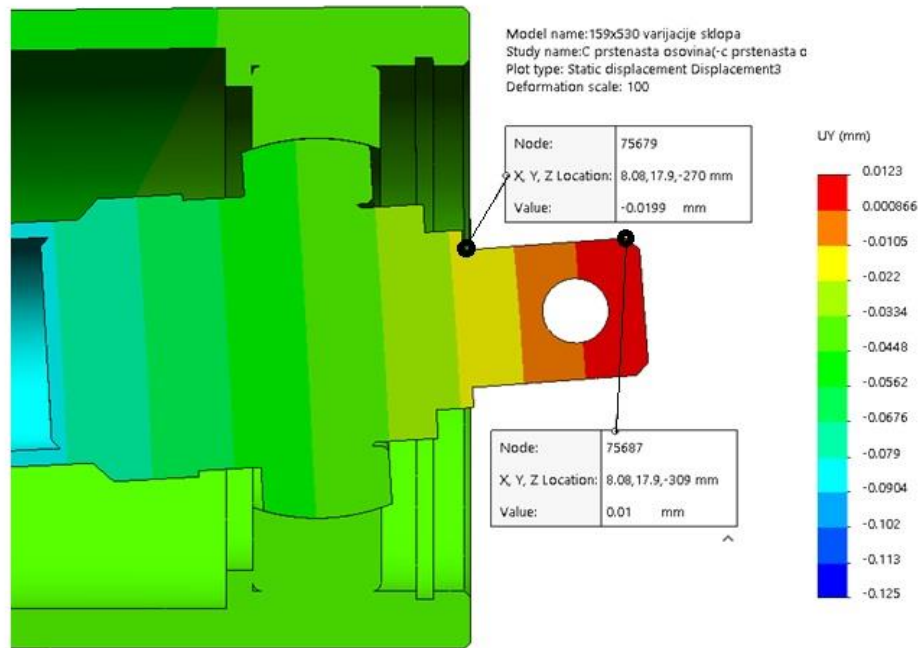
Модул еластичности: $E = 210000 \text{ N/mm}^2$

На Сликама 5.16 и 5.17 су приказана померања по вертикалној и хоризонталној оси. На десном крају модела померања су позитивна, а на левом крају негативна. Угиб на средини распона износи (Слика 5.15):

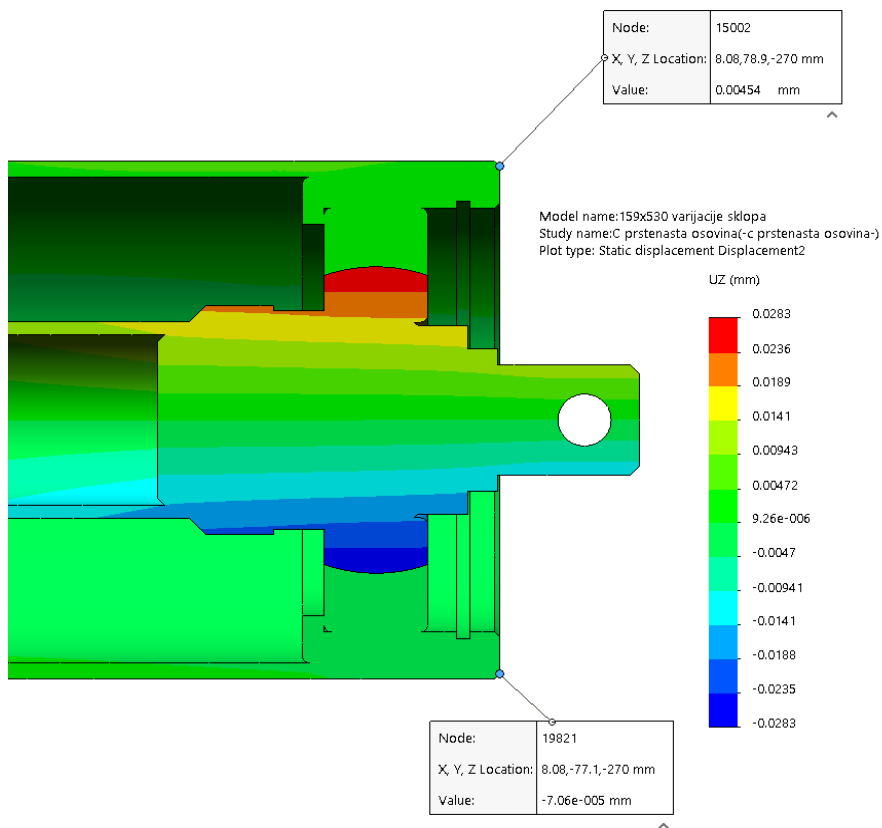
$$f_{max} = 0,124 \text{ mm}$$



Слика 5.15: Нумерички прорачун деформација тела ваљка и осовине од челика за прстенасти попречни пресек осовине



Слика 5.16: Помераји тачака по вертикалној оси тела ваљка и осовине од челика за прстенасти попречни пресек осовине



Слика 5.17: Помераји тачака по хоризонталној оси тела ваљка и осовине од челика за прстенасти попречни пресек осовине

За попречни пресек осовине облика елипсе:

Изабрана су два модела за прорачун осовине попречног пресека облика елипсе:

- За први прорачун је изабрана цев пречника $D=48,3\text{mm}$ највеће дебљине зида од могућих стандардних $\delta = 3,2\text{mm}$, из разлога што је то прва највећа стандардна цев чији се степен пластичне деформације може подесити тако да јој половина дуже оса елипсе износи $a = 30,15\text{mm}$ (што одговара полупречнику осовине из претходних примера), а димензија половине мање осе елипсе приближно $b = 16\text{mm}$;
- За други прорачун је узета стандардна цев спољашњег пречника $D = 60,3\text{mm}$ и унутрашњег пречника $d = 52,3\text{mm}$, иста као у прорачуну са осовином прстенастог попречног пресека, која је пластично деформисана у елипсу тако да је деформисана приближно до ширине елипсе из претходног прорачуна $b = 15\text{mm}$.

Подаци за први модел прорачуна са осовином *прстенасто елипсоидног* попречног пресека:

Дужа полуоса: $a = 30,15\text{ mm}$

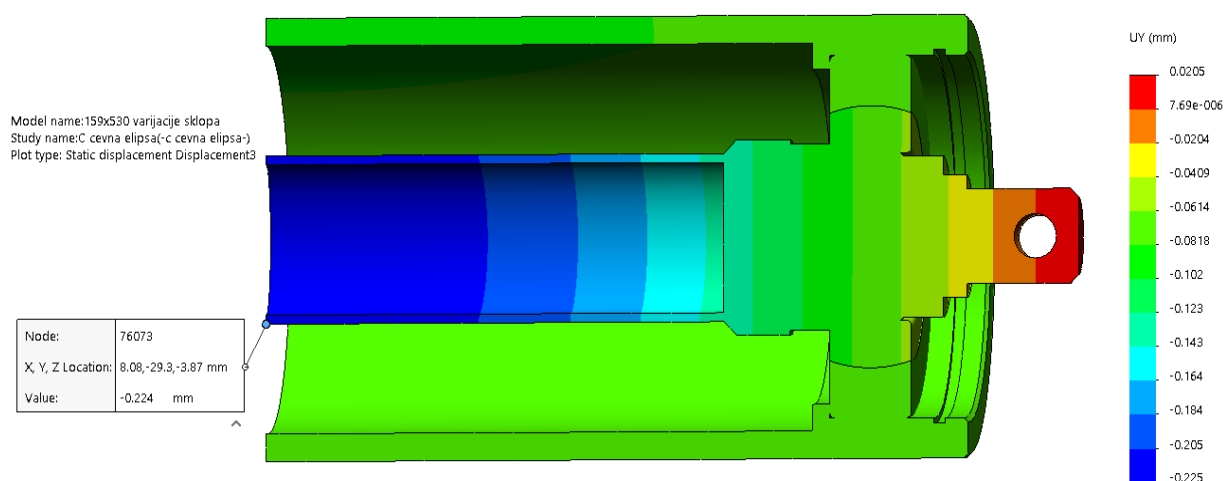
Краћа полуоса: $b = 16\text{ mm}$

Дебљина зида $\delta = 3,2\text{ mm}$

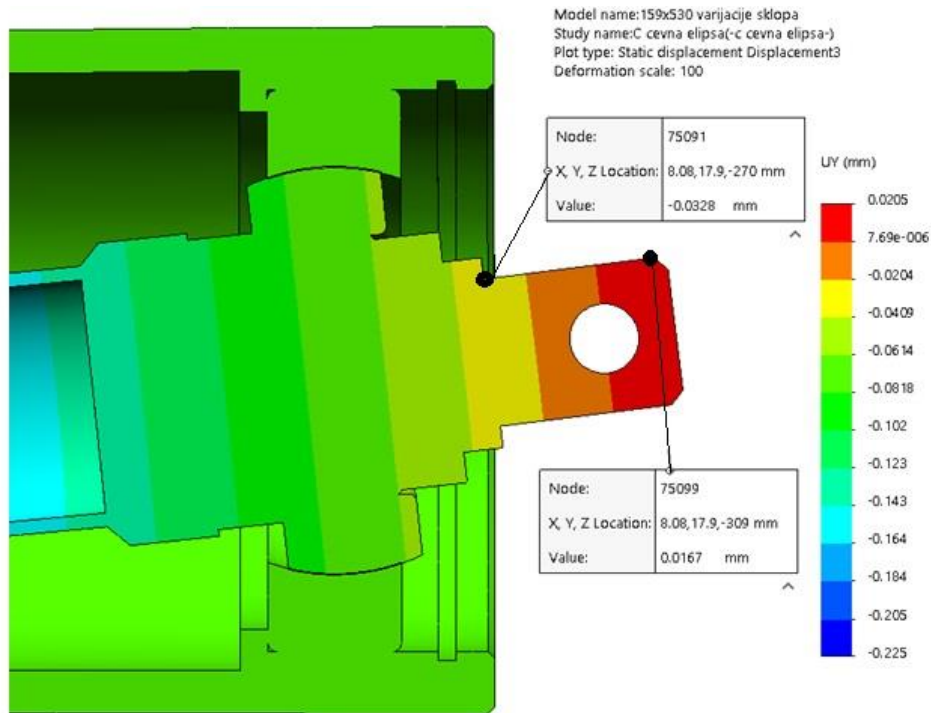
Модул еластичности: $E = 210000\text{ N/mm}^2$

На Сликама 5.19 и 5.20 су приказана померања по вертикалној и хоризонталној оси. На десном крају модела померања су позитивна, а на левом крају негативна. Угиб на средини распона износи (Слика 5.18):

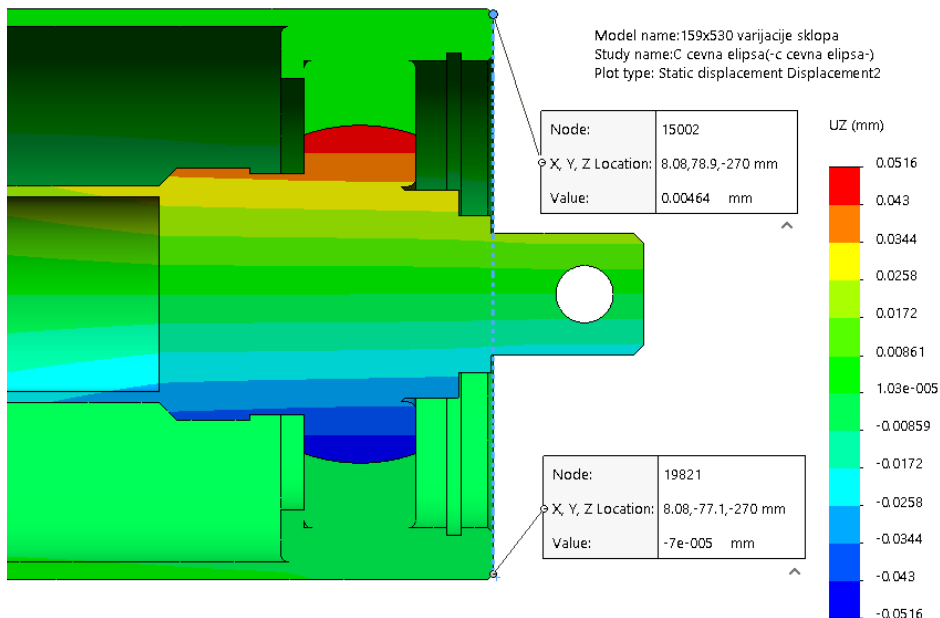
$$f_{max} = 0,224\text{ mm}$$



Слика 5.18: Нумерички прорачун деформација тела ваљка и осовине од челика прстенасто елипсоидног попречног пресека



Слика 5.19: Помераји тачака по вертикалној оси тела ваљка и осовине од челика прстенасто елипсоидног попречног пресека



Слика 5.20: Помераји тачака по хоризонталној оси тела ваљка и осовине од челика прстенасто елипсоидног попречног пресека

Подаци за други модел прорачуна са осовином попречног пресека облика деформисане стандардне цеви:

Дужа полуоса: $a = 42 \text{ mm}$

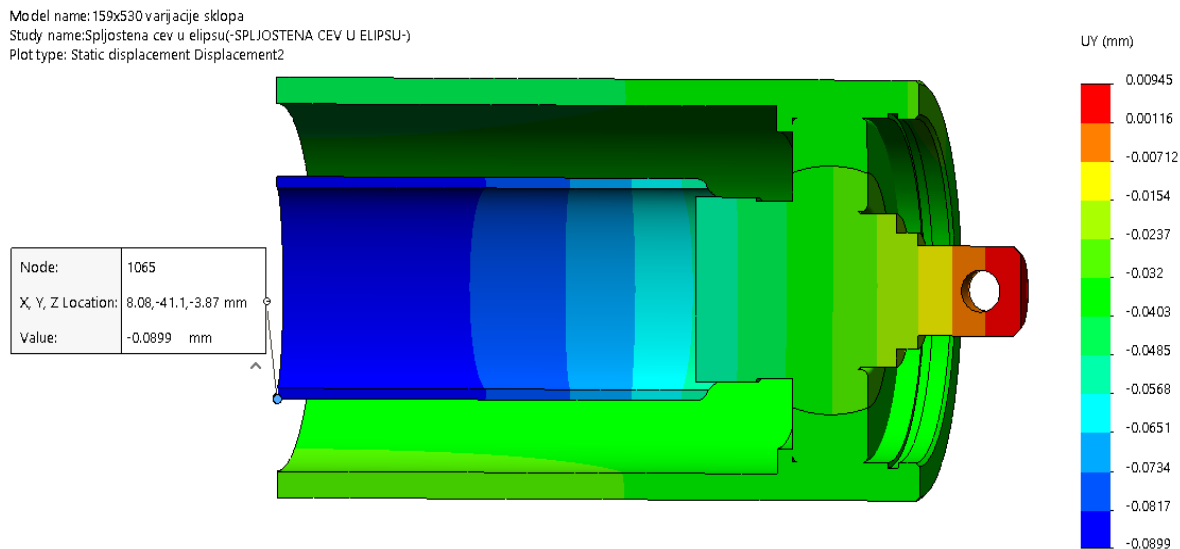
Краћа полуоса: $b = 15 \text{ mm}$

Дебљина зида $\delta = 4 \text{ mm}$

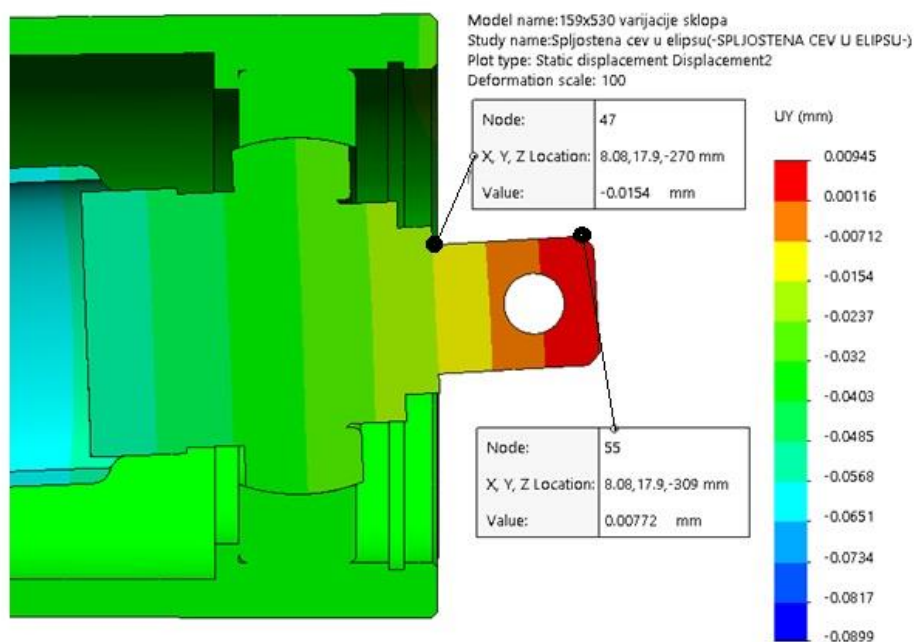
Модул еластичности: $E = 210000 \text{ N/mm}^2$

На Сликама 5.22 и 5.23 су приказана померања по вертикалној и хоризонталној оси. На десном крају модела померања су позитивна, а на левом крају негативна. Угиб на средини распона износи (Слика 5.21):

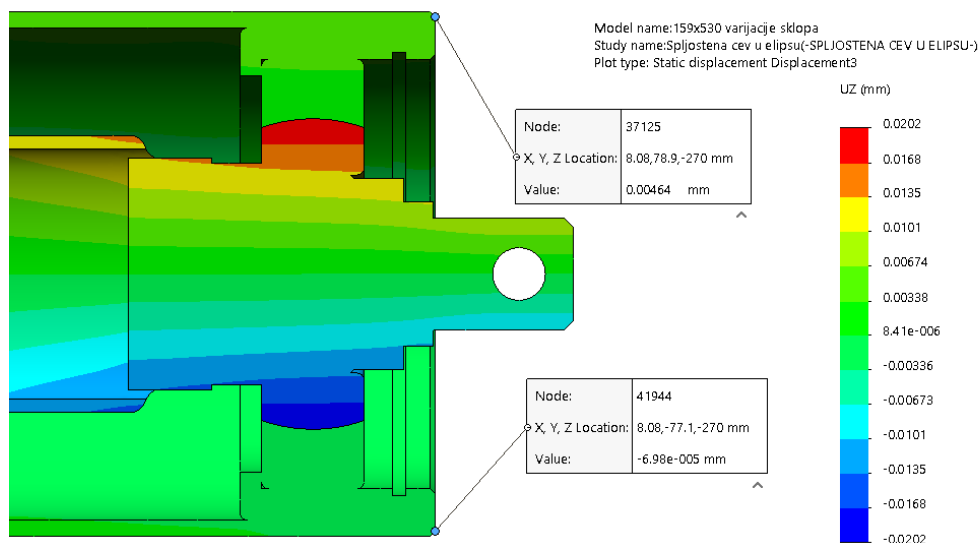
$$f_{max} = 0,0899 \text{ mm}$$



Слика 5.21: Нумерички прорачун деформација тела ваљка и осовине од челика за попречни пресек осовине облика деформисане стандардне цеви



Слика 5.22: Помераји тачака по вертикалној оси тела ваљка и осовине од челика за попречни пресек осовине облика деформисане стандардне цеви

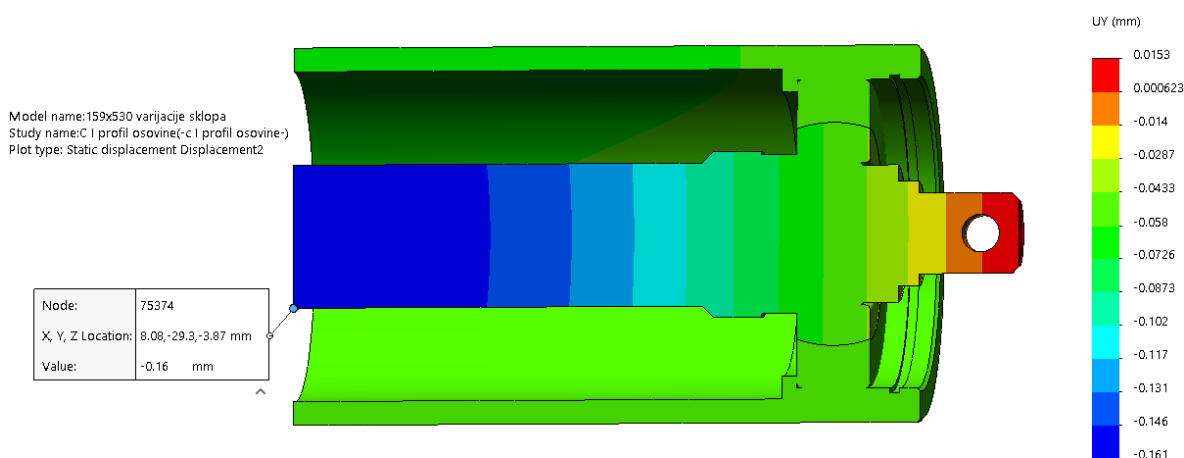


Слика 5.23: Помераји тачака по хоризонталној оси тела ваљка и осовине за попречни пресек осовине облика деформисане стандардне цеви

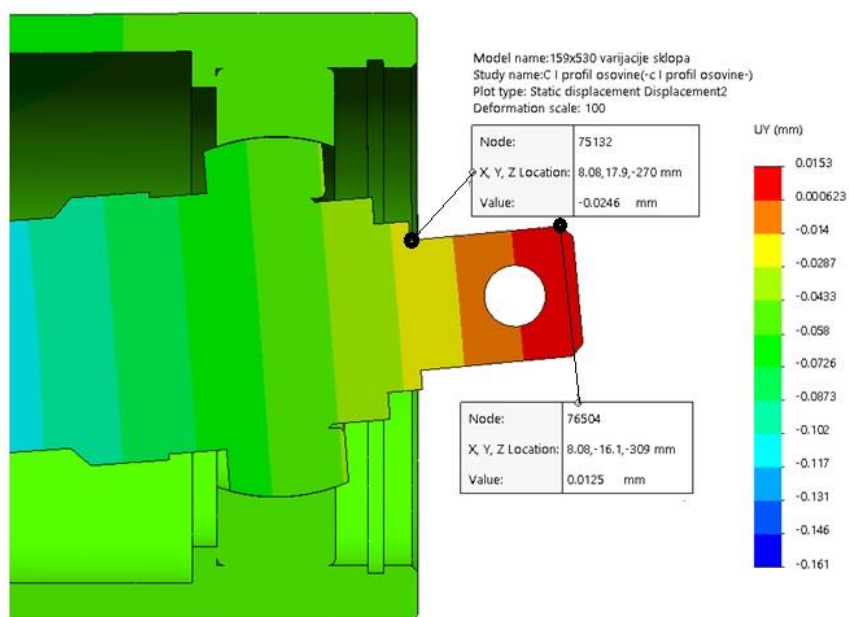
За попречни пресек осовине облика *нестандардног* профила:

На Сликама 5.25 и 5.26 су приказана померања по вертикалној и хоризонталној оси. На десном крају модела померања су позитивна, а на левом крају негативна. Угиб на средини распона износи (Слика 5.24):

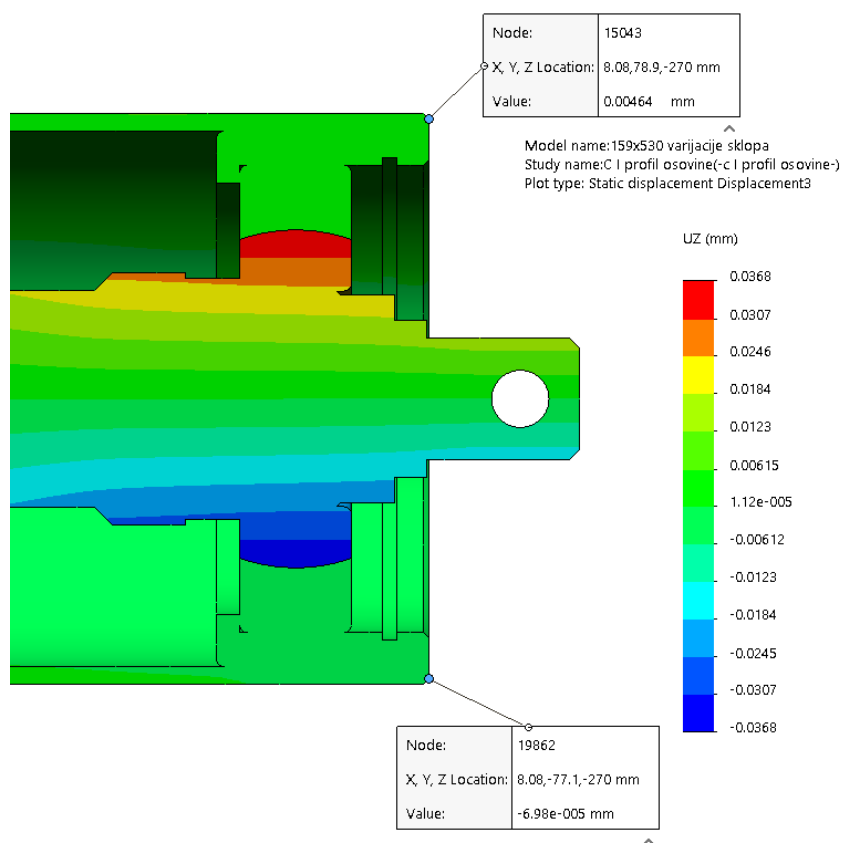
$$f_{max} = 0,16 \text{ mm}$$



Слика 5.24: Угиби тела ваљка и осовине за попречни пресек осовине облика *нестандардног* профила



Слика 5.25: Помераји тачака по вертикалној оси тела ваљка и осовине од челика за попречни пресек осовине облика нестандардног профила



Слика 5.26: Помераји тачака по хоризонталној оси тела ваљка и осовине од челика за попречни пресек осовине облика нестандардног профила

У следећој табели су приказане све конструкционе варијанте, њихове карактеристике и утицај на вредност нагиба, угиба и одступања од саосности који су добијени нумеричким путем.

Табела 5.2: Резултати нумеричког прорачуна нагиба, угиба и одступања од саосности

облик попречног пресека осовине	димензије [mm]	A - површина попречног пресека [mm ²]	m - маса средњег дела осовине [kg]	$u'(z)$ - нагиб осовине на месту улежиштења [rad]	f_{max} - угиб на средини распона [mm]	$\alpha = \alpha_{os} - \alpha_{tv}$ - одступање у саосности [rad]
кружни	$\emptyset = 60,3$	2855,78	7,96	0,000462	0,061	0.0004313 0°1'29"
прстенести	$\emptyset = 60,3$ $d_u = 56,3$	707,488	1,97	0,000767	0,124	0.000751 0°2'33"
прстенасто елипсоидни	$a = 30,15$ $b = 16$ $\delta = 3,2$	463,95	1,29	0,001269	0,224	0.001261 0°4'20"
нестанд. профила	$a = 42$ $b = 15$ $\delta = 4$	706,88	1,97	0,000593	0,089	0.0005626 0°1'56"
станд. правоугаоног профила	$h = 60,3$ $b = 33,7$ $\delta = 4$	439,15	1,22	0,000951	0,16	0.000922 0°3'10"

У аналитичком прорачуну је показано како стандардни профил правоугаоног попречног пресека за незнатно мању масу даје значајно лошије резултате због своје геометрије. Из тога разлога није извршена нумеричка анализа овог пресека. С друге стране, урађен је још један нумерички прорачун попречног пресека облика елипсе који се добија деформацијом цеви $\emptyset 60,3 \times 4 \text{ mm}$ тако да краћа полуоса добијене елипсе готово одговара краћој полуоси елипсе из претходног прорачуна, али је дужа полуоса значајно дужа и поседује већу дебљину зида. Ово све утиче на чињеницу да је део елипсе већи од максималног пречника остатка осовине од $\emptyset 60,3 \text{ mm}$ тако да централни део елипсе није заварен у пуном обиму и појављује се нагли скок величине попречног пресека који може бити извор концентрације напона. Напон у овој зони није велик јер сви напони претходно израчунати аналитичким путем су неколико пута испод вредности напона које могу бити од значаја за радни век код ваљака оптерећених истосмерним променљивим оптерећењем.

5.3 Поређење резултата добијених аналитичком и нумеричком методом

Поређење је рађено са циљем да би се добио јаснији приказ резултата добијених аналитичким и нумеричким путем и како би се потврдила веродостојност нумеричке методе за прорачун угиба, нагиба и одступања од саосности код попречних пресека средишњег дела осовине чији геометријски облик не спада нити у један од стандардних, за које постоје дефинисани аналитички поступци прорачуна. Из Табеле 5.3 се види да разлика у резултатима варира од свега 1-6% у великој већини случајева до 27-30% у само једном од резултата, па се може сматрати веродостојном. Закључује се да нумеричка метода даје приближно исте

результате као аналитичка метода, па се стога може користити за анализу код полимерних материјала.

Табела 5.3: Упоредни приказ резултата аналитичког прорачуна (плава боја) и нумеричког прорачуна (љубичаста боја)

облик попречног пресека осовине	димензије [mm]	$u'(z)$ - нагиб осовине на месту улежиштења [rad]	f_{max} - угиб на средини распона [mm]	$\alpha = \alpha_{os} - \alpha_{tv}$ - одступање у саосности [rad]
кружни	$\varnothing = 60,3$	0,000338	0,062	0.00030165 0°12"
		0,000462	0,061	0.0004313 0°129"
		$\Delta=27\%$	$\Delta=1,6\%$	$\Delta=30\%$
прстенаст	$\varnothing = 60,3$ $d_u = 56,3$	0,000779	0,143	0.00074225 0°233"
		0,000767	0,124	0.000751 0°233"
		$\Delta=1,6\%$	$\Delta=1,5\%$	$\Delta=1,1\%$
прстенасто елипсоидни први	$a = 30,15$ $b = 16$ $\delta = 3,2$	0,001223	0,226	0.00118625 0°45"
		0,001269	0,224	0.001261 0°420"
		$\Delta=3,6\%$	$\Delta=0,9\%$	$\Delta=5,9\%$
прстенасто елипсоидни други	$a = 42$ $b = 15$ $\delta = 4$	-	-	-
		0,000593	0,089	0.0005626 0°156"
		-	-	-
нестанд. профила	$h = 60,3$ $b = 33,7$ $\delta = 4$	0,0010059	0,186	0.00096915 0°319"
		0,000951	0,16	0.000922 0°310"
		$\Delta=5,8\%$	$\Delta=16\%$	$\Delta=5,1\%$

Из разлога што је показано и аналитичком и нумеричком методом да је елипса, тј. деформисана стандардна цев конструкционо погодан облик попречног пресека са аспекта деформација, а такође поседује и ниску цену израде, урађен је још један нумерички прорачун (Табела 5.3 - елипса прорачун други) цеви већег попречног пресека и веће дебљине зида, за који не постоји поређење са одговарајућим аналитичким прорачуном.

Такође, из последње колоне Табеле 5.3. "одступање од саосности", се јасно примећује да су све добијене вредности далеко испод вредности максимално дозвољених одступања у саосности од 16'. Из овога се закључује да је оправдано било претходно очекивање да ово техничко ограничење неће представљати проблем приликом тражења идеалног облика нове конструкције од полимера за носеће ваљке сличних ширина.

5.4 Нумерички прорачун тела и осовине од полимера

Полимер као материјал поседује значајно нижи модул еластичности. Последица тога је већи угиб на средини ваљка и веће угаоно закретање при излагању истим оптерећењима којима је у претходној анализи био изложен модел носећег ваљка од челика. Како би се ово компензовало, а истовремено задржали спољашњи габарити ваљка, једина могућност за измену у конструкцији је у простору који код челичног ваљка постоји у унутрашњости тела ваљка, између осовине и челичног омотача.

Челични омотач ваљка (плашт) највише је изложен локалним деформацијама од силе тежине транспортованог терета на средини свог распона у зони плашта која је у датом тренутку окренута на горе. Ове деформације могу довести до локалног замора материјала, а такође и до заморног лома на споју омотача са улежиштењем, који је по свом облику непогодан због изразите склоности ка концентрацији напона. Како би се ово избегло, а истовремено уштедело на материјалу и тежини ваљка, у наставку поглавља је су разматране две варијанте модификације плашта у односу на лим константне дебљине, који је стандардан код конструкције челичног ваљка, и приказане су на Сликама 5.27 и 5.28.

За разлику од челичног плашта носећег ваљка, који има констатну дебљину од 3 mm дуж целе ширине ваљка, носећи ваљак направљен од полимера мора имати променљиву дебљину зида посматрано у правцу осе ротације. Дебљина ће у сваком попречном пресеку ваљка бити већа од поменутих 3 mm, али обзиром да алтернативни материјал има мању густину, очекује се да ће укупна маса плашта бити мања него у случају плашта од челика. Као што је поменуто у поглављу 3, Гладисиевиц (Gładysiewicz) и Крол (Krol) [16] су тестирали више ваљака од полиуретана и показано је да су сви ваљци отказали због заморног лома плашта у зони близу кућишта лежача. Ово је такође врста лома која је карактеристична за ваљке израђене од челика [6,7]. Претходно изречено доводи до закључка да постоји доста простора за унапређење конструкције и да је потребно детаљно обратити пажњу на конструкционо решење попречног пресека плашта у овој зони са становишта отпорности на динамички лом.

5.4.1 Прорачун угиба

Један од циљева квалитетног конструисања је да конструкција носи радно оптерећење са што мањом уграђеном количином материјала. На основу Табела 5.1 и 5.2 може се доћи до закључка да најповољнији однос тежине централног дела осовине и величине угиба на средини распона остварен код опције са попречним пресеком облика елипсе у првом прорачуну и са попречним пресеком облика нестандардног профила. Оба попречна пресека су значајно испред остала три. Разлика је незнатна у корист попречног пресека облика елипсе. Попречни пресек облика нестандардног профила није прошао кроз више итерација облика како би се одредио најповољнији, а већ прва изабрана варијанта се показала као веома добра. Такође, овакав облик се лако може добити у процесу ливења полимера, тако да је одлучено да се овај облик узме за следећи нумерички прорачун ваљка израђеног од полимера.

Како би облик нестандардног профила од полимера био у могућности да носи што веће оптерећење, повећан је толико да испуни скоро сав простор до врхова унутрашњег оребрења

омотача ваљка. Оваква осовина је спојена конусом са остатком осовине димензија унутрашњег пречника лежаја. Не улазећи у проблем технологије израде поменутог ваљка, извршен је нумерички прорачун осовине и плашта израђене од ПА6 (Слика 5.27) са циљем да се види да ли је употреба ове врсте материјала уопште могућа. Висина нестандартног "I" профила износи 120 mm, што оставља за пречник ваљка довољно простора да дебелина зида плашта са оребрењима буде 19 mm. На основу овог прелиминарног прорачуна закључује се да је са становишта угиба и напона употреба материјала ПА6 могућа за израду како плашта, тако и осовине.

Механичке особине ПА6 су усвојене из базе података програмског пакета *SolidWorks-Simulatuion* и прихваћене су у првом приближењу као непроменљиве са променом температуре у подручју од -30° до 50°C . Оправданост овога поступка ће се потврдити у приказу резултата измерених температура код убрзаних испитивања температурних поља на пробном столу (поглавље, 6.3 слике 6.25 и 6.26). За случај циклуса испитивања који су најближи радним условима са оптерећењем на полуци од 233 N, односно радијалној сили на лежају од 3072 N и учестаношћу обртања од 705 min^{-1} , се уочава да температура кућишта лежаја не прелази вредност од 49°C и да се после сат времена стабилизовала на око 45°C .

Подаци за модел прорачуна са осовином попречног пресека облика нестандартног профила и радијалним оребрењем омотача износе:

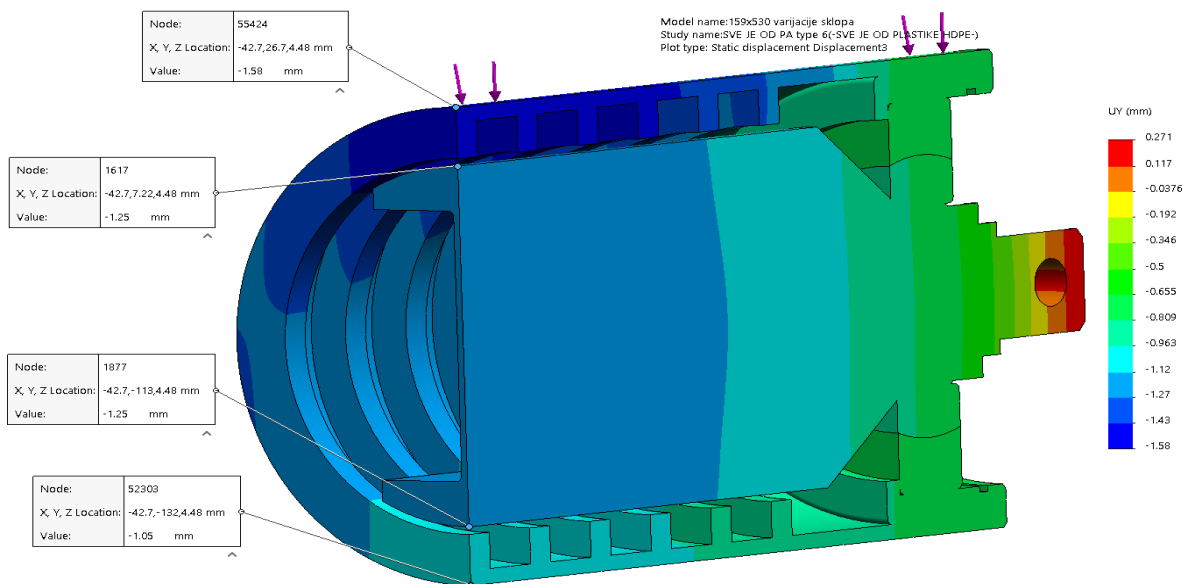
Ширина оребрења и корак: $a = 42 \text{ mm}$

Висина оребрења: $b = 15 \text{ mm}$

Дебелина зида омотача: $\delta = 4 \text{ mm}$

Дебелина вертикалног дела осовине: $\delta = 4 \text{ mm}$

Модул еластичности: $E = 2620 \text{ N/mm}^2$



Слика 5.27: Нумерички прорачун деформација тела ваљка и осовине од полимера са радијалним оребрењем омотача

Подаци за модел прорачуна са осовином попречног пресека облика нестандартног профила и подужним оребрењем омотача износе:

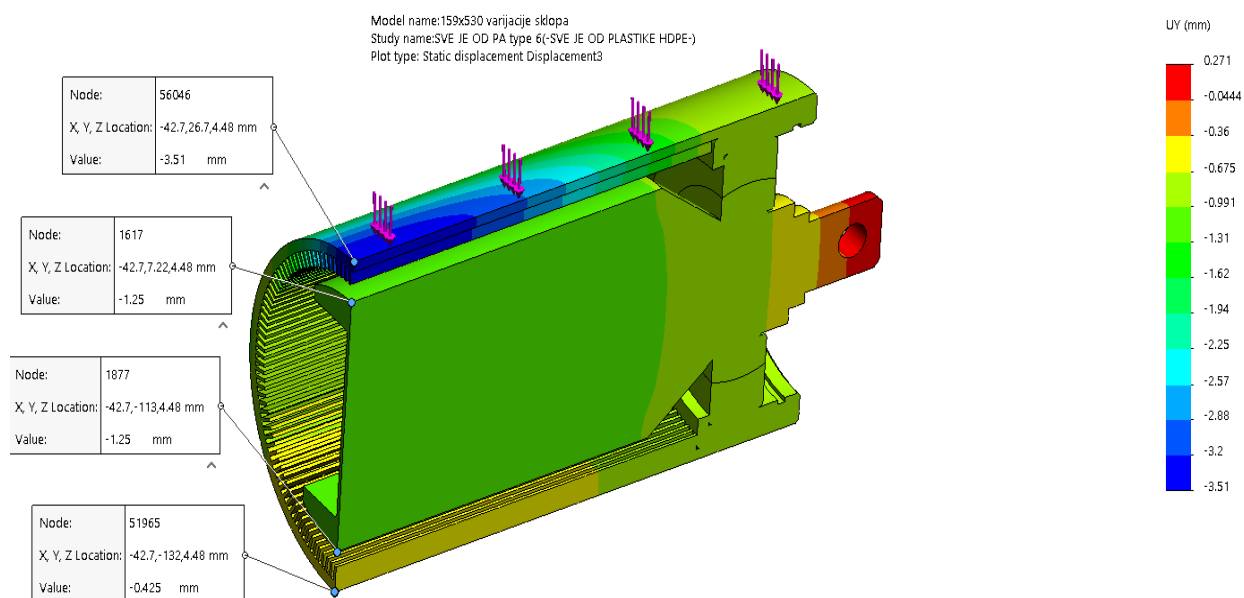
Ширина оребрења и угаони корак: $a = 42\text{mm}$

Висина оребрења: $b = 15\text{mm}$

Дебљина зида омотача: $\delta = 4\text{mm}$

Дебљина вертикалног дела осовине: $\delta = 4\text{mm}$

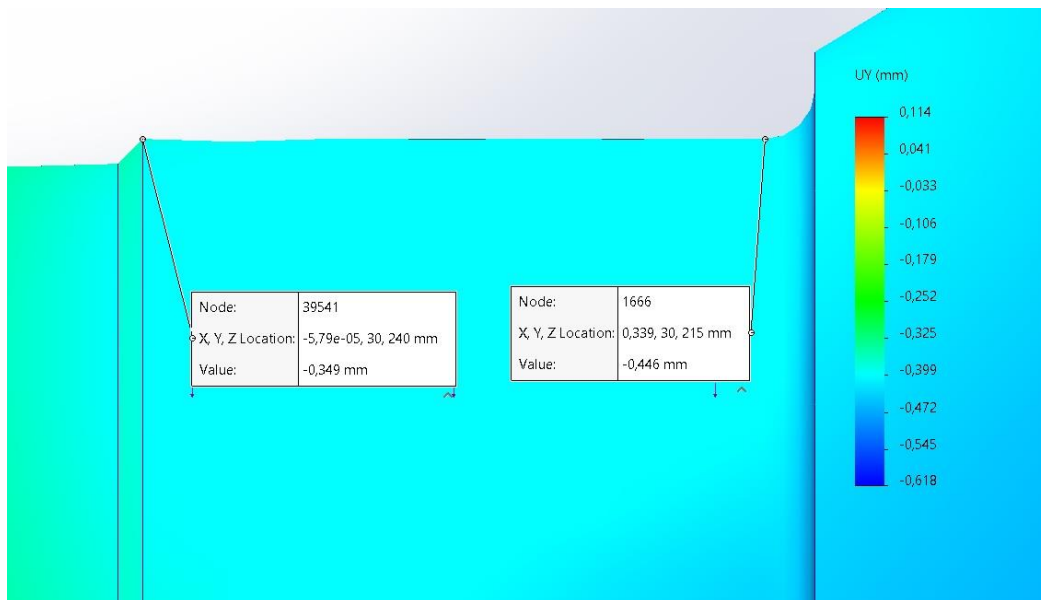
Модул еластичности: $E = 210000\text{N/mm}^2$



Слика 5.28: Нумерички прорачун деформација тела ваљка и осовине од полимера са подужним оребрењем омотача

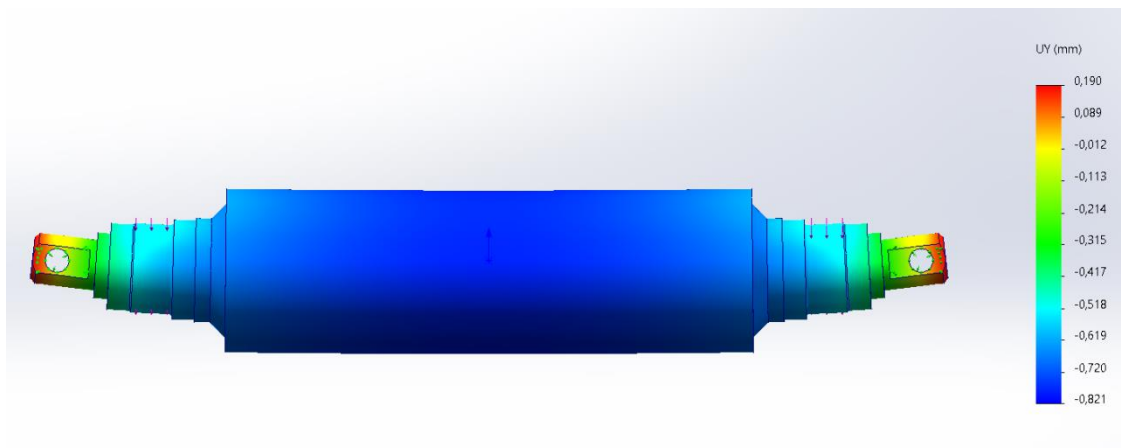
На Сликама 5.27 и 5.28 приказани су резултати нумеричког прорачуна угиба ваљка са плаштом са попречним оребрењем и подужним оребрењем. Како се види на основу резултата помераја тачака на средини распона, у оба случаја је угиб осовине исти и износи $1,25\text{ mm}$. Међутим, подужно оребрење омогућава значајно локално деформисање омотача ваљка у горњој зони која је изложена континуалном оптерећењу тежином транспортованог материјала од $3,51\text{ mm}$, док је угиб у истој зони код ваљка са радијалним оребрењем свега $1,58\text{ mm}$. Из тог разлога се за прорачун напона овакве конструкције у даље разматрање узима верзија са радијалним оребрењем.

Проблем који се примећује у претходној анализи је недозвољен нагиб на месту лежаја. Како је напоменуто у потпоглављу 5.1, са аспекта исправног функционисања лежаја дозвољен је нагиб кућишта у односу на осовину од $16'$. Ако се занемари нагиб плашта у овој зони који је значајно мањи, нагиб само осовине износи $13,2'$ (Слика 5.29). За прорачун овог нагиба приказаног на Слици 5.29 осовина је свесно ојачана и имала је кружни попречни пресек од пуног материјала РА6 пречника $\varnothing 110\text{ mm}$, што представља чак и снажнији облик попречног пресека са аспекта носивости и упркос томе постигнут је нагиб близак гранично дозвољеном.



Слика 5.29: Положај крајњих тачака оптерећене осовине од полимера на месту уградње лежаја

Уколико се посматра Слика 5.30 где су померања у вертикалној равни вишеструко увећана како би била уочљивија, закључује се да је превелик нагиб у улежиштењу пре последица превеликог помераја крајева осовине, него облика и величине попречног пресека у средишњем делу осовине, и да је неопходно израдити другачије конструкционо решење крајева осовине, и евентуалну уградњу ојачања од друге врсте материјала.

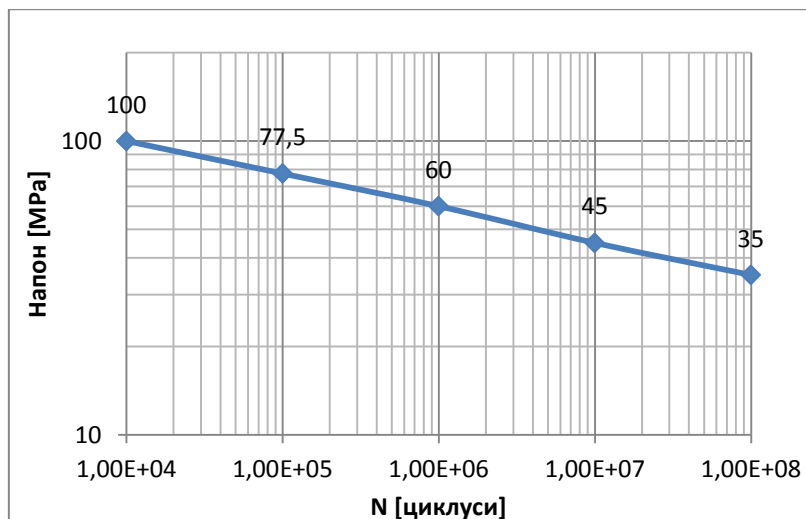


Слика 5.30: Померања појединих тачака осовине од полимера кружног пуног попречног пресека $\varnothing 110$ mm

5.4.2 Прорачун напона

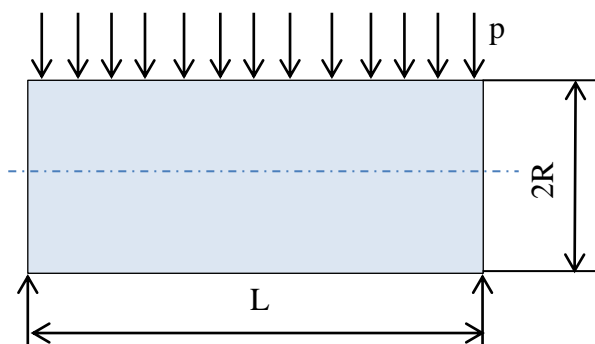
Тело ваљка у радним условима ротира са учестаношћу обртања од $n = 600 \text{ min}^{-1}$. Свака специфична тачка тела је изложена вертикалном оптерећењу само кад се налази у горњем положају. То значи да је материјал плашта изложен једносмерном променљивом оптерећењу. Стандардни радни век челичних носећих ваљака је 2 до 3 године. При наведеној брзини обртања и под претпоставком да раде цео период без заустављања, материјал је изложен 10^8 броју промена оптерећења.

На дијаграмима који се могу наћи у литератури [33] узорци се тестирају наизменично променљивим оптерећењем углавном до 10^6 циклуса промене оптерећења, без јасно дефинисаних препорука за величину напона која може бити сматрана трајном динамичком издржљивости материјала. Стога су дијаграм из литературе [33] продужени екстраполацијом вредности напона из тачака за 10^4 , 10^5 и 10^6 циклуса и тако је добијен дијаграм који је приказан на Слици 5.31.



Слика 5.31: Предвиђена зависност динамичке издржљивости за 10^8 циклуса оптерећења за материјал РА6 на температури од 50°C

Да би се дефинисао исправан приступ аналитичком прорачуну напона носећег ваљка пречника $\varnothing 159$ mm, дебљине зида $t=19$ mm и дужине $L=600$ mm, оптерећен тежином транспортованог материјала $P=6146$ N [7], потребно је модел поједноставити и заменити га типичним случајем геометријске површине за који постоји израз дефинисан у литератури [34]. Поменута дебљина зида је узета на основу претходног прорачуна облика и димензија осовине облика нестандардног профила зато што она омогућује неколико милиметара зазора између осовине и плашта, за шта се, на основу добијених резултата угиба, закључује да током ротације неће доћи до међусобног контакта између делова споја у свим условима температуре и оптерећења.



Слика 5.32: Оптерећење цилиндричне љуске по горњој изводници

Плашт ваљка се поистовећује са дугим цилиндром оптерећеним радијалним континуалним оптерећењем дуж горње изводнице (Слика 5.32). Радијално оптерећење притиска узак појас на цилиндричној површини. У регуларним радним условима, због угиба транспортне траке

између два суседна слога носећих ваљака, трака оптерећује зону плашта која чини са осом ротације централни угао од приближно $4,5^{\circ}$, који се може поистоветити са 6 mm ширине. Овом централном углом, у зони контакта спољне површине ваљка и траке одговара оптерећена ширина траке дуж изводнице омотача ваљка од 6 mm. Максимални напон се јавља у средини распона и може бити израчунат помоћу следећих образаца из литературе [34]:

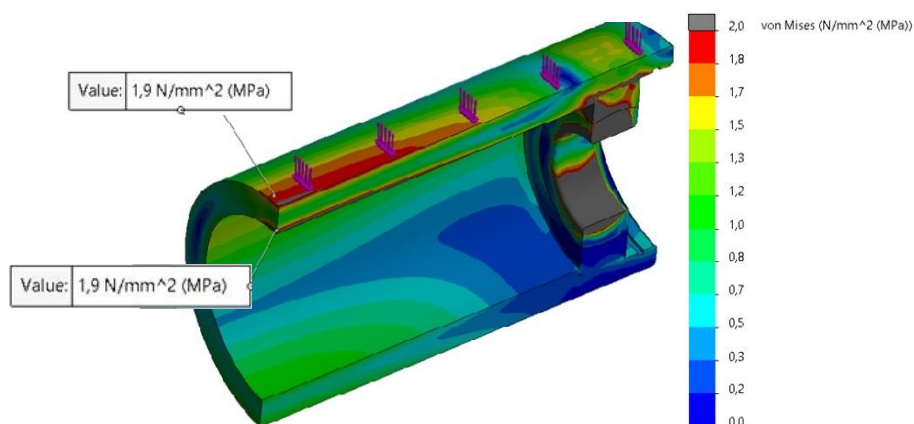
$$\sigma_2 = -0.425 \cdot \frac{p \cdot R^{\frac{1}{4}} \cdot L^{\frac{1}{2}}}{B \cdot t^{\frac{7}{4}}} = -0.425 \cdot \frac{10.243 \cdot 79.5^{\frac{1}{4}} \cdot 600^{\frac{1}{2}}}{1.348 \cdot 19^{\frac{7}{4}}} = -1.5 \text{ [MPa]} \quad (5.51)$$

$$p = \frac{P}{L} = \frac{6146}{600} = 10.243 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right] \quad (5.52)$$

$$B = [12 \cdot (1 - \nu^2)]^{1/8} = 12 \cdot (1 - 0.3^2)^{\frac{1}{8}} = 1.348 \quad (5.53)$$

У претходним изразима p (5.52) представља дужно оптерећење [N/mm], док је B (5.53) помоћни рачунски коефицијент. Коефицијенти који фигуришу у једначини (5.51) су прерачунати из оригиналне верзије у литератури [lb/in] да одговарају прорачуну у [N/mm].

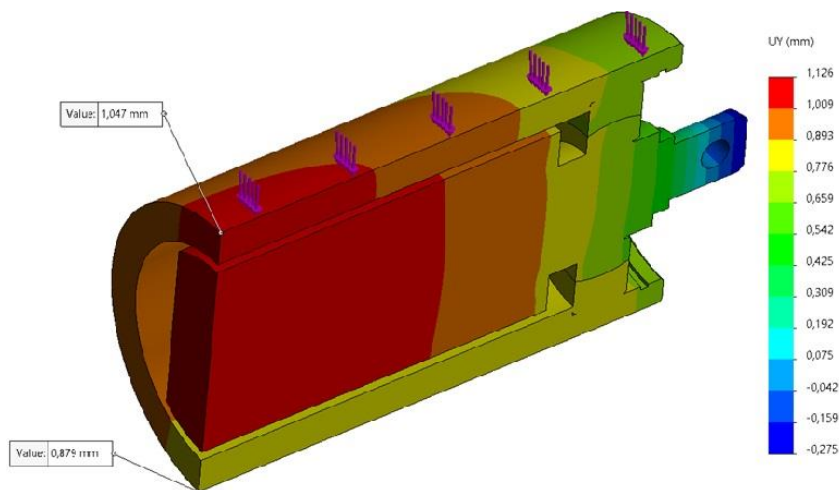
Како би се потврдили добијени резултати аналитичког прорачуна, креиран је виртуелни 3D модел једне четвртине плашта ваљка у SolidWorks софтверу [35]. Гранични услови су да нема померања модела у правцу нормалном на равни подужног и попречног пресека. Почетна дебљина је такође $t=19$ mm. Модел је по контактаној површини између ваљка и транспортне траке изложен дејству равномерно рапоређене силе интезитета 1536 N, што одговара четвртини радног оптерећења [7] које је коришћено за аналитички прорачун. Резултати напона и померања су приказани на сликама 5.33 и 5.34. Сви напони су испод 2 МПа, што је значајно испод напона трајне динамичке чврстоће за 10^8 промена оптерећења, приказаног на слици 5.31. Померања, такође, немају утицај на способност ваљка да врши своју функцију. Максимални напон добијен нумеричком анализом од 1,9 МПа кореспондира са вредношћу $\sigma_2=1,5$ МПа добијеном аналитичким прорачуном. Максимални напон се јавља на средини распона плашта и у зони контакта плашта и кућишта лежаја.



Слика 5.33: Резултати нумеричког прорачуна напона тела ваљка од полимера

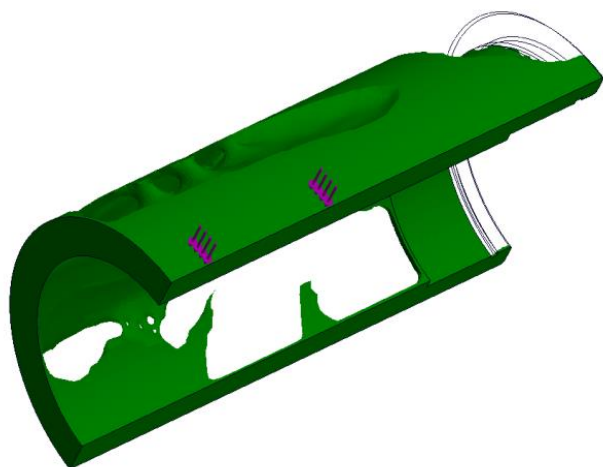
У моделу је због детаљнијег описа утицаја ослањања рукавца осовине, преко лежаја и кућишта на омотач ваљка, дефинисан је посебан 3D модел радијалног котрљајног лежаја који омогућује релативно померање између оса спољашњег и унутрашњег прстена, односно

плашта и осовине, где је куглични лежај представљен као склоп два прстена са сферичном контактном површином. Сферична површина у прорачуну МКЕ представља гранични контактни услов који симулира закретање спољњег прстена, преко куглица у односу на унутрашњи прстен. Додирне површине су глатке и без трења, стога нема спречавања ротације компоената у вертикалној подужној равни. Како је прорачун статички, нема ни ротације компоената око подужне осе ваљка. Ово заправо омогућује да се плашт под оптерећењем, поред локалне деформације у контакту са траком, помера и у простору због деформације осовине. Стога, сва померања која могу да утичу на функционалност склопа треба посматрати као разлику померања горње и доње изводнице.



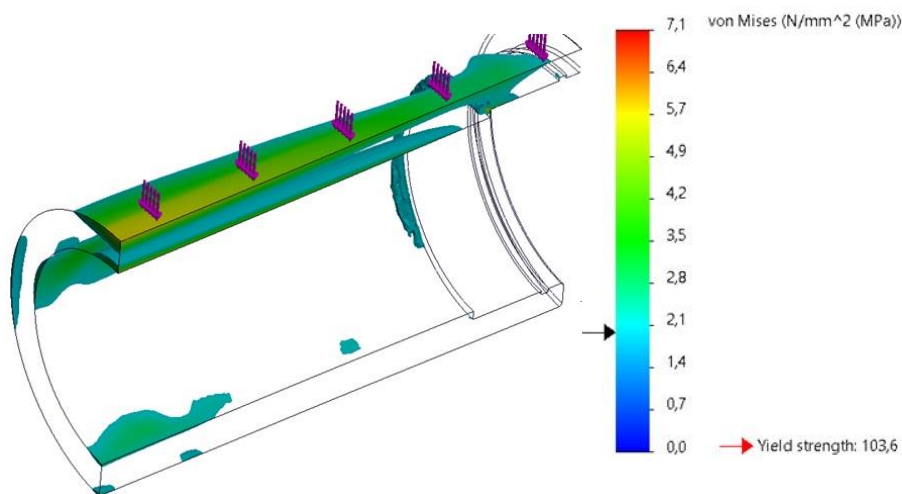
Слика 5.34: *Резултати нумеричког прорачуна деформација тела ваљка и осовине од полимера*

На слици 5.33 се уочава да постоји велика разлика у оптерећености горњих и доњих изводница омотача ваљка. Како би се у конструкцији тела ваљка утврдиле зоне које су више или мање оптерећене, искоришћена је могућност примењеног софтвера да изврши тополошку оптимизацију геометрије плашта тако што ће помоћу генеративног дизајна одредити идеални однос између масе и крутости. Слика 5.35 показује резултат ове анализе као нову геометрију модела код кога је материјал распоређен тако да што равномерније прихвати дато оптерећење. Ово је стање које је приказано само у једном, временски заустављеном тренутку. Како се ваљак окреће тако се ова слика понавља за сваку следећу зону омотача ваљка која долази у контакт са транспортном траком.



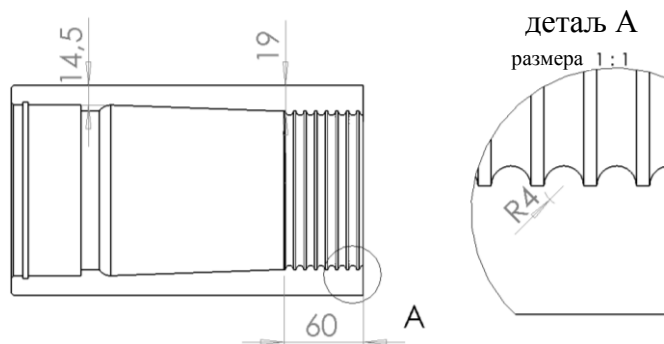
Слика 5.35: *Резултат оптимизације омотача ваљка од полимера поступком генеративног дизајна*

Напони у оптимизованом плашту су приказани на Слици 5.36, и то само зоне са напонам већим од 2 МПа. Максимални напон од 7.1 МПа, није упоредива са вредности 1.9 МПа из модела са слике 5.33, зато што у овом моделу недостаје одбачени део материјала у процесу оптимизације геометрије. Овај модел може послужити само као приказ зона у материјалу тела ваљка који је у највећој мери оптерећен. Слика 5.36, на којој су приказани само напони изнад вредности од 2 МПа, потврђује претпоставку да је у тренутку контакта између траке и плашта ваљка само горња површина ваљка изложена сили локално деформисана и изложена максималном напону, док је супротна страна растерећена, из чега се закључује да је у питању једносмерно променљиво оптерећење. Позитивна последица овог закључка је да ће материјал бити у могућности да издржи значајно дужи период променљиво оптерећење фреквенце 10 Hz, исте амплитуде, од периода дефинисаног дијаграмом са Слике 5.31.



Слика 5.36: *Расподела напона већег од 2 МПа у оптимизованој конструкцији омотача ваљка од полимера*

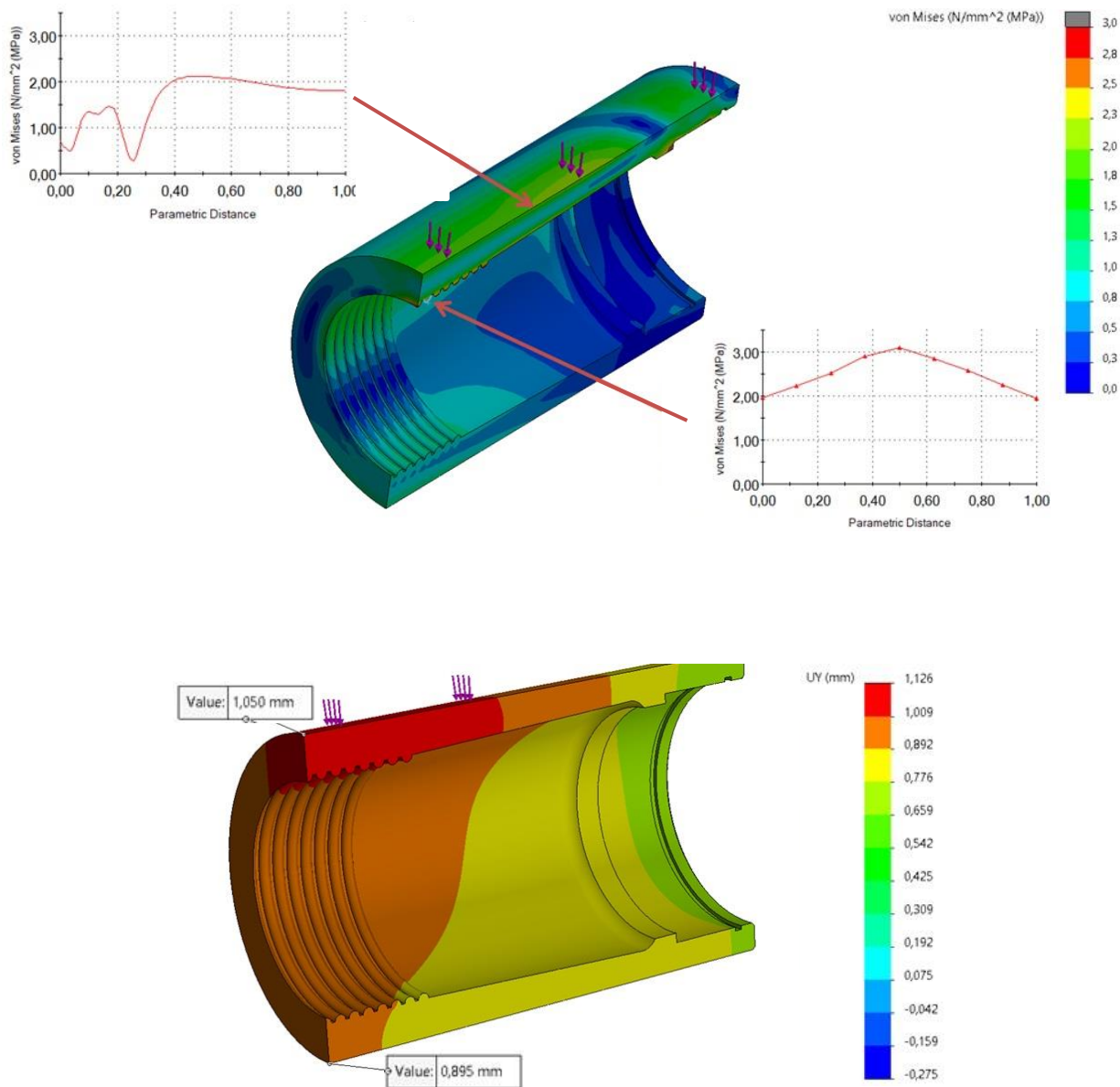
На основу претходно добијених резултата, расподела напона у уздужном пресеку је послужила као полазна основа за израду модела са променљивом дебелином зида (Слика 5.38). Дебљина зида плашта је смањена на 14,5 mm у непосредној близини кућишта лежаја и има линеарни раст до вредности од 19 mm у 60 mm дугој зони у којој се јављају највећи напони и деформације. Поменута зона је додатно ојачана са радијалним полукружним ребрима полупречника 4 mm (Слика 5.37).



Слика 5.37: *Уздужни пресек омотача носећег ваљка од полимера*

Степен сигурности коришћен у прорачунима у пракси приликом употребе полимера износи 3÷3.5 [36]. На основу резултата приказаних на Слици 5.38 закључује се да је напон добијен прорачуном за модел са променљивом дебелином зида увек нижи од границе од 10 МПа.

Посебно издвојени дијаграми на Слици 5.38 описују вредност напона у зависности од подужне координате (удаљење од места улежиштења "0" до средине ваљка "1"), као и ниво напона на површини полукружног ребра у зависности од његове лучне координате.



Слика 5.38: Напони (горе) и деформације (доле) код тела ваљка од полимера са променљивом дебелином зида

На основу резултата спроведене нумеричке анализе може се закључити да вредност степена сигурности у критичном попречном пресеку износи 3,5. Радни напон добијен је нумеричком анализом и његова највећа вредност у критичном попречном пресеку износи 2.8 МПа. Као критични напон усвојена је вредност временски ограничене чврстоће добијене екстраполацијом података (Слика 5.31), за радни број циклуса 10^8 . Овим је теоријски потврђено да оптимизовани плашт израђен од полимера има задовољавајућу носивост за примену у системима тракастих транспортера на површинским коповима угља. У даљем

раду потребно је урадити експерименталну верификацију предложеног конструкционог решења.

Примена новог решења има значајно мању масу. Стандардни лежај SKF 6310 има масу од 1040 g. Тело ваљка од челика постојеће конструкције има масу од 13954 g, а предложено решење са Сlike 5.38 - 4656 g. Осовина од челика прстенастог попречног пресека има масу од 6900 g, а још увек неоптимизовано решење осовине са слике 5.34 - 3300 g. Ово значи да укупно ваљак од полимера са уграђеним кугличним лежајима има масу од 10036 g, наспрам досадашњих 22934 g, што представља смањење масе за 56%. Обзиром да сваки слог ваљака - герланда садржи по три носећа ваљка, радници одржавања би требали да манипулишу тежином од свега 30 kg, наспрам до сада стандардних 69 kg.

Такође, део масе ваљка који отпада на повећање унутрашње силе отпора окретању је искључиво последица масе тела ваљка, а у овом случају тело ваљка од полимера има чак 3 пута мању масу од масе тела ваљка од челика.

5.5 Резиме поглавља

Интензитет оптерећења у стандардним радним условима од 6144 N, чија је величина одређена у прорачуну у поглављу 4, због велике крутости конструкције ваљка остварује мале угибе плашта до 1,05 mm. То за последицу има да су деформације односно напони делова ваљка, малог интензитета до 2,8 МПа. Аналитички и нумерички прорачун дају међусобно сличне резултате, што показује да су апроксимације у геометрији које су вршене приликом стварања модела за прорачун оправдане и да нису у значајној мери утицале на резултат прорачуна.

Из претходно изложеног се може закључити да кружни попречни пресек даје најповољнију вредност угиба на средини распона као и нагиба на месту улежиштења, међутим то се остварује уз 2,4 пута већу масу, у односу на конструкцију са нестандартним профилем израђеним од полимера РА6, па се ово конструкционо решење мора одбацити као неповољно. Након аналитичког прорачуна је одбачено решење стандардног правоугаоног профила које је давало 102% веће вредности угиба на средини распона као и нагиба на месту улежиштења од угиба и нагиба осовине попречног пресека облика нестандартног профила (Табела 5.1) за величину попречног пресека која је слична осталим решењима.

Показано је да су најбољи резултати угиба и нагиба остварени применом нестандартног профила односно применом профила облика елипсе, који дају међусобно сличне резултате за исту масу материјала. Потребно је оптимизовати облик нестандартног профила како би се одредио технолошко изводљив облик за високосеријску производњу чија цена израде не би била превисока, а који би давао минималне резултате угиба и нагиба за величину сопствене масе.

У случају осовине попречног пресека оптимизованог нестандартног профила од челика, потребно је резултате угиба и нагиба упоредити са резултатима добијеним прорачуном различитих попречних пресека облика елипсе добијених деформисањем цеви стандардних димензија. Напомиње се да овакав вид израде осовине захтева заваривање централног елипса дела осовине за отковке крајева осовине, и њихову накнадну машинску обраду. Насупрот томе, код израде осовине са оптимизованим нестандартним профилем, цела осовина се добија ковањем изједна, тако да заваривања нема, а у случају квалитетне израде отковка, накнадна машинска обрада може бити сведена на минимум, што повећава квалитет производа.

Из Табеле 5.3 се може закључити како све варијанте геометрије обезбеђују прихватљиве вредности угаоног одступања од саосности са аспекта котрљајног лежаја. То упућује на закључак како се величина попречног пресека може додатно оптимизовати, али се при томе мора имати у виду могућа појава нестандартних напона која се могу догодити у току експлоатације.

Такође, на основу Сlike 5.4 може се донети закључак је да се осовина или тело ваљка могу направити од полимерних материјала мањег модула еластичности који са већом површином попречног пресека дају задовољавајуће резултате угиба на средини распона и нагиба у лежају, а притом герланда полимерних ваљака поседује масу од свега 30 kg, наспрам до сада стандардних 69 kg.

Нумерички прорачун напона и угиба осовине и тела ваљка од РА6 материјала показују како је могућа примена ове врсте материјала за израду тела ваљка. Осовина од истог материјала показује већу склоност ка угибању, нарочито на крајевима. Ово за последицу има појаву нагиба блиског недозвољеном на месту лежаја који може да угрози функционалност склопа при радном оптерећењу. За овај део склопа би могао бити примењен материјал РА6 GF30 ојачан са стакленим влакнима који има 1,73 пута већи модул еластичности и 1,24 пута већу затезну чврстоћу, уз 20-30% већу цену.

Будућа истраживања би требала бити усмерена на то како би се прототип носећег ваљка са плаштом од РА6 или РА6 GF30 понашао у радним условима повишене температуре и влажности и каквог би то утицаја имало на радни век, као и да се појава недозвољеног угиба осовине отклони оптималним конструкционим решењем уз евентуална локална ојачања крајева.

6. Експериментална опрема и процедура испитивања

6.1 Физичке особине полимерних материјала

У зависности од жељених механичких особина и постојећег простора за уградњу, за израду машинских делова је могуће користити више врста полимера. Криве из дијаграма напон - истезање за ову врсту материјала показују нелинеарност између напона и деформација. У тим случајевима се, сагласно препорукама стандарда ISO 527, аналитичке и нумеричке анализе уобичајено изводе са модулом еластичности чија вредност одговара релативном издужењу од 0,05% - 0,025%.

За разлику од метала, уобичајених за израду машинских делова, полимерни материјали поседују вишеструко мање модуле еластичности, затезну чврстоћу и коефицијенте топлотне проводљивости. Са друге стране поседују вишеструко веће коефицијенте топлотног линеарног ширења.

Затезна чврстоћа код полимерних материјала у значајној мери варира у зависности од радне температуре машинског дела, од садржаја воде коју је материјал машинског дела апсорбовао, од начина оптерећења и трајања оптерећења (пузања) [37]. Променљива и ударна оптерећења значајно боље подносе од метала [37]. Како су променљива оптерећења значајна појава при раду машинских склопова, ова особина чини полимерне материјале изузетно погодним за употребу.

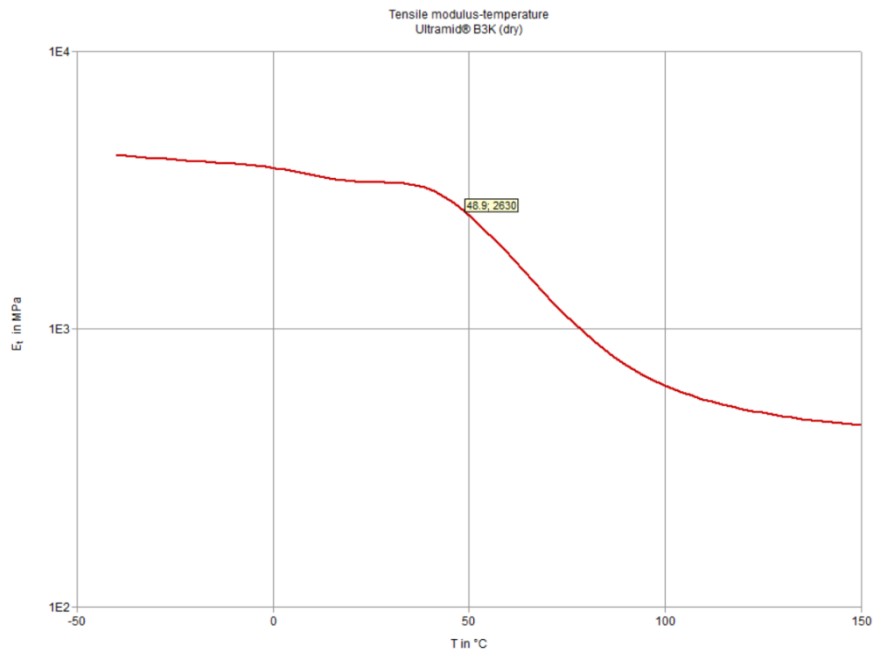
Садржај воде које полимерни материјал апсорбује из околног простора зависи од температуре ваздуха и његове релативне влажности. Материјал није у могућности да апсорбује и отпусти воду толико брзо колико се релативна влажност ваздуха може променити у току једног дана. У реалним условима материјал само има тенденцију праћења промене релативне влажности ваздуха у околини. Повећање садржаја воде у почетку доводи до наглог опадања чврстоће и пораста жилавости.

Како би полуфабрикат у облику екструдираних штапова или ливених плоча могао одмах по испоруци да се користи за израду машинских делова, ови материјали се "кондиционирају", што значи да их произвођач интензивно засићује воденом паром температуре 100⁰С или потапањем у топлу воду температуре 60-70⁰С. У реалним условима околине, зависно од дебљине материјала, овакав процес засићивања влагом се може постићи тек кроз неколико месеци. Овај процес кондиционирања је неопходан како би материјал постигао своје крајње димензије јер у процесу упијања воде бубри, као и зато да би постигао своје очекиване механичке особине, нарочито ако се користи за израду машинских делова оптерећених наизменично променљивим оптерећењем.

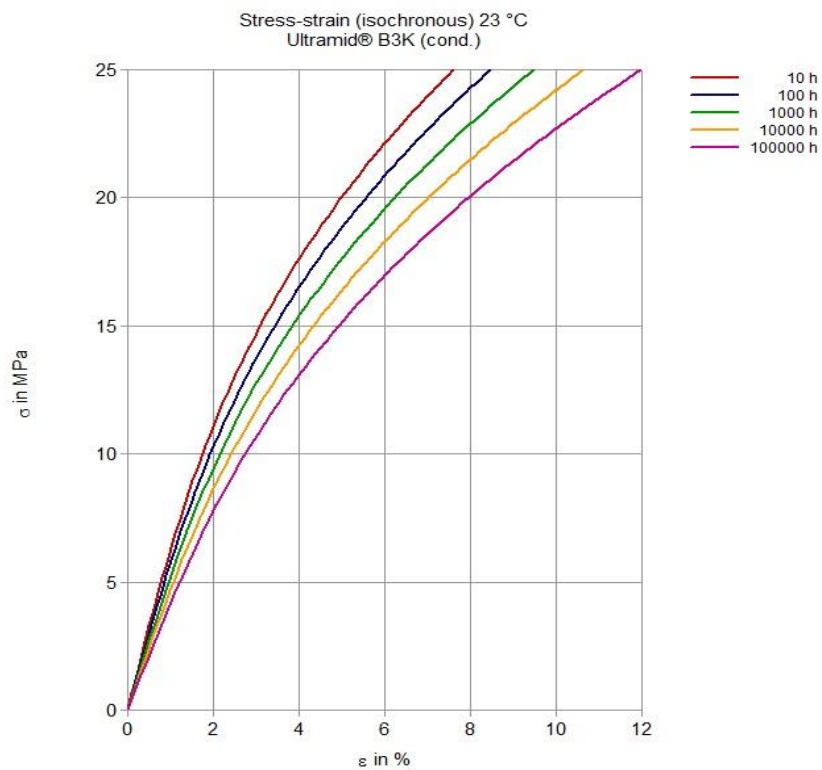
Сматра се да полиамиди, поред тога што од полимерних материјала имају најбоља механичка својства, такође та иста својства задржавају у прихватљивим границама до температуре од 100⁰С, која је дефинисана од произвођача као радна температура за дуг период [38]. Што се уклапа у температурски радни опсег од 80⁰С код котрљајних кугличних лежаја уграђених у транспортне ваљке [39].

На следећим дијаграмима, преузетим из Campus 5.2 софтвера фирме BASF, су за материјал РА6 приказани зависност модула еластичности од радне температуре (Слика 6.1) за сув материјал, однос напона и релативног издужења у зависности од броја радних сати, тј. појава пузања (Слика 6.2), однос напона и релативног издужења у зависности од радне температуре за сув материјал (Слика 6.3) и кондициониран материјал (Слика 6.4). Поменути материјал

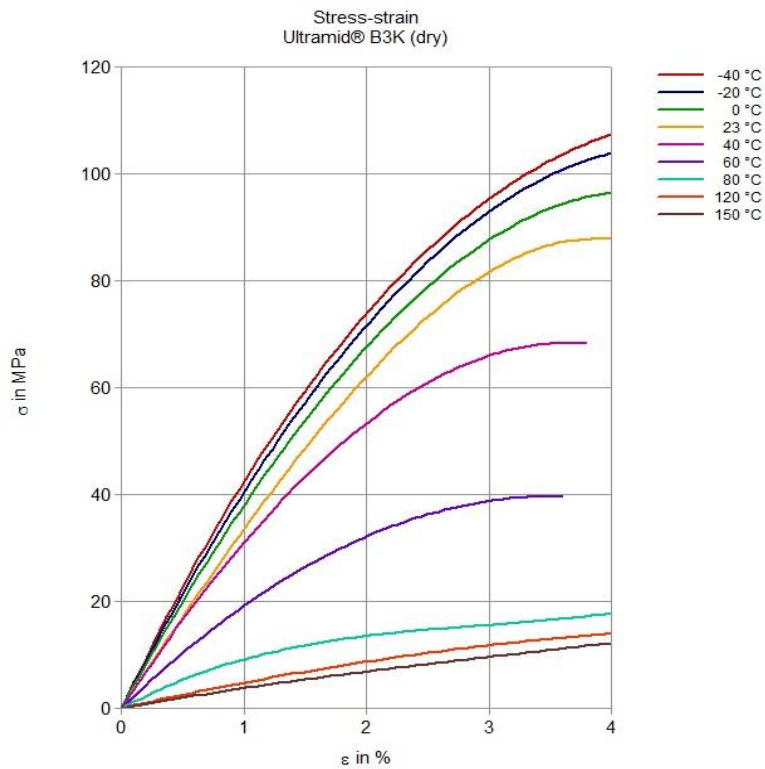
под комерцијалним називом Ultramid ВЗК је течљив материјал, намењен за брзу обраду бризгањем. Употребљава се за техничке делове дебљине зида преко 2 mm, машинске компоненте, вентилаторе, кућишта ручних електричних алата.



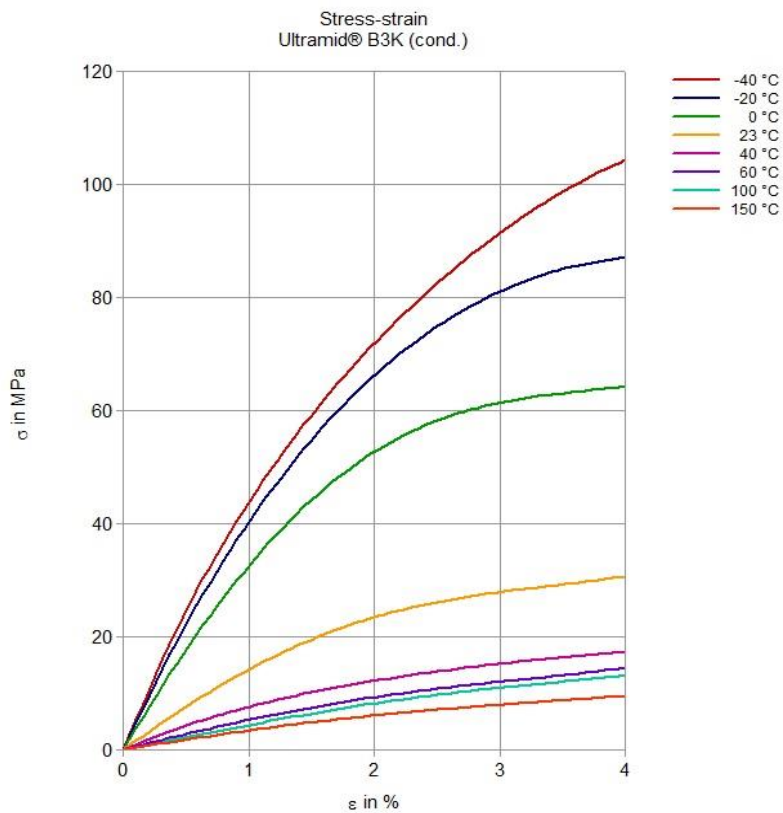
Слика 6.1: Зависност модула еластичности од радне температуре за материјал ПА6 без присуства влаге
Извор: Camrus 5.2 софтвер - BASF



Слика 6.2: Зависност напона и релативног издужења од броја радних сати (пузање) за материјал ПА6
Извор: Camrus 5.2 софтвер - BASF



Слика 6.3: Зависност напона и релативног издужења од радне температуре за материјал ПА6 без присуства влаге
Извор: Camrus 5.2 софтвер - BASF



Слика 6.4: Зависност напона и релативног издужења од радне температуре за кондициониран материјал ПА6
Извор: Camrus 5.2 софтвер - BASF

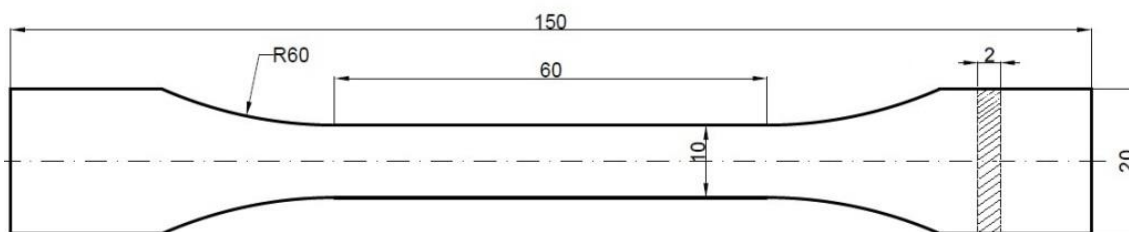
Све претходно изнето упућује на чињеницу да је при димензионисању машинског дела од полимера од изузетне важности претходно утврђивање тачних карактеристика радних услова, како не би дошло до неочекиваног отказа машинског дела услед краткотрајне повишене температуре или изражене појаве пузања.

6.2 Одређивање физичких карактеристика материјала од полимера

Како би се одредиле физичке карактеристике полимера, односно затезна чврстоћа и релативно издужење, у два одвојена термина у лабораторији ЛИМЕС (Лабораторија за испитивање машинских елемената и система), Катедре за опште машинске конструкције Машинског факултета у Београду испитано је укупно 53 епрувета. Епрувете су димензионо усклађене са EN ISO 527-4 стандардом [40] (Слика 6.5).

Обзиром да је циљ дисертације испитивање могућности употребе полимерних материјала, као економски прихватљивијих од челика, за израду кућишта и плашта носећих ваљака тракастих транспортера, за ово испитивање су коришћене епрувете израђене од:

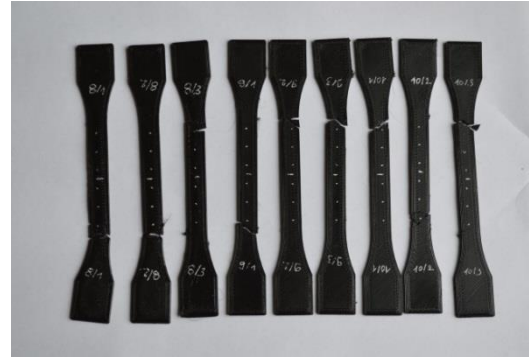
- ABS полимера методом 3D штампе у три различита смера штампе, сваки по пет узорка;
- PET-G полимера методом 3D штампе у пет различитих комбинација зида и испуне, сваки по три узорка;
- Полиетилена (PE) методом ливења и сечења по три узорка;
- Полиамида (PA) методом ливења и сечења по три узорка.



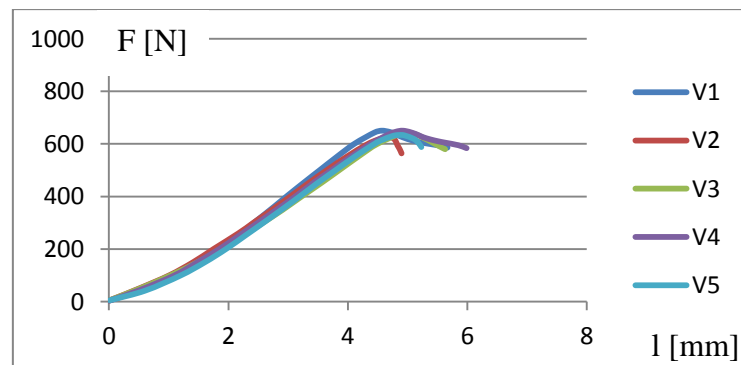
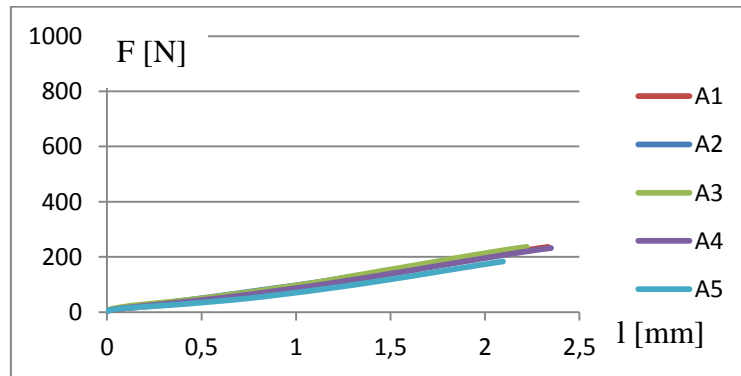
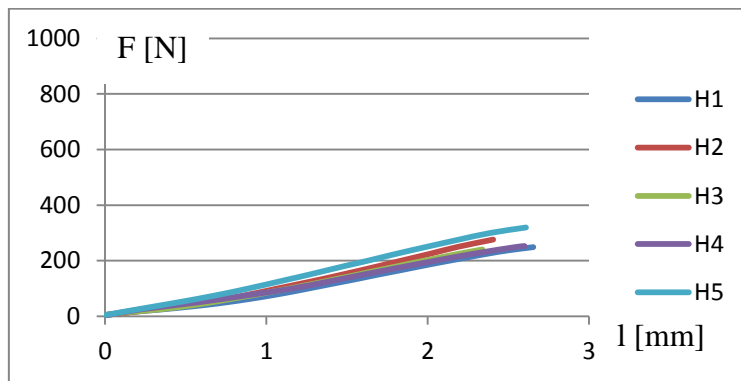
Слика 6.5: Димензије епрувете у складу са EN ISO 527-4 стандардом [40]

Испитивање је извршено на кидалици за испитивање затезне чврстоће произвођача Тиниус Олсен (Tinius Olsen) модел Н10К са максималном силом затезања од 10 kN и кораком издужења од 2 mm по минути (Слика 6.6).

ABS епрувете су произведене поступком адитивне технологије, методом 3D штампе. Коришћен је 3D штампач „MakerBot replicator 2x“ који поседује могућност да штампа објекте до величине 24,6 cm x 16,3 cm x 15,5 cm. Епрувете су штампане од "MakerBot" ABS беле полимерне нити (filament) која се греје и истискује кроз дизну слој по слој на загрејану површину. Висина слоја је подешена на низак ниво, што даје дебљину слоја од 300 μ m у просеку. Петнаест узорка је одштампано, по пет у свакој од три оријентације штампе: вертикалној (паралелно подужној осу епрувете, означене са V1-V5), хоризонталној (попречно у односу на подужну осу епрувете, означене са H1-H5) и под углом од 45° у односу на подужну осу епрувете (означене са A1-A5). Резултати испитивања епрувета од ABS полимера су приказани на Слици 6.7.



Слика 6.6: Испитивање епрувета у лабораторији Лимес Машинског факултета у Београду

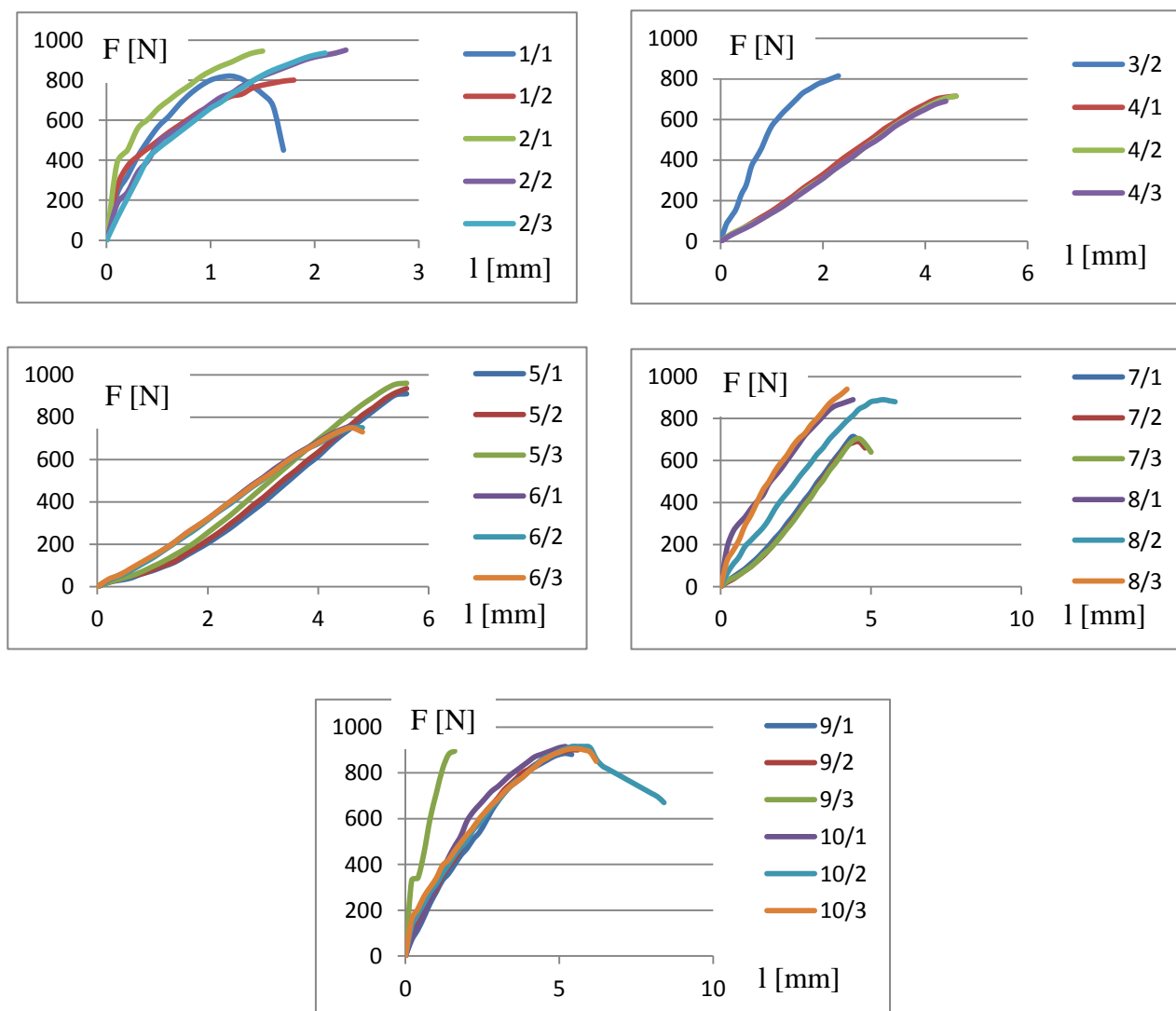


Слика 6.7: Резултати испитивања епрувета од ABS-а

Епрувете од PET-G материјала су такође произведене поступком адитивне технологије, методом 3D штампе. Коришћен је модификован "Creality Ender 3" штампач.

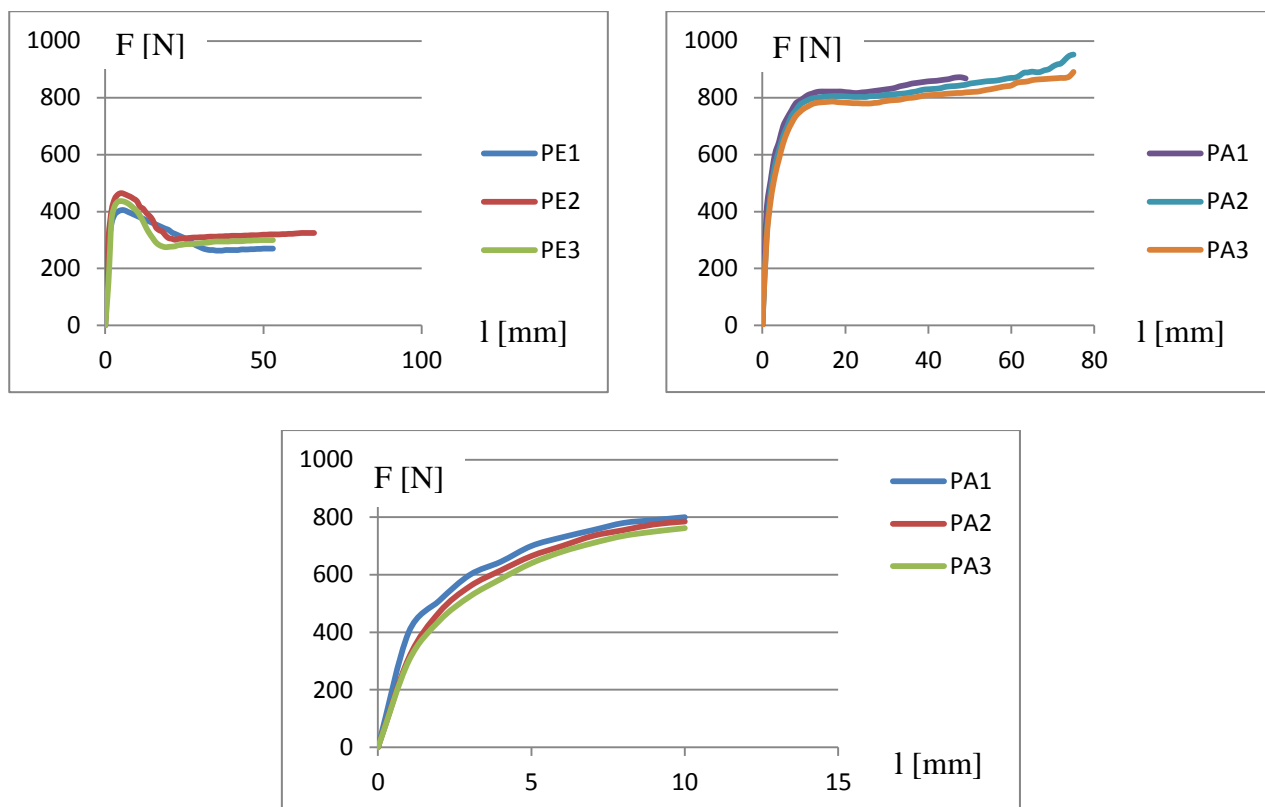
Табела 6.1: *Врсте израђених епрувета од PET-G материјала*

серија	димензија дизне	дебљина слоја	број зидова	испуна
1	0,6	0,4	-	100%
2	0,6	0,4	100%	0%
3	0,6	0,4	5	60%
4	0,8	0,6	4	60%
5	0,8	0,4	4	60%
6	0,8	0,2	4	60%
7	0,6	0,4	4	60%
8	0,6	0,2	4	60%
9	0,4	0,2	4	60%
10	0,4	0,12	4	60%



Слика 6.8: *Резултати испитивања епрувета од PET-G материјала*

Уграђена је радна плоча "BigTreeTech SKR 1.3" са ТМС2208 програмима који управљају са четири корачна мотора са кораком од 0,04mm. Штампач поседује екструдер "BMG dual gear" који се директно монтира на главу штампача. Штампач поседује могућност штампања објеката до величине 235x235x250mm. За штампу је коришћен материјал са пречником нити пре обраде од 1,75mm. Епрувете су одштампане у више комбинација односа зидова и испуне, као и у неколико варијанти процената испуњености саме испуне, о чему су подаци детаљно изложени у Табели 6.1. Свака од 10 серија је израђена у по три идентична примерка епрувете. Испуна је израђена у "Grid" конфигурацији. Резултати испитивања епрувета од PET-G материјала су приказани на Слици 6.8



Слика 6.9: Резултати испитивања епрувета од PE и PA материјала

Епрувете од полиетилена и полиамида су израђене у слојевима из праха поменутих материјала који је повезан одговарајућим лепком, и накнадно исечене у облику који је захтеван стандардом за испитивање. Епрувете од оба поменута материјала су израђене у по три идентична примерка. Резултати испитивања епрувета од PE и PA материјала су приказани на Слици 6.9. Доњи дијаграм на поменутој слици представља увећан део дијаграма изнад за исто испитивање како би се јасније уочила граница еластичности материјала.

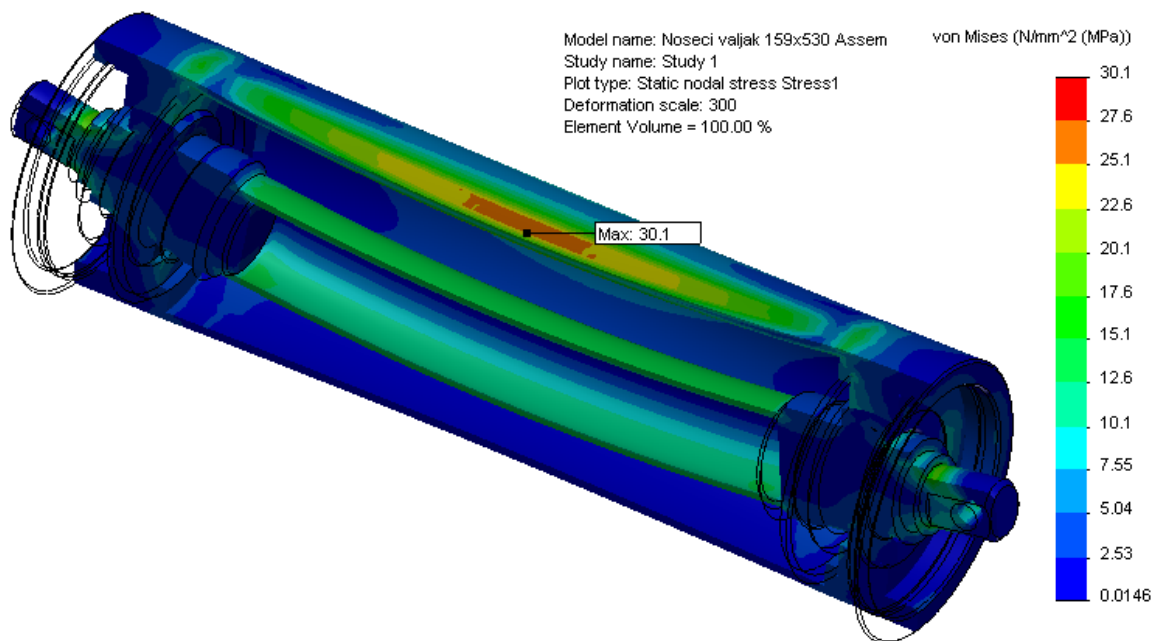
Из дијаграма са претходних Слика 6.7, 6.8 и 6.9 закључује се да су епрувете израђене довољно квалитетно јер резултати максималне силе за сваку варијанту од израђених епрувета међусобно не одступају за више од неколико процената. Све епрувете су се полومиле на најужем делу, из чега се закључује да сваки део уграђеног материјала има међусобно сличне карактеристике, односно да постоји одсуство грешака које би значајно утицале на резултате испитивања. Ово је јако важно, обзиром да је 88% епрувета израђено поступком 3D штампе.

Због ниске затезне чврстоће, изразитог течења материјала и великог релативног издужења од око 10% у еластичном подручју, полиетилен као материјал може бити одбачен (Слика 6.9, горе лево).

Полиамид има задовољавајући ниво затезне чврстоће од 38,5 МПа у односу на радни напон од 2,8 МПа, који умножен са степеном сигурности од 3,5 даје критични напон од 9,8 МПа. Посматрајући криву на доњем дијаграму Сlike 6.9 примећује се да је до 300 - 350 N линија на дијаграму потпуно равна, тако да се закључује да се материјал до 15 МПа налази у потпуно еластичном подручју, уз релативно издужење до свега 1%. Чврстоћа на савијање је око 20-25% већа (100 МПа отпорност на савијање, 79 МПа затезна чврстоћа [38]), а то је неходно разматрати из разлога што је носећи ваљак оптерећен на савијање. Полиамид такође поседује велико релативно издужење, па стога може бити коришћен за израду конструкција код којих мало релативно издужење није од примарне важности.

Епрувете израђене од ABS полимера у варијанти подужне штампе су се једино показале релативно задовољавајуће са аспекта затезне чврстоће, упркос томе што имају доста велико релативно издужење од око 10%.

Максимална сила коју је неколико епрувета од PET-G материјала издржало је нешто изнад 900 N, што за попречни пресек епрувете на најужем делу од 20 mm² даје затезну чврстоћу од 45 N/mm². Задовољавајуће релативно издужење од 2-3% је постигнуто код значајног броја епрувета.



Слика 6.10: Напонско стање оптерећеног хоризонталног ваљка [7]

Обзиром да је укупна рачунска сила која оптерећује централни носећи ваљак 6146 N [7], за поменути силу је израчунато напонско стање хоризонталног ваљка од челика [7] које у најоптерећенијој зони не прелази 30,1 N/mm² (Слика 6.10). Ако се ова вредност упореди са претходно добијеном вредношћу испитивања епрувета од 45 N/mm², долази се до закључка да се потврђује могућност да челични материјал кућишта и плашта ваљка може без већих потешкоћа да буде замењен полимерним материјалом, уз корекције у дебљини и облику

полимерног машинског дела. Полиамид ту има предност у односу на PET-G, јер иако су механичке особине приближне, технологија израде материјала полиамида гарантује изотропност материјала, и одсуство грешака, што је од изузетног значаја код склопова изложених сложенем напрезању.

6.3 Одређивање температурског поља у улежиштењу и силе отпора у лежају

Како би се проверила претходно изнета тврдња о могућности употребе полимерног материјала за израду делова носећег ваљка само на основу његових механичких особина на собној температури, потребно је такође проценити утицај материјала кућишта лежаја, радијалног оптерећења и брзине кретања транспортне траке на температурско поље лежаја, кућишта и осовине у стационарном стању.

Количина топлоте ослобођена у лежају зависи директно од вертикалног оптерећења транспортне траке по једном носећем раму - герланди и од брзине транспорта. Док је носећи ваљак у раду, осовина се не креће, већ може само производити осцилаторна кретања заједно са целим носећим рамом које су последица вибрација узрокованих транспортом неравномерне количине материјала, као и неидеалне геометрије трасе тракастог транспортера. Спољашњи прстен лежаја, котрљајна тела, кућиште лежаја и плашт врше ротационо кретање. Значајна већина ослобођене топлоте унутар лежаја је генерисана у његовој горњој половини на контактним површинама котрљајних тела и котрљајних стаза унутрашњег и спољашњег прстена. Такође, у топлим летњим данима, спољашња површина горњег дела бочне стране ваљка може бити изложена директним сунчевим зрацима, док су остали делови ваљка делимично изоловани гуменом траком и транспортованим материјалом - угљем.

У случају стандардно коришћених носећих ваљака, кућиште лежаја и плашт су направљени од челика, тако да се ослобођена топлота у лежају предаје околини провођењем кроз кућиште, плашт и осовину, односно кроз делове склопа са истом топлотном проводљивошћу. Носећи ваљци са кућиштем направљеним од полимера имају коефицијент топлотне проводљивости знатно нижи од ваљака са челичним кућиштем. Осовина остаје једини део склопа који је сопственом топлотном проводљивошћу у могућности да ефикасно кроз унутрашњи прстен лежаја успешно одведе топлоту из зоне генерисања топлоте. Последица тога је да се ослобођена топлота задржава дуже у лежају, што повећава температуру самог лежаја. С друге стране, кућиште од полимера се понаша као изолатор у топлим летњим данима тако што делимично спречава сунчево зрачење да повећа топлоту склопа, а у зимским условима спречава топлоту да напусти зону генерисања топлоте.

Обзиром да је количина ослобођене топлоте код новог ваљка релативно мала, зимски радни услови неће имати неповољан утицај на радну способност ваљка. С друге стране, тешко је утврдити улогу полимера у летњим данима у раду под пуним оптерећењем, тако да експеримент и симулација МКЕ имају задатак да пруже закључак о том проблему.

Лежај који се користи у тестирању је SKF радијални лежај 6310 са C03 толеранцијом унутрашњег зазора. Ово је максимална класа толеранције унутрашњег зазора која се користи за овакве радне услове зато што је радна околина загађена честицама прљавштине, прашином, влагом и честицама које изазивају корозију. Лежај је подмазан машћу SKF LGMТ 2 за општу употребу. Маст поседује следеће карактеристике [41]:

- Радна температура од -30 до +120°C;

- Тачка топлљења >180°C;
- Вискозитет базног уља 110 mm²/s при +40°C и 11 mm²/s при +100°C.

Спољашње оптерећење се распоређује кроз котрљајна тела под углом дистрибуције оптерећења у односу на осу ротације лежаја $\alpha < \pi$ [42].

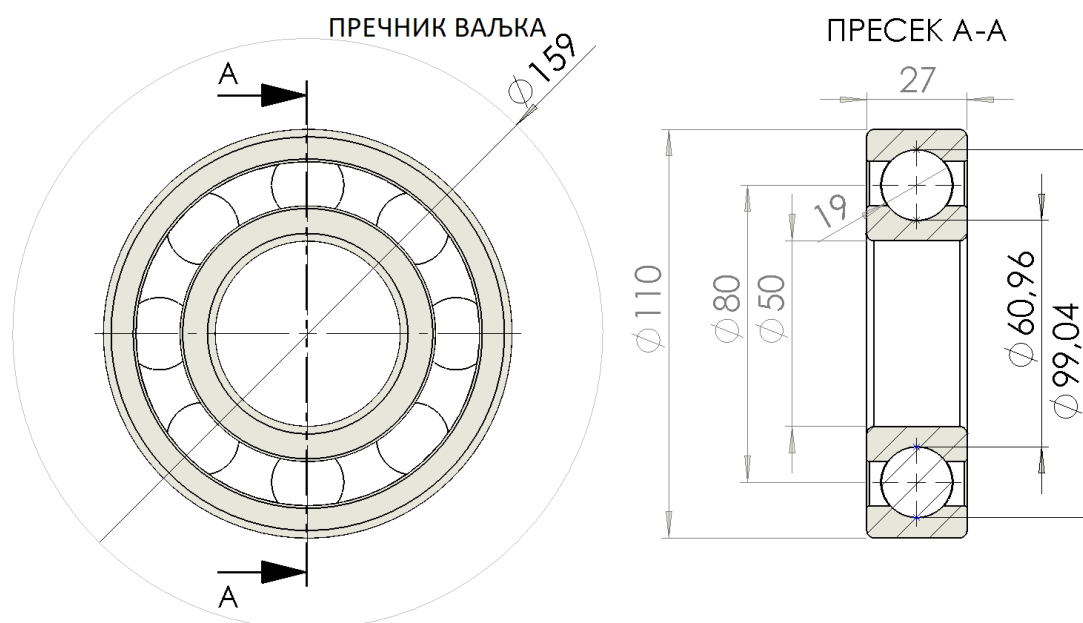
6.3.1. Аналитички прорачун

Количина ослобођене топлоте, осим од вертикалног оптерећења и од брзине ротације ваљака, зависи још и од коефицијента трења котрљања. Како би се одредила прихватљива вредност коефицијента трења котрљања, анализа почиње од вредности дефинисаних у DIN 22112-2 стандарду [43].

У складу са стандардом DIN 2212-2 ваљак је, у склопу теста, изложен радијалном вертикалном силом од $N = 250$ N. Ваљак ротира учестаношћу обртања од $n = 650$ min⁻¹, и максимална тангентна сила отпора исправног ваљка која се може измерити на површини плашта не сме да прелази вредност од $F_r = 2,6$ N. Ова сила је последица унутрашњег отпора у улежиштењима, тако да дата вредност може бити схваћена као горња граница за прорачун момента који се одупире окретању новог исправног ваљка. Однос инезитета тангенцијалне силе и радијалног оптерећења дефинише вредност коефицијента отпора окретању ваљка као:

$$\mu_{окр} = \frac{F_t}{N} = \frac{2,6}{250} = 0,0104$$

Ова вредност је константа за испитивани ваљак. Она служи за оцену квалитета испитиваног ваљка. Ако се претпостави да се целокупни унутрашњи отпор механичког и вискозног трења у улежиштењу претвара у топлоту, тада коефицијент отпора окретању, вредност радијалног радног оптерећења, угаона учестаност и полупречник омотача тела ваљка дефинишу рад силе трења у улежиштењима.



Слика 6.11: Димензије кугличног лежаја SKF 6310 [41]

Геометријске карактеристике уграђеног лежаја SKF 6310 су приказане на Слици 6.11 [41]. Уграђени лежај има пречнике унутрашње и спољашње котрљајне стазе $\varnothing 60,96 \text{ mm}$ односно $\varnothing 99,04 \text{ mm}$.

Податак о величини радног вертикалног оптерећења је преузет из студије [7] и износи $R=3073 \text{ N}$. Вредност представља очекивано оптерећење по лежају у тренутку кад транспортер ради пуним капацитетом са учестаношћу обртања од $n = 600 \text{ min}^{-1}$. Сила отпора F_{tr} ствара рад који износи:

$$A = M \cdot \theta = F_{tr} \cdot r_{tr} \cdot \theta \quad (6.1)$$

где су:

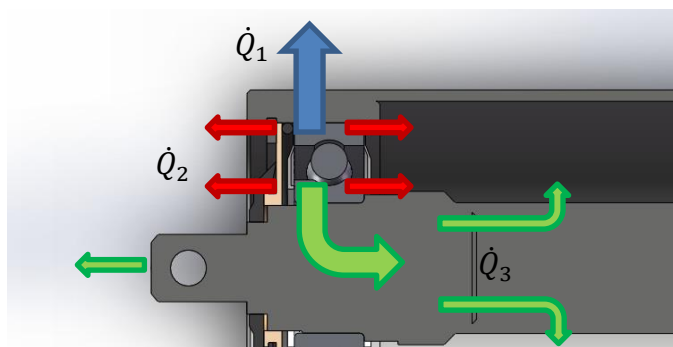
A - рад услед деловања отпора окретању ваљка

M - момент тангентне силе

F_{tr} - тангентна сила на ободу омотача ваљка

r_{tr} - полупречник омотача тела ваљка

θ - угао ротације ваљка



Слика 6.12: Расподела топлотног протока

Под претпоставком да се сав извршени рад претвара у топлоту, топлотни проток $\dot{Q} \left[\frac{\text{J}}{\text{s}} \right]$ износи:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \frac{A}{t} = F_{tr} \cdot r_{tr} \cdot \frac{\theta}{t} = F_{tr} \cdot r_{tr} \cdot \omega = R \cdot \mu \cdot r_{tr} \cdot \frac{2n\pi}{60} = \\ &= 3073 \cdot 0,0104 \cdot 0,04 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 600}{60} = 80,32 \text{ W} \end{aligned} \quad (6.2)$$

Укупна генерисана топлота се дели у три смера према околном ваздуху (Слика 6.12). Први смер простирања \dot{Q}_1 је провођењем кроз спољашњи прстен, кућиште и плашт ка околном ваздуху. Други смер простирања \dot{Q}_2 је провођењем кроз унутрашњи и спољашњи прстен до њихових бочних страна и преко тих површина зрачењем и конвекцијом се предаје околном ваздуху. Трећи смер простирања \dot{Q}_3 је провођење, кроз унутрашњи прстен и осовину и конвекцијом према околном ваздуху и ваздуху унутар ваљка.

6.3.2 Експериментална опрема

Циљ испитивања је оцена утицаја радних параметара, радијалног оптерећења и учестаности обртања на величину момента отпора окретању и генерисање топлоте, односно расподеле

температурног поља у улежиштењу. Поређењем резултата испитивања за кућиште израђено од челика и од полимера РА6 добиће се оцена могућности, предности или ограничења примене полимера за израду кућишта улежиштења транспортних ваљака

Опрема коришћена у експерименту (Слика 6.15) служи за мерење температурског поља у склопу кућишта, лежаја и осовине, као и за мерење унутрашње силе отпора окретању ваљка. Конструисана је и произведена на основу експерименталних опрема приказаних у радовима [44, 45], и на основу већ постојеће опреме у лабораторији ЛИМЕС. Укупно је спроведено осамнаест тестова. Половина тестова је спроведена са кућиштем лежаја од челика, а друга половина са кућиштем лежаја од полимера. Три различита нивоа оптерећења и три различите учестаности обртања су биле примењене како би се измерио утицај ових физичких величина на количину генерисане топлоте у улежиштењу. Такође, две врсте материјала кућишта су примењене како би се утврдио утицај материјала на температурско поље у кућишту лежаја и осовини при истим условима учестаности обртања и оптерећења. За разлику од реалног ваљка где је осовина фиксна, а плашт и кућиште ротирају, у експерименту је кућиште фиксно, а осовина ротира.

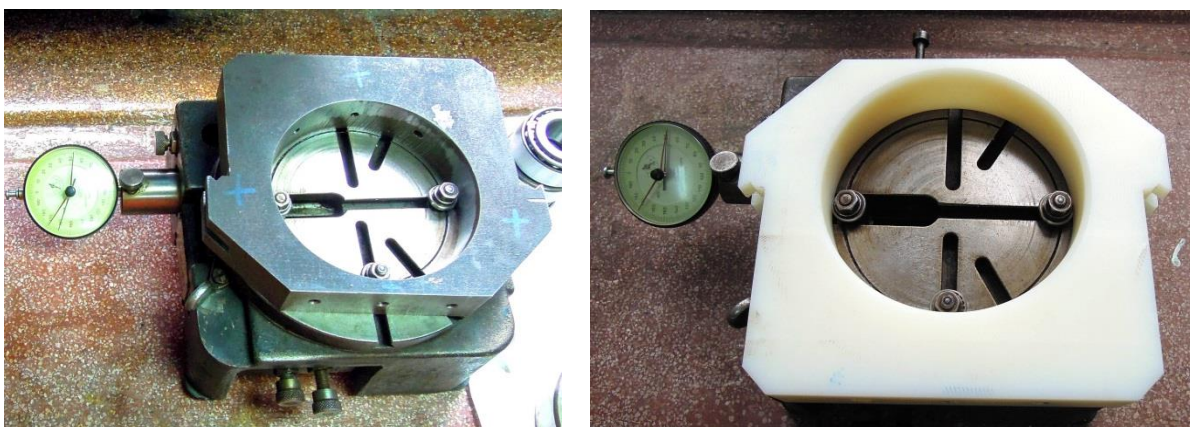


Слика 6.13: Испитивање димензија и тврдоће лежаја

За експеримент су узета два идентична лежаја произвођача SKF типа 6310 са толеранцијом унутрашњег зазора С03. Како би се утврдило да су лежаји одговарајући, односно да су у потпуности израђени у складу са прописаним карактеристикама, извршено је испитивање оних димензија лежаја које би могле имати утицаја на резултате експеримента, односно на повећан унутрашњи отпор, а самим тим и на повећану количину генерисане топлоте услед

оптерећења. Испитивани су унутрашњи зазор, тврдоћа као и спољашњи и унутрашњи пречник лежаја (Слика 6.13).

Закључено је да су све испитане димензије у границама толеранција прописаних стандардима [46, 47, 48], тако да је у наставку један од лежаја коришћен за испитивање челичног кућишта, а други за испитивање кућишта од полимера. Димензије отвора оба кућишта су такође испитана. Измерени су унутрашњи пречници отвора у више узастопних мерења из различитих углова са циљем да се утврди да ли у сваком угаоном положају мерења унутрашњег пречника кућишта постоји бар минимални преклоп између спољашњег пречника кугличног лежаја и унутрашњег пречника отвора (Слика 6.14). Преклоп је неопходан како би се обезбедило несметано провођење топлоте генерисане у лежају кроз делове склопа и даље према околном ваздуху.



Слика 6.14: Испитивање димензија отвора кућишта од челика и полимера

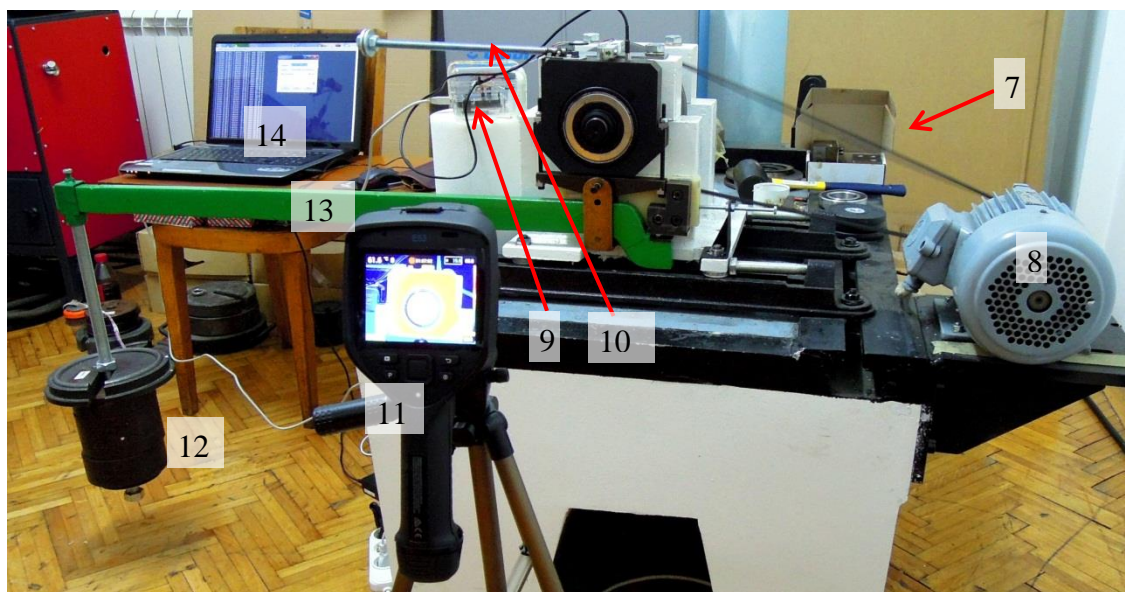
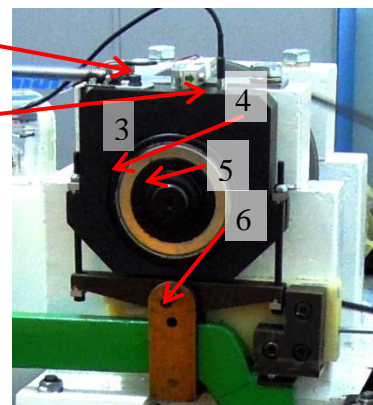
Утврђено је да су оба отвора у кућиштима довољно квалитетно израђена.

Експериментална опрема се састоји од:

- Flir E53 - инфрацрвене термо камере резолуције 240x180 пиксела, температурског опсега од -20°C до $+120^{\circ}\text{C}$, $\pm 2^{\circ}\text{C}$;
- Оптерећења у виду челичних плоча;
- Полуге;
- Ослонца;
- Навојне шипке за балансирање силе;
- Кућишта;
- Лежаја SKF 6310;
- Осовине;
- Ремена;
- Електромотора;

- Сензора температуре околине LM35CZ (подручје рада од -40°C до $+110^{\circ}\text{C}$, $+10\text{mV}/^{\circ}\text{K}$);
- Сензора температуре кућишта лежаја DS18B20+ KIT, 1-Wire, $\pm 0.025^{\circ}\text{C}$, 12 bit;
- Сензора силе „Arduino 10kg“ и претварача сигнала HX711 24bit;
- Опреме за аквизицију података Arduino UNO R3 - ATmega328-16MHz микроконтролер (Слика 6.8);
- Персоналног рачунара.

- | | |
|-----------------------|--------------------------|
| 1) сензор силе | 8) електромотор |
| унутрашњег отпора | |
| 2) сензор температуре | 9) уређај за аквизицију |
| кућишта | података |
| 3) кућиште | 10) шипка за балансирање |
| 4) спољашњи прстен | 11) термокамера |
| 5) унутрашњи прстен | 12) оптерећење |
| 6) ослонац | 13) полуга |
| 7) ремен | 14) персонални рачунар |



Слика 6.15: *Опрема за испитивање температурског поља и унутрашњег отпора лежаја*

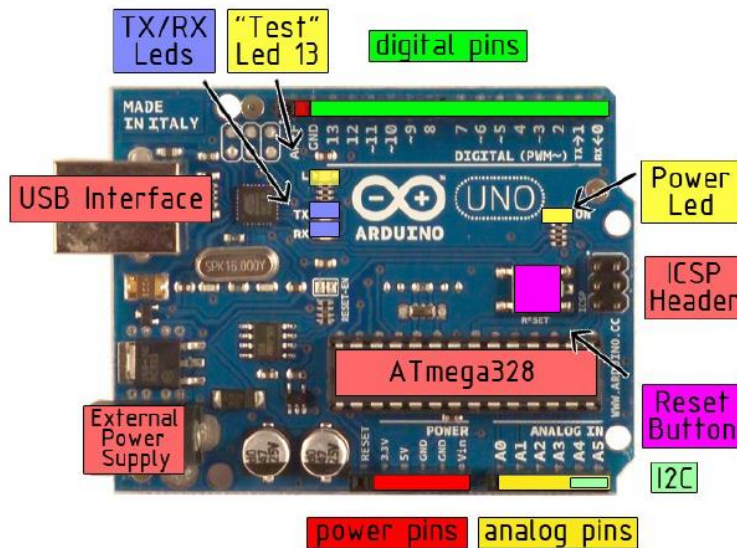
Резултати су снимани термокамером Flir E53 и сензором температуре смештеним у кућиште лежаја у близини спољашњег прстена. Такође, температура је проверавана и дигиталним безконтактним термометром како би се оценила количина провођене топлоте кроз погонско вратило.

На Сликама 6.16 и 6.17 је приказан изглед опреме за аквизицију података Arduino UNO R3 - ATmega328-16MHz, као и распоред прикључних контаката. Опрема је коришћена за прикупљање података о температури и сили отпора у овом експерименту, као и за прикупљање података о сили склапања и растављања пресованог склопа лежај - кућиште у

склопу експеримента који је описан у наредном потпоглављу. Програмски код за аквизицију је приказан у Прилогу 2 дисертације.



Слика 6.16: Опрема за аквизицију података

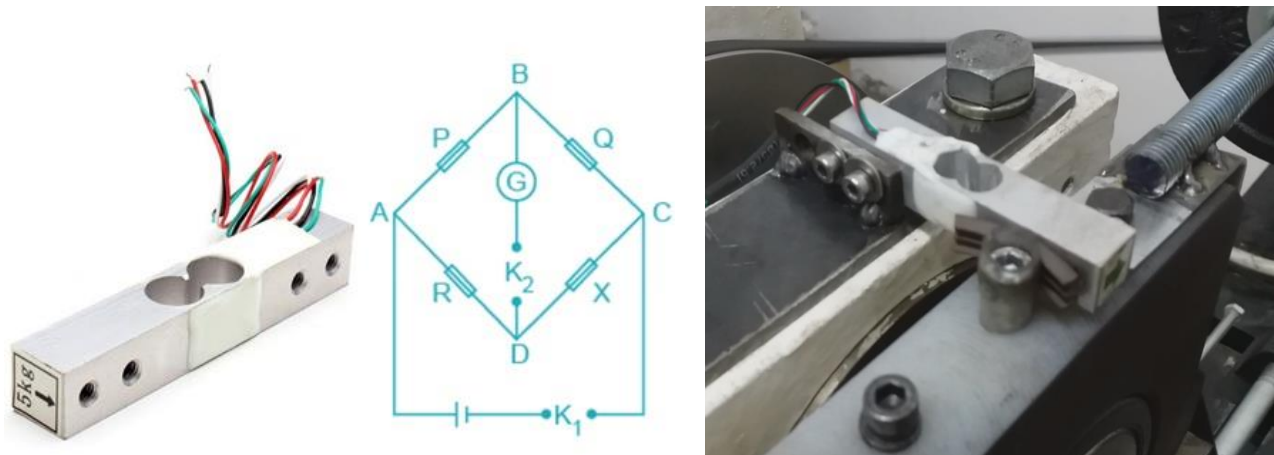


Слика 6.17: Распоред прикључних контаката

Табела 6.2: Техничке карактеристике микроконтролера ATmega328

Радни напон	5V
Улазни напон препоручени	7-12V
Улазни напон гранични	6-20V
Дигитални I/O прикључци - пинови	14 - од којих 6 поседују PWM излаз
Аналогни улазни прикључци	6
Једносмерна струја по I/O пину	40mA
Једносмерна струја за 3,3V пин	50mA
Меморија	32kB (0,5kB резервисано)
SRAM	2kB
EEPROM	1kB
Брзина	16MHz

Са десне стране Сlike 6.16 се налази мерни мост са 24-битним појачивачем сигнала HX711. На вертикалном делу кућишта (горњи део слике) је постављена разводна плоча која служи за међусобно повезивање различитих компонената система. Техничке карактеристике контролера су приказане у Табели 6.2. На Сlici 6.18 је приказан сензор за испитивање силе унутрашњег отпора лежаја, као и место монтаже сензора у оквиру експерименталне инсталације. Сензор се са два завртња везује за челични носач постављен на кућишту оног лежаја погонског вратила који је ближи испитиваном кућишту и испитиваном лежају. Испитивано кућиште (челично и полимерно) на оси симетрије горње површине поседује граничник преко кога се закретање кућишта у смеру ротације преноси на сензор силе. Закретање је последица ротације погонског вратила. Гумени уметак служи за пригушење удара граничника на сензор и вибрација.



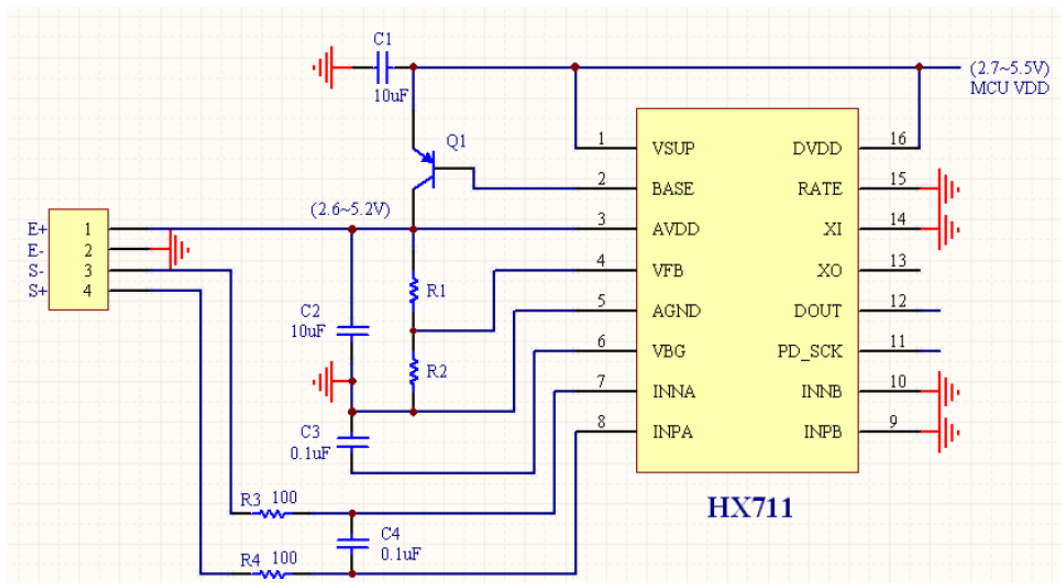
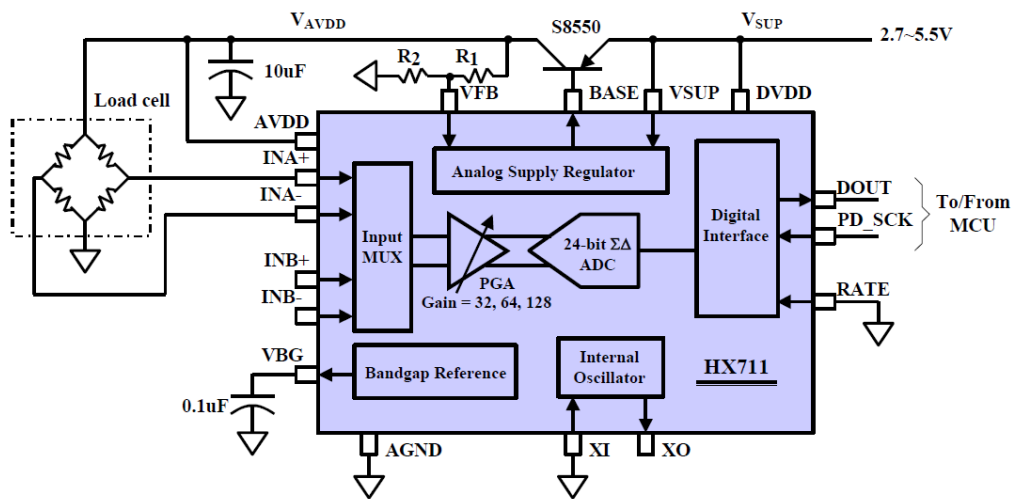
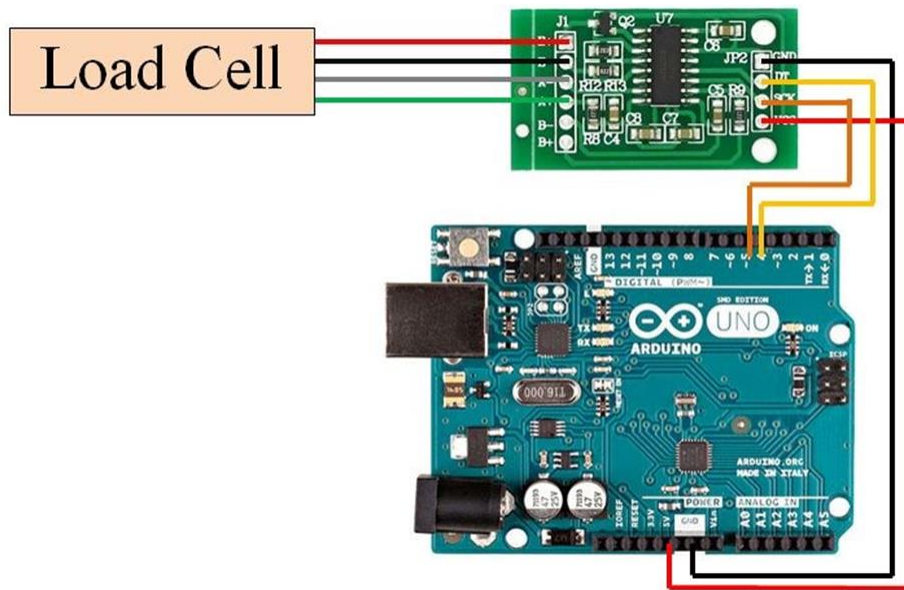
Слика 6.18: Изглед давача силе са шемом Витстоновог (Wheatstone) мерног моста (лево) и место уградње сензора (десно)

Промене отпора у мерним тракама које су деформисане услед радног оптерећења се региструју као промена напона у дијагонали В-Д помоћу галванометра (Слика 6.18 - лево). Како је вредност напона у мерној дијагонали реда величине неколико mV, то је неопходно извршити његово појачање на ниво који је могуће регистровати и приказати на инструментима за праћење промене вредности радних оптерећења. Као појачивач сигнала са дијагонале мерног моста се користи Interface HX711 Load Cell Module чији је начин повезивања и чије су блок шеме приказане на Сlici 6.19.

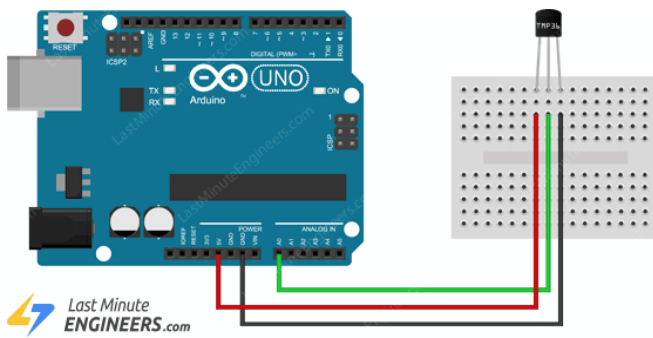
Амбијентална температура се мери сензором температуре TMP36. Постављен је одмах на излазу електричних инсталација из пластичног кућишта опреме за аквизицију података (Слика 6.20). Основне техничке карактеристике су приказане у Табели 6.3.

Табела 6.3: Основне техничке карактеристике сензора температуре TMP36

Улазни напон	Од 2.7V до 5.5V
Јачина струје	50 μ A
Температурски опсег	-40 $^{\circ}$ C до 125 $^{\circ}$ C
Тачност	\pm 2 $^{\circ}$ C
Степен појачања	10mV/ $^{\circ}$ C
Опсег излазног напона	0.1V (-40 $^{\circ}$ C) до 1.75V (125 $^{\circ}$ C)
Излазни напон при 25 $^{\circ}$ C	750mV



Слика 6.19: Повезивање Interface HX711 Load Cell Modul-a са давачем силе и микро-процесорском јединицом (горе) и блок шеме Interface HX711 Load Cell Modul-a (средина и доле)

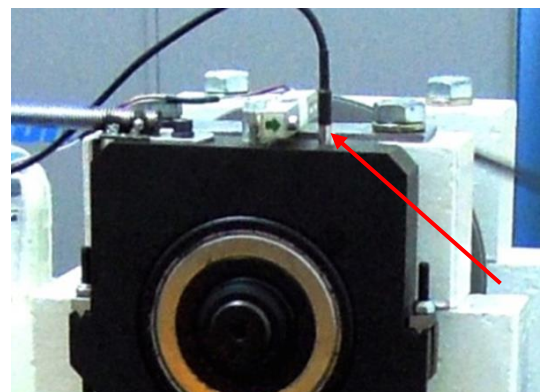
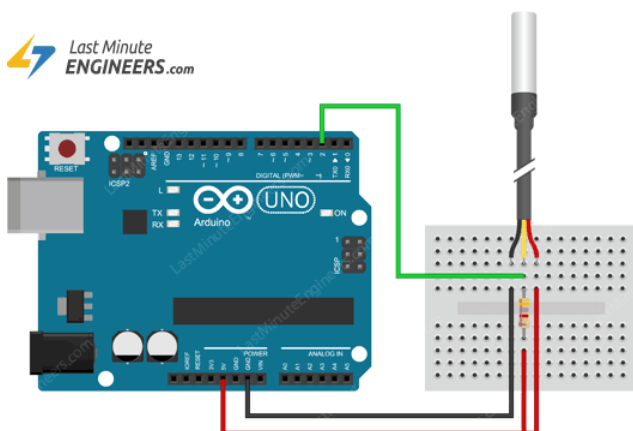


Слика 6.20: Повезивање сензора температуре околине TMP36 са микро-процесорском јединицом (лево) и место уградње сензора (десно)

Као основни сензор за мерење радне температуре у кућишту лежаја користи се значајно прецизнији давач температуре DS18B20. Постављен је на дно отвора који је забушен у горњој површини челичног и полимерног кућишта. Дно се налази на свега 10mm од унутрашње површине отвора кућишта. Отвор је израђен на поменут начин како би се мерењем температуре у кућишту извршило поређење са резултатима забележеним термалном камером. Положај давача и начин повезивања у мерној инсталацији је приказан на слици 6.21. Основне техничке карактеристике давача су приказане у Табели 6.4.

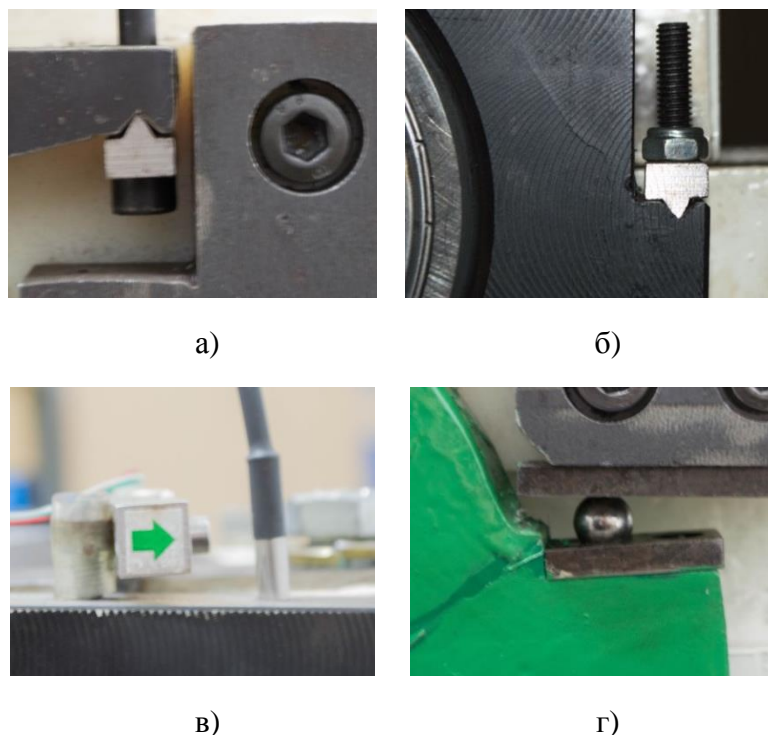
Табела 6.4: Основне техничке карактеристике сензора температуре DS18B20

Улазни напон	3.5V до 5.5V
Јачина струје	1 mA
Температурски опсег	-55°C до 125°C
Тачност	±0.5°C
Резолуција	9 -12 bit-s selectable
Време конверзије	< 750mS



Слика 6.21: Повезивање сензора температуре околине DS18B20 са микро-процесорском јединицом (лево) и место уградње сензора (десно)

Експериментална опрема за испитивање се састоји од кућишта за лежај које је израђено тако да на себи има два усечена места облика латиничног слова "V" на која се причвршћују завртњи и навртке за подешавање. Кућиште је израђено симетрично. Завртњи и навртке преко малих делова облика клина са оштром ивицом повезују кућиште са траверзом која на себи има идентична усечена места (Слика 6.22). Овакав начин везивања омогућава закретање кућишта за мали угао под дејством силе унутрашњег отпора окретању.



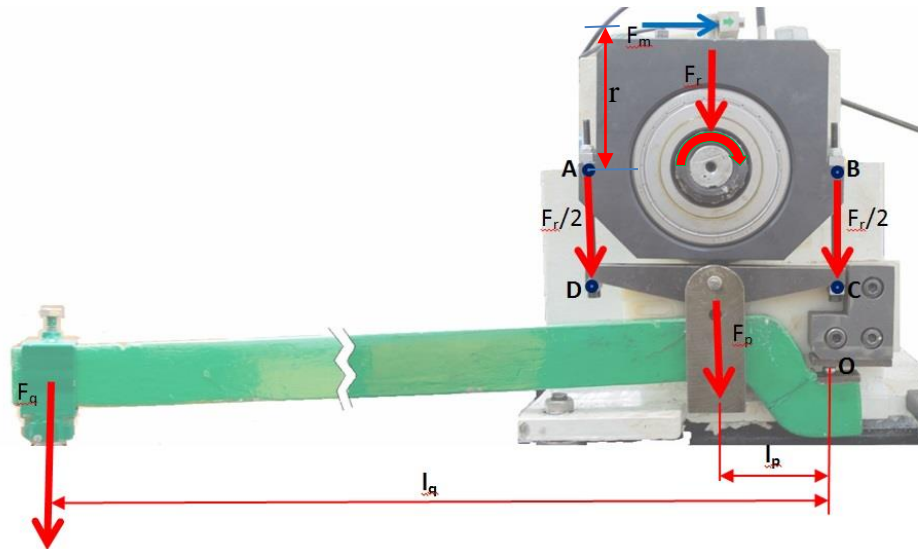
Слика 6.22: Детаљи структуре за пренос оптерећења:

а - доњи контакт, б - горњи контакт, в - сензори масе и температуре, г - ослонац полуке

Траверза је преко чивије од челика високе тврдоће повезана са ослоном обухватном виљушком - узенгијом која на својој унутрашњој страни поседује цилиндричну површину чије димензије одговарају тачно одређеном жлебу на полуци који је истог облика. Полука може да ротира за мали угао око цилиндричне површине, али не може да направи транслаторно кретање релативно у односу на обухватну виљушку. Шипка за качење оптерећења и оптерећење се монтирају у жлеб на левом крају полуке, док је десни крај полуке преко куглице од тврдог челика ослоњен о ослонац који је завртњима монтиран на кућиште опреме за испитивање.

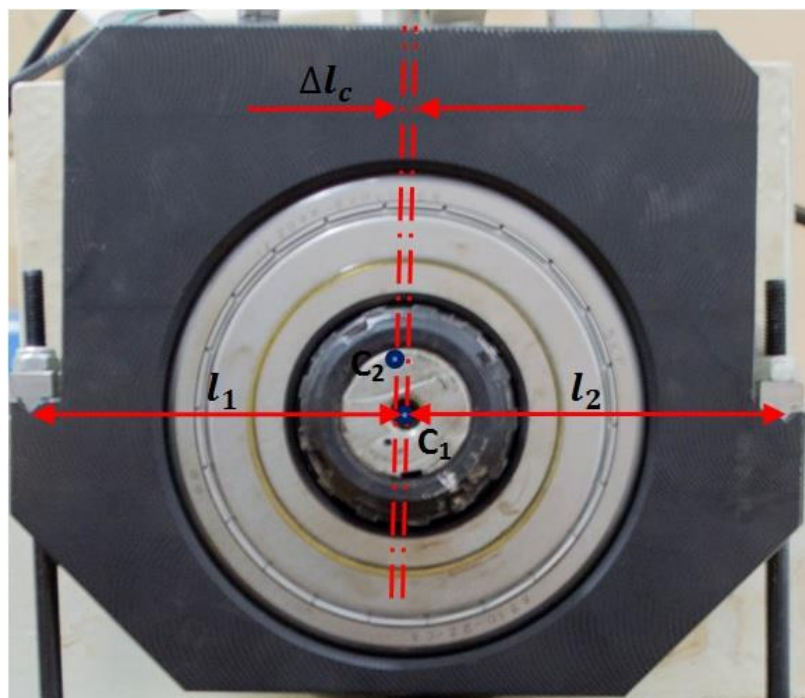
Техничка предност ове конструкције, за разлику од испитних столова описаних у [44, 45], је да мери само силу унутрашњег отпора испитиваног лежаја, без икаквог утицаја унутрашњих отпора узрокованих од стране других ротирајућих елемената опреме.

Постављено оптерећење F_q (12, Слика 6.15) преко полуке (13, Слика 6.15) ствара момент силе који ствара вертикалну силу у чивији F_p (Слика 6.23). Вертикална сила, преко траверзе и подешавајућих завртњева и навртки постаје радијална сила F_r на кућишту и испитиваном лежају. Четири дела са оштрим ивицама стварају паралелограм ABCD који омогућава релативну ротацију између кућишта и остатка испитног стола. Мали ослонац је монтиран на линију симетрије испитиваног кућишта, и притиска сензор силе који је монтиран на кућиште испитног стола и мери вредност силе F_m . Распоред свих сила приказан је на Слици 6.23.



Слика 6.23: Распоред оптерећења и сила реакције

Позиција свих примењених сила и момената је приказана у правој размери осим позиције деловања оптерећења. Дужина полуге на коју делује оптерећење је скраћена како би могла стати на слику у одговарајућој размери. Након покретања електромотора, осовина почиње своју ротацију у смеру казаљке на сату гледано из смера позиције снимања. Ротација узрокује унутрашњи отпор окретању који приморава кућиште да се нагне у смеру ротације. Кућиште преко малог ослоња ствара силу на сензору за мерење силе унутрашњег отпора.



Слика 6.24: Непрецизност у симетрији израђених делова

Услед благе непрецизности у симетрији произведених делова, центри маса лежаја и кућишта не леже у истој вертикалној равни (Δl_c има величину од неколико μm - Слика 6.24). Такође,

растојање до левог и десног подешавајућег завртња је делимично различито ($l_1 \neq l_2$) (Слика 6.24). Ово све ствара тенденцију кућишта да се нагне у једном смеру у тренутку када је изложено оптерећењу на левом крају полуге. Сензор мери силу која се бележи као почетна нулта вредност. Разлика између почетне и нове вредности се бележи. Ова разлика заправо представља величину силе унутрашњег отпора.

Постоји, такође, могућност да се користи шипка за балансирање са навојем који омогућава подешавање положаја малог тега за балансирање у односу на осу ротације (10, Слика 6.15). Шипка за балансирање је коришћена у пробним мерењима за подешавање почетне позиције кућишта, како би се неутралисала почетна сила на сензору која је последица нагињања кућишта. Такође је коришћена за промену карактеристика сопствених осцилација склопа, како би се избегло резонантно подручје у које је склоп повремено улазио у току пробних мерења.

6.3.3 Експериментално одређивање температурског поља

Три учестаности обртања су примењене током експеримента [49]: учестаност обртања од 705 min^{-1} , која је приближна радној брзини тракастог транспортера на површинском копу угља Костолац (600 min^{-1}), приближно 50% већа учестаност обртања од радне брзине (920 min^{-1}) и приближно 100% већа учестаност обртања од радне учестаности обртања (1100 min^{-1}). Три величине оптерећења (10,2kg, 23,35kg и 50,58kg) су постављена на левом крају полуге како би произвели радијалну силу на лежају од 1536N, 3073N односно 6146N, при чему је сила од 3073N просечна радна сила по једном лежају за хоризонтални ваљак која се узима као вредност у прорачунима ваљака [3]. Све ознаке тестова се налазе у Табели 6.5, а комплетни дијаграми су дати у Прилогу 1.

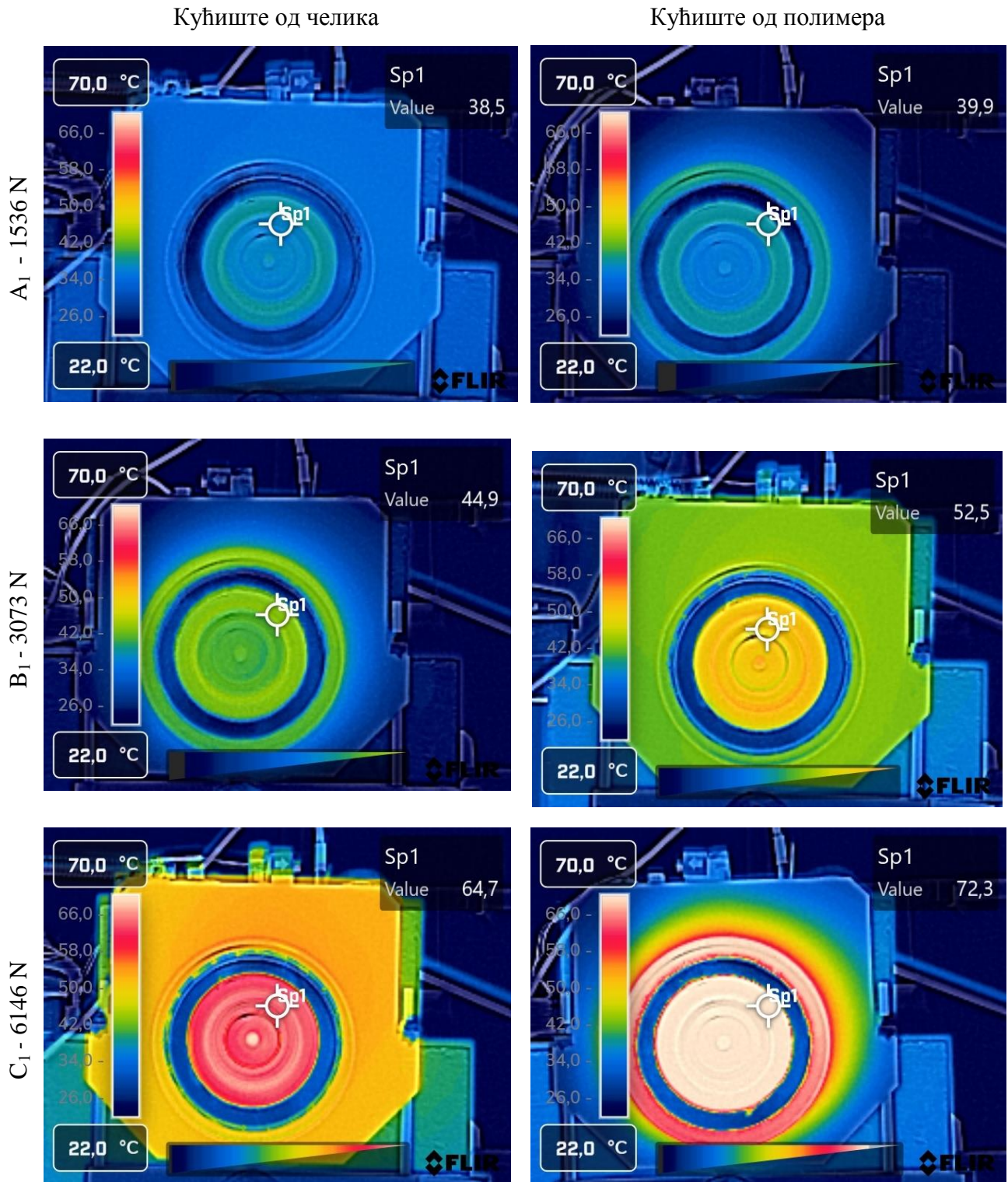
Табела 6.5: Ознаке тестова за испитивање температурског поља челичног кућишта (č) и кућишта од полимера (p)

маса оптерећења	тежина оптерећења	радијална сила на лежају	705 min^{-1}	920 min^{-1}	1110 min^{-1}
10,2 kg	100 N	1536 N	A _{1p/č}	A _{2p/č}	A _{3p/č}
23,35 kg	233 N	3073 N	B _{1p/č}	B _{2p/č}	B _{3p/č}
50,58 kg	506 N	6146 N	C _{1p/č}	C _{2p/č}	C _{3p/č}

Како би се показао утицај материјала кућишта на температурско поље, паралелно су приказани на Сликама 6.25, 6.26 и 6.27 слике температурског поља у стационарном стању на крају мерења за кућиште од челика и кућиште од полимера за исте услове учестаности обртања и оптерећења. Под стационарним стањем се сматра случај кад у два узастопна мерења температуре у временском интервалу од 5 минута пораст температуре буде $0,5^\circ\text{C}$, или мањи.

На Слици 6.25 су приказане термофотографије вредности температура за најнижу испитивану учестаност обртања од 705 min^{-1} . Кућиште од челика се у току експеримента загрејало на вишу температуру од кућишта од полимера, али при овој учестаности обртања то није оставило као последицу значајан пораст температуре у лежају. Све вредности су приближно сличне, и веће су што је радијално оптерећење веће. Код оптерећења које је два

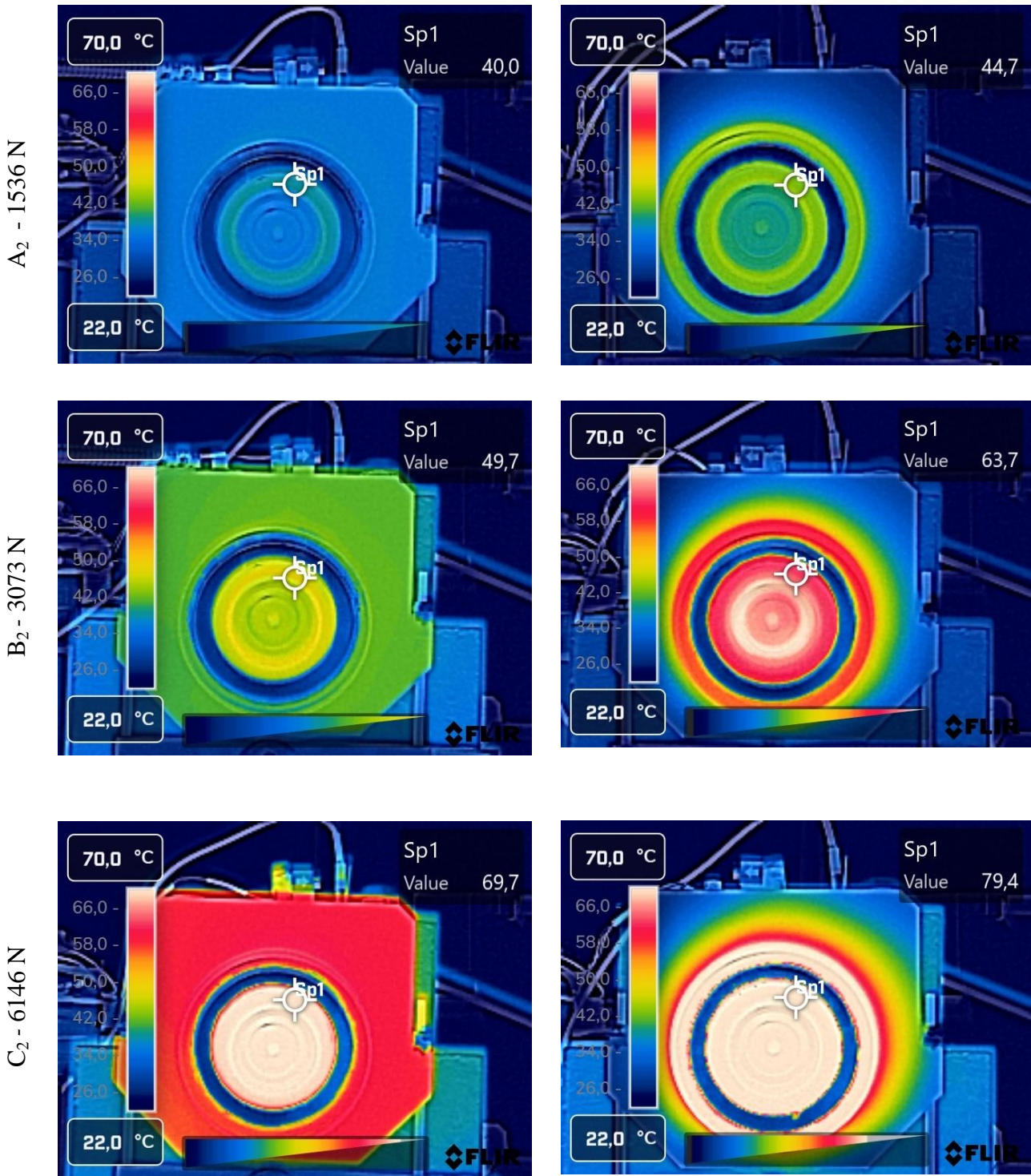
пута веће од радног, температура у лежају је и даље у прихватљивим границама мазива коришћеног у лежају. SKF препоручује маст SKFLGMT2 за лежаје тракастих транспортера који раде трајно у границама од 0°C до 80°C, уз повремене кратке интервале рада до 120°C [39].



Слика 6.25: Упоредни приказ резултата температурског поља за челично кућиште (лева колона) и полимерно кућиште (десна колона) при учестаности обртања од 705 min⁻¹

Кућиште од челика

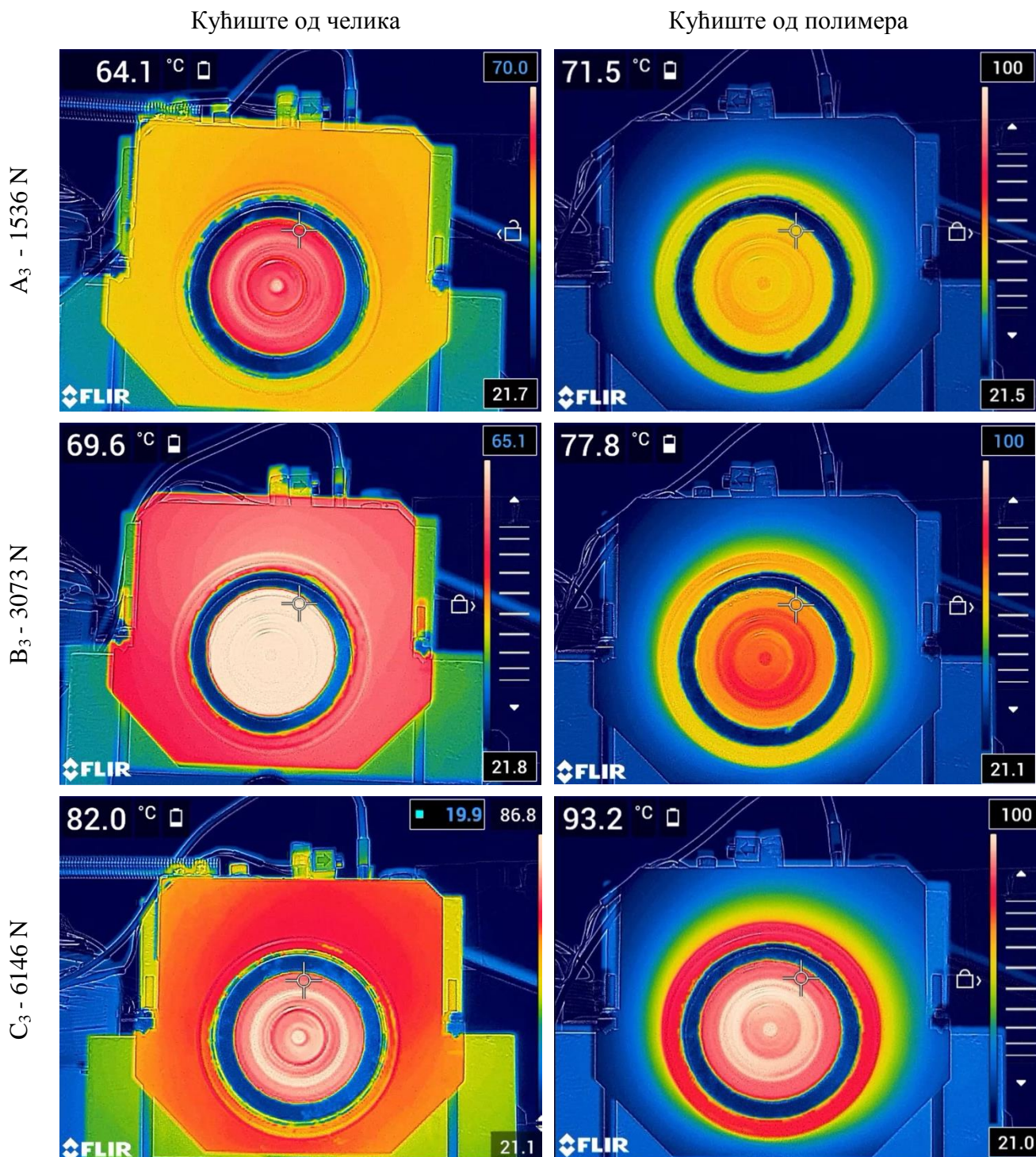
Кућиште од полимера



Слика 6.26: Упоредни приказ резултата температурског поља за челично кућиште (лева колона) и полимерно кућиште (десна колона) при учестаности обртања од 920 min^{-1}

На Слици 6.26 су приказане термофотографије и вредности температура за 50% већу испитивану учестаност обртања од радне - 920 min^{-1} . Све вредности су приближно сличне, и

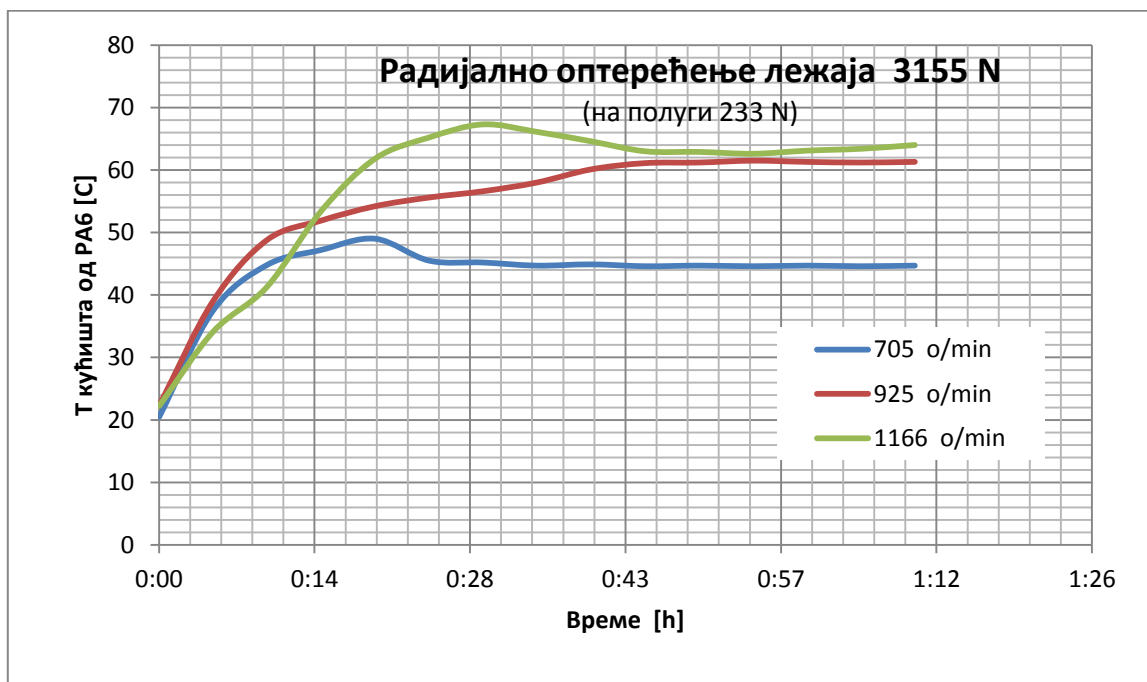
веће су зато што је радијално оптерећење веће. У односу на претходно мерење веће су у просеку за око 10°C што значи да је температура у лежају и даље у прихватљивим радним границама. Кућиште од челика се у току експеримента загрејало на вишу температуру од кућишта од полимера, али ни при овој учестаности обртања то није оставило као последицу значајан пораст температуре у лежају. Све вредности су приближно сличне, и веће су што је радијално оптерећење веће. У односу на претходно мерење веће су у просеку за око 10°C што значи да је температура у лежају и даље у прихватљивим радним границама.



Слика 6.27: Упоредни приказ резултата температурског поља за челично кућиште (лева колона) и полимерно кућиште (десна колона) при учестаности обртања од 1110 min^{-1}

На Слици 6.27 су приказане термофотографије и вредности температура за скоро 100% већу испитивану учестаност обртања од радне - 1110 min^{-1} . Све вредности температура су веће од претходног теста, зато што је радијално оптерећење веће. Кућиште од челика се у току експеримента загрејало на вишу температуру од кућишта од полимера, и одвукло је довољну количину топлоте из лежаја. Приметно је да је код сваког оптерећења температура у лежају већа за 10°C у просеку код употребе кућишта од полимера. У односу на претходна мерења овде су, у случају највећег оптерећења од 506 N на крају полуге, температуре лежаја веће у просеку за око $12\text{-}25^\circ\text{C}$. Ово значи да је температура у лежају већи део спровођења експеримента била у прихватљивим радним границама температуре, осим пред крај оба теста са највећим оптерећењем. Температуре у лежају прешле су препоручени ниво од 80°C у укупном трајању од 85 минута и могу се посматрати као повремени кратки интервали који нису утицали на деградацију мазива [39].

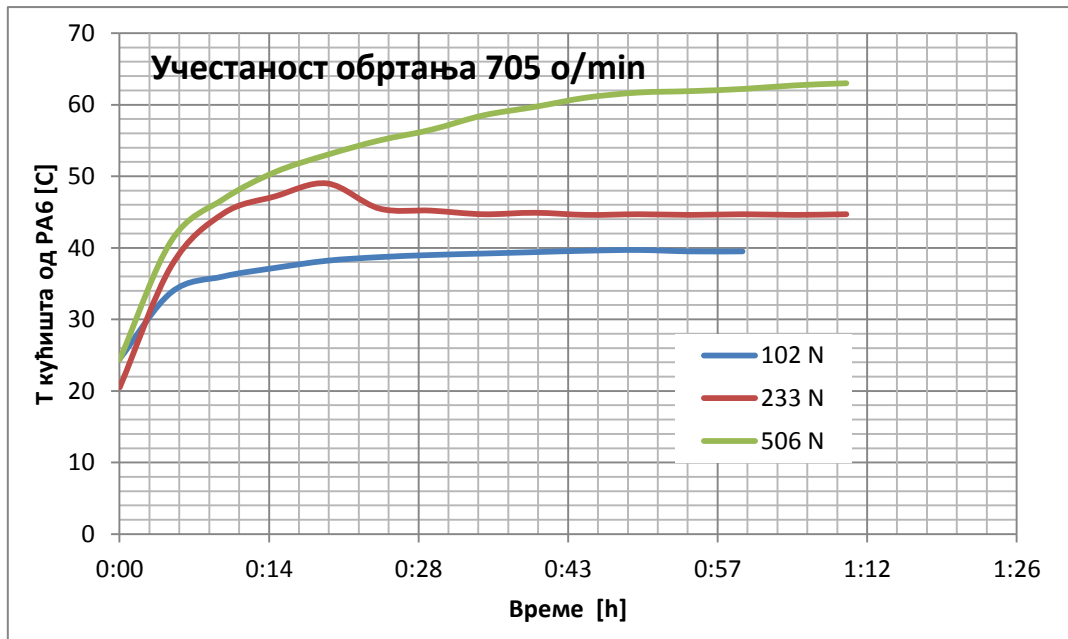
На Сликама 6.28 и 6.29 издвојени су резултати само за материјал кућишта од РА6 да би се утврдила могућност његове примене у радним условима транспортних ваљака. Како би се истакли резултати који се односе на радно оптерећење од 233 N на крају полуге и 705 min^{-1} , на Слици 6.28 је приказана промена температуре кућишта у зависности од времена за различите учестаности обртања. Може се уочити да се равнотежно (стационарно) стање температура јавља већ после 50 минута теста. Критеријум стационарности да се, за испитивања која су трајала око 120 минута, уочи тенденција да се у току 3 читавања у року од по 5 минута вредност температуре на промени више од $0,5^\circ\text{C}$.



Слика 6.28: Утицај учестаности обртања на температуру кућишта

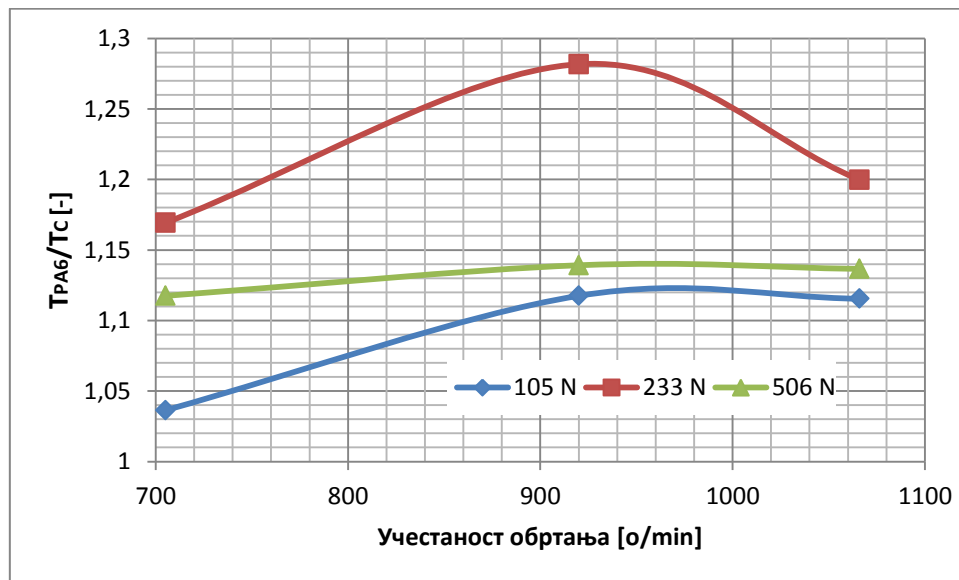
На Слици 6.29 је приказана промена температуре кућишта у зависности од времена за различите вредности радијалног оптерећења при константној радној учестаности обртања од 705 min^{-1} .

Прегледнији приказ ових зависности је дат на слици 6.30 где су приказани односи стационарних температура лежаја за кућишта израђена од РА6 и челика у зависности од оптерећења и учестаности обртања.



Слика 6.29: Утицај радијалног оптерећења на температуру кућишта

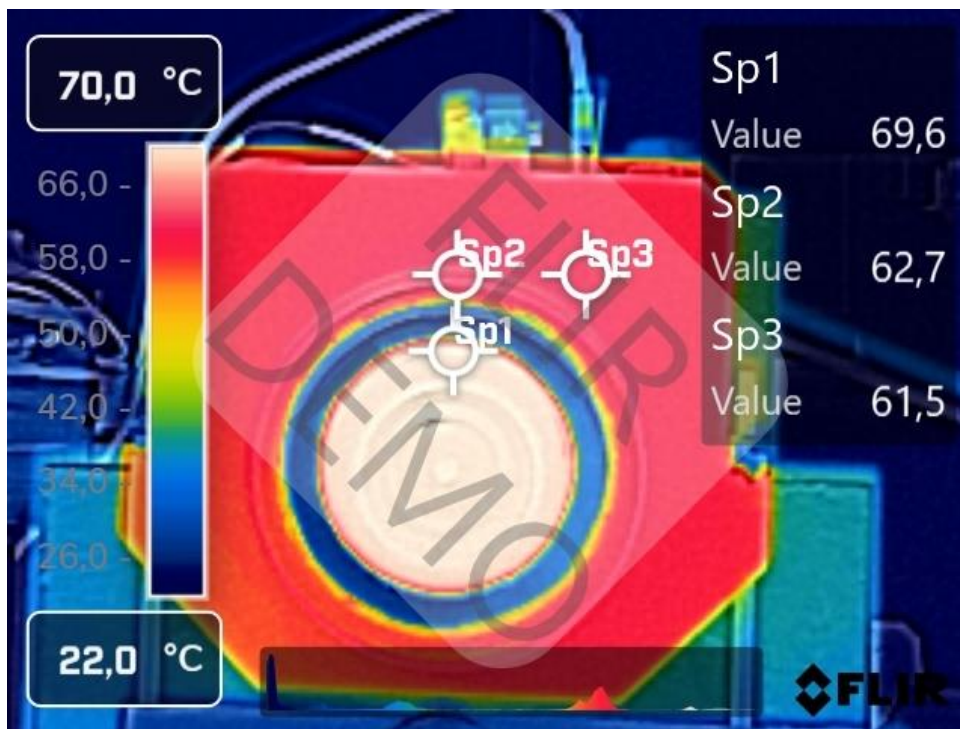
Примећује се да је најнеповољнији однос на дијаграму однос за радно оптерећење и учестаност обртања која је двоструко већа од радне и износи 1,28. У најнеповољнијем случају који се може догодити у радним условима у случају значајног преоптерећења транспортера овај однос је 1,17, тако да се закључује да је, са аспекта температурског поља, могуће користити полимер за израду кућишта лежаја.



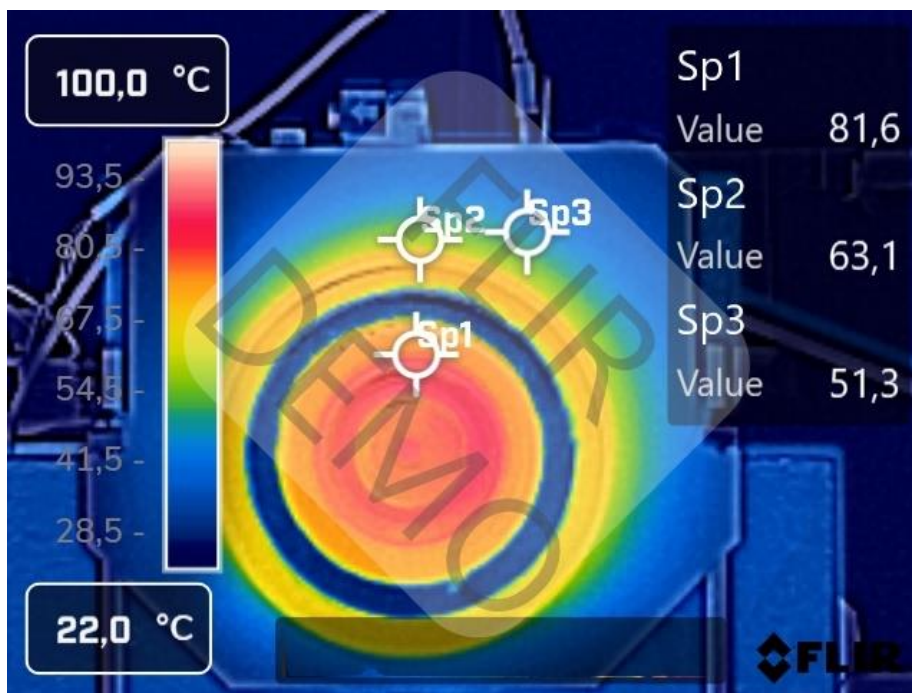
Слика 6.30 Релативан однос стационарних температура кућишта израђених од полимера и челика за различита оптерећења и учестаности обртања

Како би се упоредо показао утицај материјала кућишта на температурско поље издвојени су резултати мерења термалном камером (Слике 6.31 и 6.32) температурског поља челичног кућишта и кућишта од полимера при оптерећењу на крају полуге од $R = 506 \text{ N}$ (два пута већем од радног) и учестаности обртања од $n = 920 \text{ min}^{-1}$ (упола већој од радне). Слике 6.31 и

6.32 приказују температурско поље на површини склопа лежаја на пробном столу након 70 минута од почетка тестирања.



Слика 6.31: Измерене вредности температуре за кућиште од челика након 70 минута експеримента при 506 N оптерећења и учестаности обртања од $n = 920 \text{ min}^{-1}$

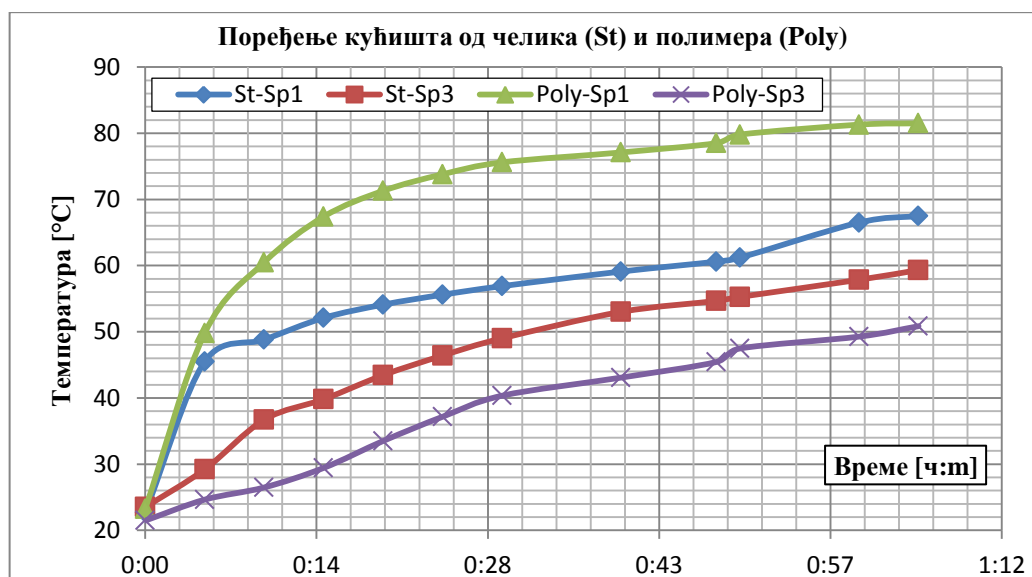


Слика 6.32: Измерене вредности температуре за кућиште од полимера након 70 минута експеримента при 506 N оптерећења и учестаности обртања $n = 920 \text{ min}^{-1}$

Поред скале у боји за процену вредности температуре, урађена су локална читавања вредности температуре у следећим тачкама (Sp1, Sp2, и Sp3): место уградње DS18B20 сензора температуре, спољашњи прстен, и унутрашњи прстен. Очитане вредности су приказане на десној половини слике 6.28. У истом тренутку кад тачка Sp1 показује вредност од 69,6 °C, температурски сензор DS18B20 читава вредност температуре од 61,5°C. Приметно је да је равна симетрије температурског поља заротирана за неколико степени у смеру ротације погонског вратила. Тиме је термокамера потврдила постојање температурског поља које није симетрично у односу на вертикалну равну подужне осе осовине [19].

Приметно је да је температура у истој зони у случају кућишта од полимера за око 10⁰C нижа него у случају челичног кућишта, док је температура унутрашњег прстена лежаја за око 12⁰C виша у случају кућишта од полимера.

Кашњење у очекиваном порасту температуре кућишта од полимера је примећено отприлике у првих 5-10 минута сваког теста (Слика 6.30), док су са друге стране лежај и вратило били изложени наглom порасту температуре. Ова појава се објашњава ниским нивоом провођења топлоте између спољашњег прстена и кућишта од полимера.



Слика 6.33: Брзина пораста температуре у кућишту од челика и полимера у првих 70 минута, за радијално оптерећење од 506 N и учестаност обртања од $n = 920 \text{ min}^{-1}$

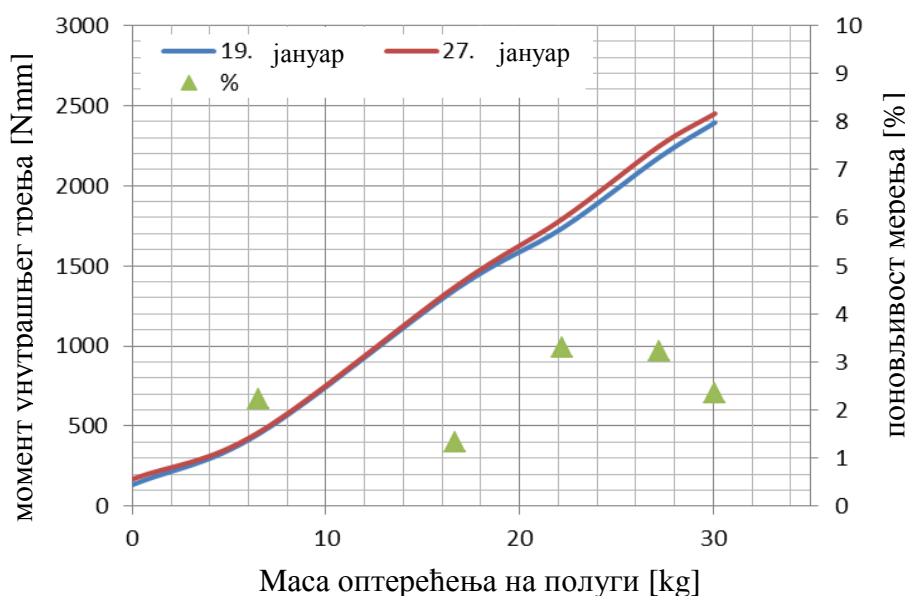
6.3.4 Експериментално мерење силе унутрашњег отпора у лежају

Како би се одредила поновљивост резултата испитивања унутрашње силе отпора лежаја, серија експеримената је урађена у којима је више пута у кратком времену мењана маса оптерећења на крају полуге, а самим тим и радијално оптерећење лежаја [50]. Како би се избегао утицај пораста температуре у лежају на смањење вискозитета масти, односно на хидродинамички отпор, сваки ниво оптерећења је трајао до 30 секунди. Температура околине је била 18⁰C. Исти тест је поновљен након 8 дана. Табела 6.6 и Слика 6.34 показују промену у измереном унутрашњем отпору у зависности од радијалног оптерећења лежаја.

Табела 6.6: Поновљивост резултата испитивања

Оптерећење [kg]	Радијално оптерећење лежаја [N]	Момент унутрашњег отпора [Nmm]		Разлика [%]
		Тест 1	Тест 2	
6,5	1167	450	460	2,22
16,7	2353	1354	1372	1,33
22,2	2992	1735	1792	3,29
27,2	3573	2176	2246	3,22
30,1	3909	2394	2450	2,34

Промена вредности момента унутрашњег отпора је линеарна у вредностима које варирају од 200 до 2500 Nmm. Разлика у резултатима мерења између првог и другог теста је варијала од 1,33% до 3,29% (Табела 6.6).



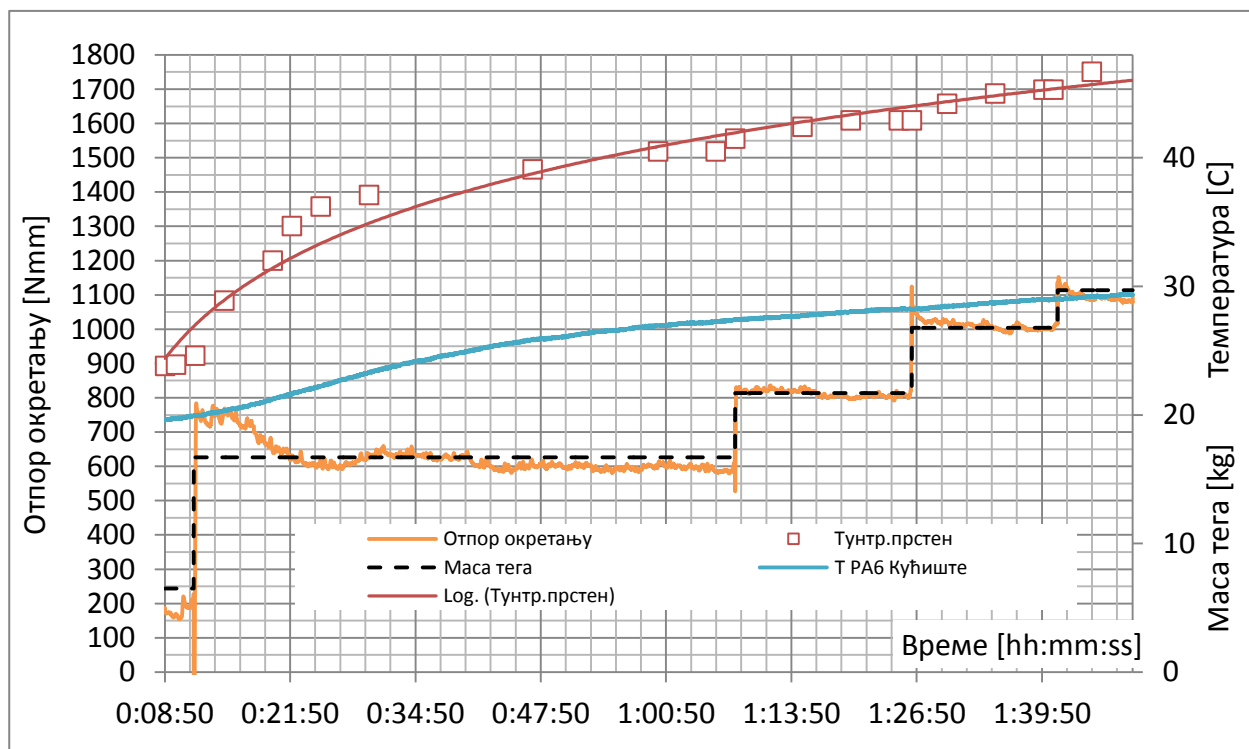
Слика 6.34: Поновљивост резултата испитивања

Следећа група тестова се односила на мерење промене момента унутрашњег отпора са порастом температуре кућишта и унутрашњег прстена лежаја са променом оптерећења, односно променом количине терета на крају полуге. Тест је изведен при учестаности обртања од 1166 min^{-1} и трајао је око 2 сата.

Температура кућишта и момент унутрашњег отпора су мерени континуално, а температура унутрашњег прстена лежаја је била читавана периодично са инфрацрвене камере. То је разлог зашто се ове вредности приказују периодично означене квадратићима у дијаграму на Слици 6.35.

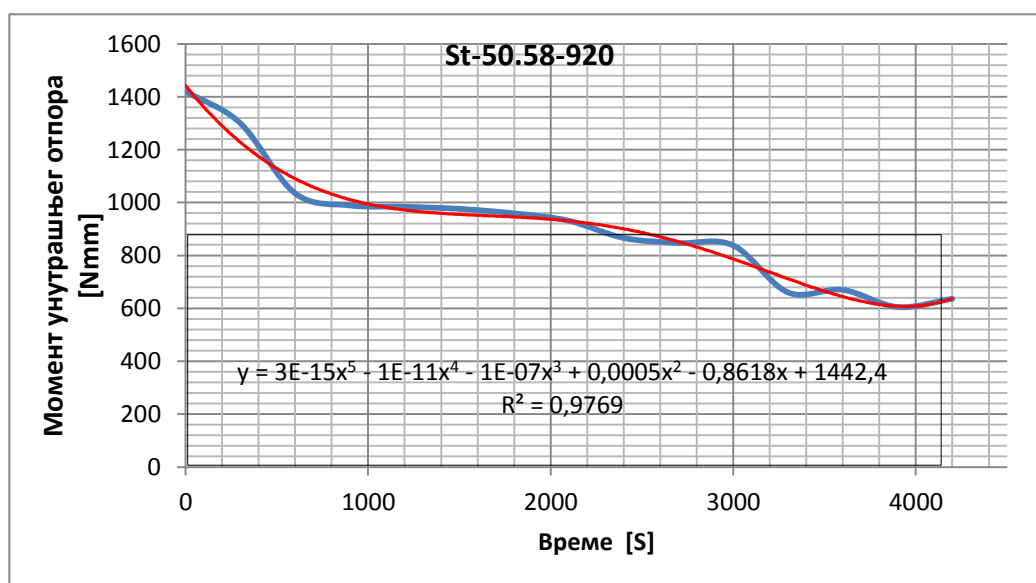
Логаритамска промена температуре унутрашњег прстена на дијаграму је добијена интерполацијом, методом најмањег квадрата. Приметно је да је момент унутрашњег отпора значајно мањи у овом испитивању, него код претходног (Слика 6.35). Разлог за то је чињеница да је у овом случају почетна температура лежаја била 25°C , што је смањило вискозитет масти и хидродинамички отпор у лежају. Такође се примећује у овој серији испитивања да се, у интервалу температуре лежаја од почетне до преко 45°C , момент

унутрашњег отпора увећавао линеарно са повећањем радијалног оптерећења. Сви измерени резултати су били у оквиру очекиваних вредности [SKF Engineering Calculator].



Слика 6.35: Резултати испитивања момента унутрашњег отпора и температура кућишта и унутрашњег прстена лежаја

У току експеримента константно је мерена вредност силе на сензору (Слика 6.36) постављеном на горњем делу кућишта експерименталне опреме. Измерене вредности су показивале очекивану логику почетних већих отпора који су се током експеримента смањивали како се маст у лежају грејала. Такође су измерене веће вредности силе отпора у лежају у оним експериментима где је радијално оптерећење било веће



Слика 6.36: Момент унутрашњег отпора трења при 50,58 kg оптерећења и учестаности обртања од $n = 920 \text{ min}^{-1}$

.За пример на Слици 6.36 је издвојен исти експеримент као и у примеру за прорачун температурског поља са челичним кућиштем (Слика 6.26), тј. при оптерећењу на крају полуге од 506 N и учестаности окретања од $n=920 \text{ min}^{-1}$. Узимајући у обзир растојање од осе ротације до положаја сензора силе и растојање од осе ротације до положаја котрљајних тела у лежају, прерачунавањем се добија вредност момента унутрашњег отпора приказана на дијаграму.

Обзиром да је генерисана топлота једнака производу момента унутрашњег трења и учестаности обртања лежаја, реална крива мерења је методом најмањих квадрата апроксимирана полиномом:

$$y = 3E^{-15} \cdot x^5 - 1E^{-11} \cdot x^4 - 1E^{-7} \cdot x^3 + 0,0005 \cdot x^2 - 0,8618 \cdot x + 1442,4$$

Површина испод криве у границама од 0 до 4200 секунди је:

$$A = \int (3E^{-15} \cdot x^5 - 1E^{-11} \cdot x^4 - 1E^{-7} \cdot x^3 + 0,0005 \cdot x^2 - 0,8618 \cdot x + 1442,4) dx$$

$$= 5E^{-16} \cdot x^6 - 2E^{-12} \cdot x^5 - 2,5E^{-8} \cdot x^4 + 0,000166667 \cdot x^3 - 0,4309 \cdot x^2 + 1442 \cdot x + C$$

За граничне вредности од 0 до 4200 секунди површина испод полинома је 3034359. Осредњена вредност момента отпора за ова период времена је:

$$M = \frac{A}{4200 - 0} = \frac{3034359}{4200} = 900 \text{ [Nmm]}$$

Угаона брзина је:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 920}{60} = 96,3 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

Снага генерисане топлоте износи:

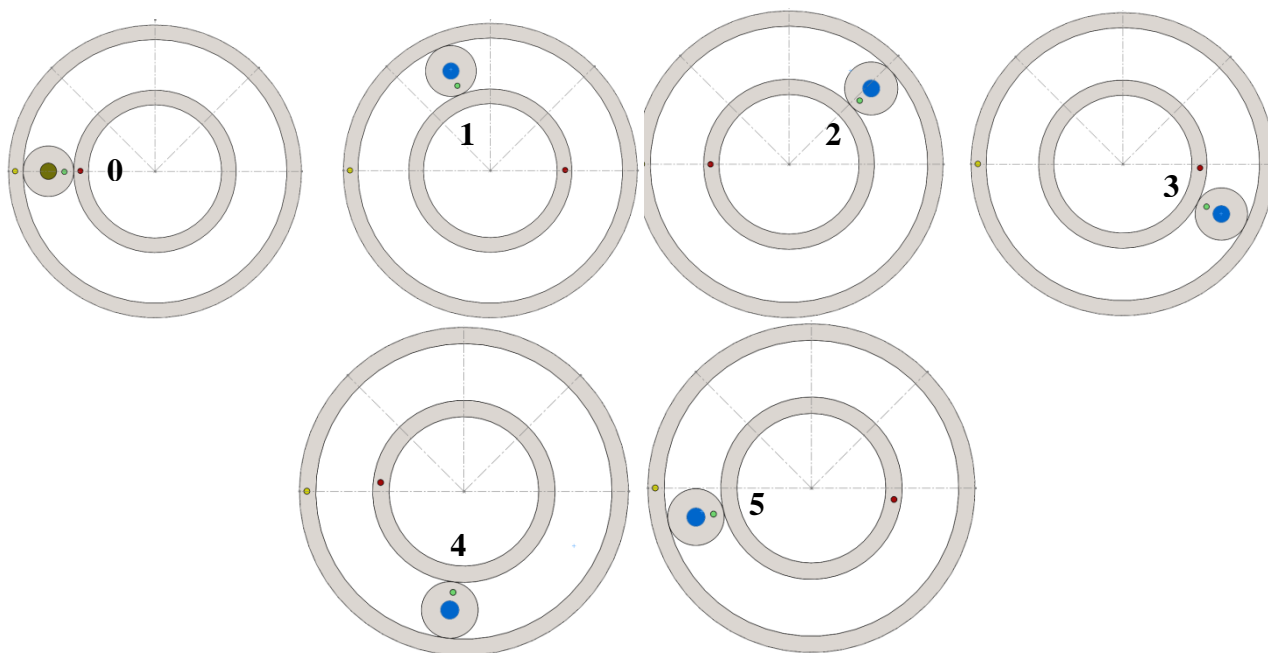
$$Q = M \cdot \omega = \frac{900}{1000} \cdot 96,3 = 86,7 \text{ [W]}$$

Ова вредност је коришћена у наставку за нумерички прорачун који је изложен у следећем потпоглављу. (Табела 6.6). Вредности свих измерених температура путем сензора и термо камере, као и вредности сила отпора измерених сензором приказане су у Прилогу 1 дисертације.

6.3.5 Нумеричка метода

Како би се одредило температурско поље у прелазном и стационарном периоду, неопходно је претходно објаснити сам процес генерисања топлоте. Генерисана топлота у лежају је последица трења у тачкама контакта између котрљајних тела и котрљајних стаза. Контактна површина између површина котрљајних стаза и површина котрљајних тела је облика елипсе. Контактна површина није стационарна у времену, помера се као последица ротације ваљка (Слика 6.37). Контактна површина сваког котрљајног тела ротира око осе ротације котрљајног тела. Док је котрљајно тело у горњој половини лежаја, оно се помера од подручија ниског оптерећења до максималног оптерећења, а затим поново до подручја ниског радијалног оптерећења. У позицији испод угла дистрибуције оптерећења, котрљајно тело није изложено оптерећењу, тако да у овој зони предаје акумулисану топлоту околини.

Унутрашњи прстен ротира већом брзином од брзине ротације кавеза са котрљајним телима. Кад одређена тачка котрљајне стазе уђе у зону дистрибуције оптерећења, генерисана топлота у тачки расте од нуле до мале (локално максималне) вредности, па затим опада до нуле (тачка се налази између два котрљајна тела), а затим расте поново, али овај пут до веће вредности генерисања топлоте, како се тачка примиче средини зоне дистрибуције оптерећења. Максимална вредност генерисане топлоте је кад је тачка оптерећена у средини угла дистрибуције оптерећења. Процес се одвија истим редоследом уз смањење локално максималне количине генерисане топлоте како тачка напушта средину зоне дистрибуције оптерећења.

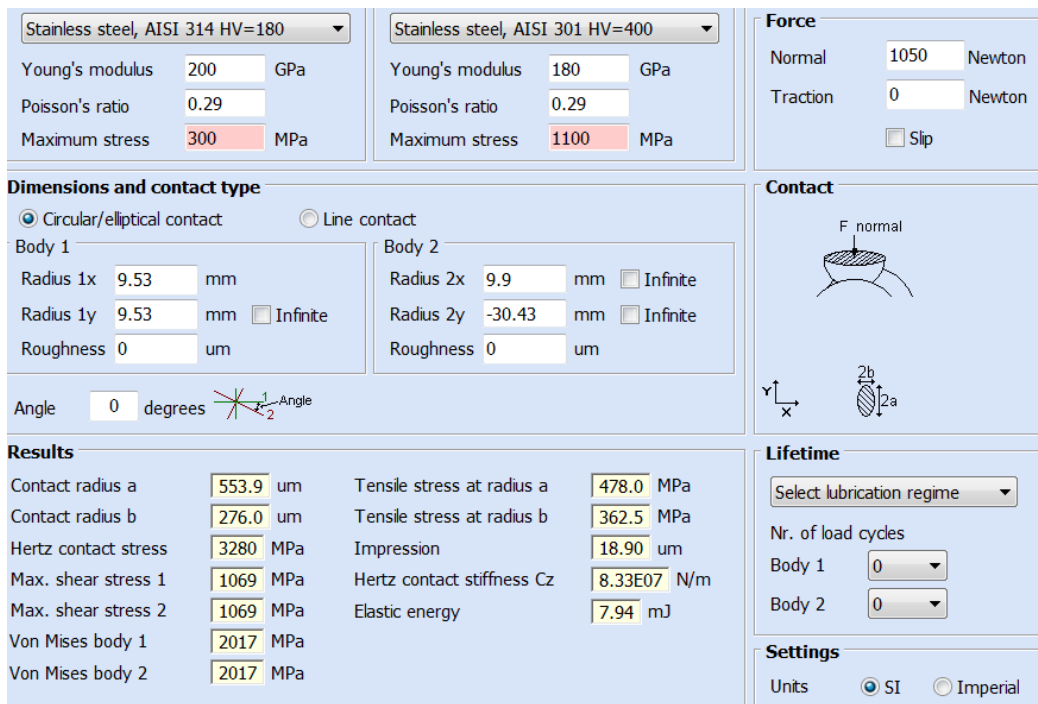


Слика 6.37: Померање котрљајног тела (плава тачка) и унутрашњег прстена (црвена тачка) у кугличном лежају

У радним условима унутрашњи прстен и осовина су фиксирани тако да се топлота производи само у оном делу котрљајне стазе која се налази унутар зоне дистрибуције оптерећења. Укупна количина генерисане топлоте од свих котрљајних тела у свакој тачки угла дистрибуције оптерећења топлоте варира од нулте вредности до ниског нивоа оптерећења у бочним деловима зоне, и од нулте вредности до максималне вредности у средини зоне.

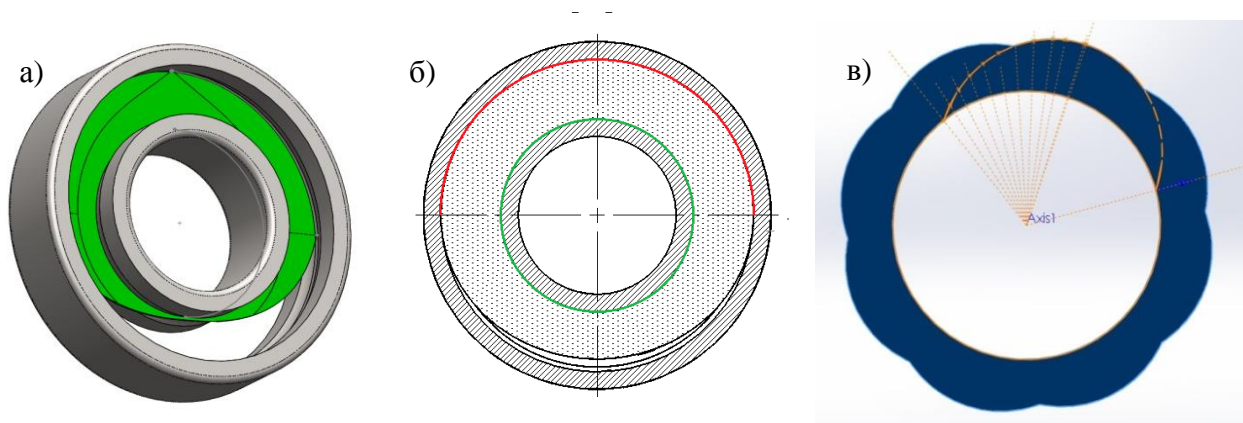
Фреквенција промене оптерећења је веома висока зато што је последица производа два фактора: учестаности обртања и броја котрљајних тела у зони дистрибуције оптерећења, и већа је од 40 Hz. Ово значи да се након хладног старта ротације температура изједначи у свакој тачки котрљајне стазе спољашњег прстена и свакој тачки котрљајних тела, и то свега након неколико секунди. Неколико пута у секунди се смењују периоди краткотрајног генерисања топлоте и краткотрајног хлађења, што доводи до закључка да се количина ослобођене топлоте за сваку тачку посебно може упросечити.

Како би се поједноставио нумерички модел, котрљајна тела су замењена посебно дизајнираним вештачким делом који има облик асиметричног прстена. Овакав део генерише топлоту и међусобно спаја само оне тачке котрљајних стаза унутрашњег и спољашњег прстена које су у радним условима међусобно у контакту преко котрљајних тела.



Слика 6.38: Димензије елипсе Херцовог контактнoг притиска - Hertzwin 3.1.1. софтвер

Димензије контактне површине између вештачког дела и контактних стаза су у свакој тачки једнаке димензијама елипсе Херцовог контактнoг притиска подаци добијени из Hertzwin 3.1.1. софтвера - Слика 6.38) и времена колико је посматрана тачка била изложена контактном притиску од стране било ког од осам котрљајних тела у склопу. Димензије елипсе се усвајају за идеализован случај у коме су површине у додиру идеално глатке, нема међусобног проклизавања и трења.



Слика 6.39: Вештачко тело - а) облик и величина, б) контактне зоне, в) зона расподеле оптерећења једног од котрљајних тела

Спољашњи прстен је изложен притиску само у горњој половини, а величина притиска у специфичној тачки површине одговара углу расподеле оптерећења. Генерисана топлота је иста као и она генерисана у реалном лежају, а њена расподела је пропорционална величини контактне површине између вештачког тела и котрљајних стаза. На Слици 6.39б црвена боја представља зону контакта на спољашњем прстену, а зелена на унутрашњем прстену.

Како би се омогућило сваком од котрљајних тела да бар једном оствари контакт са спољашњим прстеном у зони расподеле оптерећења, вратило мора да изврши ротацију већу од једног пуног круга.

Димензије испитиваног лежаја SKF 6310-2Z (Слика 6.11) преузете из [41] и MESYS инжењерског консултантског софтвера за прорачун котрљајних лежаја су:

- Пречник котрљајног тела (8 комада) 19mm
- Пречник кривине попречног пресека унутрашње и спољашње котрљајне стазе 19,81mm
- Пречник унутрашње котрљајне стазе 60,96mm
- Пречник спољашње котрљајне стазе 99,04mm

Уколико се занемари клизање, на основу димензија претходно наведених, да би направио један пун круг око централне осе лежаја, котрљајно тело мора да направи 5,2 пуна круга око сопствене осе. У истом периоду времена, осовина и унутрашњи прстен направе 1,63 пуна круга око централне осе лежаја (Слика 6.37 и 6.39). То значи да свака специфична тачка унутрашње котрљајне стазе је 1,63 пута чешће изложена оптерећењу од било које специфичне тачке котрљајне стазе спољашњег прстена.

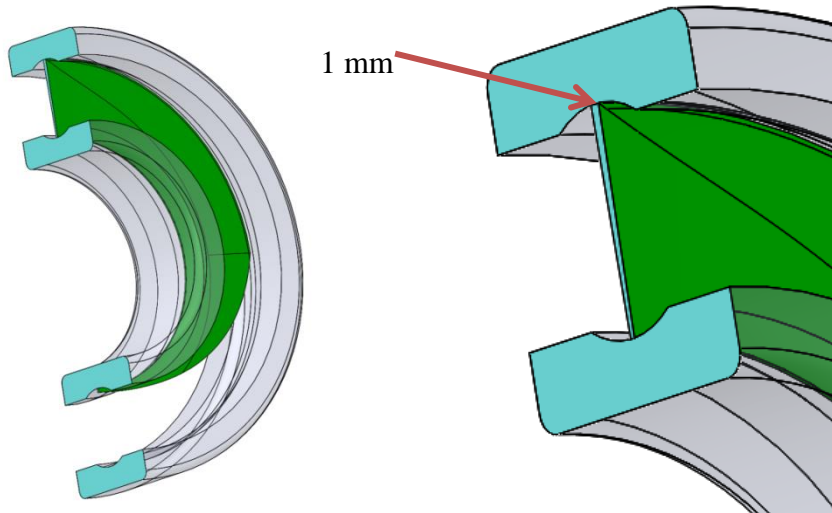
Унутрашња котрљајна стаза може бити изложена оптерећењу у било којој специфичној тачки обима кад год се та тачка налази у горњој половини лежаја - у зони дистрибуције оптерећења. Две тачке котрљајног тела и унутрашње котрљајне стазе које су у међусобном контакту на почетку зоне дистрибуције оптерећења имају различите брзине обртања око централне осе. Док котрљајно тело дође у позицију максималног оптерећења (90° ротације од почетне тачке где улази у зону дистрибуције оптерећења), специфична тачка унутрашње котрљајне стазе направи ротацију за $146,7^\circ$, што доводи до закључка да је угао расподеле оптерећења који је последица кретања једног специфичног котрљајног тела (Слика 6.39в) на унутрашњој котрљајној стази једнак:

$$2 \cdot (146,7^\circ - 90^\circ) = 113,4^\circ \quad (6.3)$$

Осам котрљајних тела, једно за другим, улазе у зону расподеле оптерећења са 45° угаоним размаком и они преносе оптерећења на унутрашњи прстен. Након што унутрашњи прстен и осовина изврше 1,63 пуна круга ротације, прво котрљајно тело је поново на позицији улаза у зону дистрибуције оптерећења. У току прве ротације котрљајног тела, свака тачка унутрашњег прстена је била изложена (од стране 2 или 3 котрљајна тела) величини од 40% номиналног оптерећења. Обзиром да клизање у реалности постоји, при учестаности обртања од 600 min^{-1} , један циклус траје мање од једне секунде, то значи да ће се у кратком периоду времена оптерећење на сваку тачку унутрашње стазе упросечити.

Закључак је да је идеалан облик вештачког тела, са аспекта генерисања и простирања топлоте следећи:

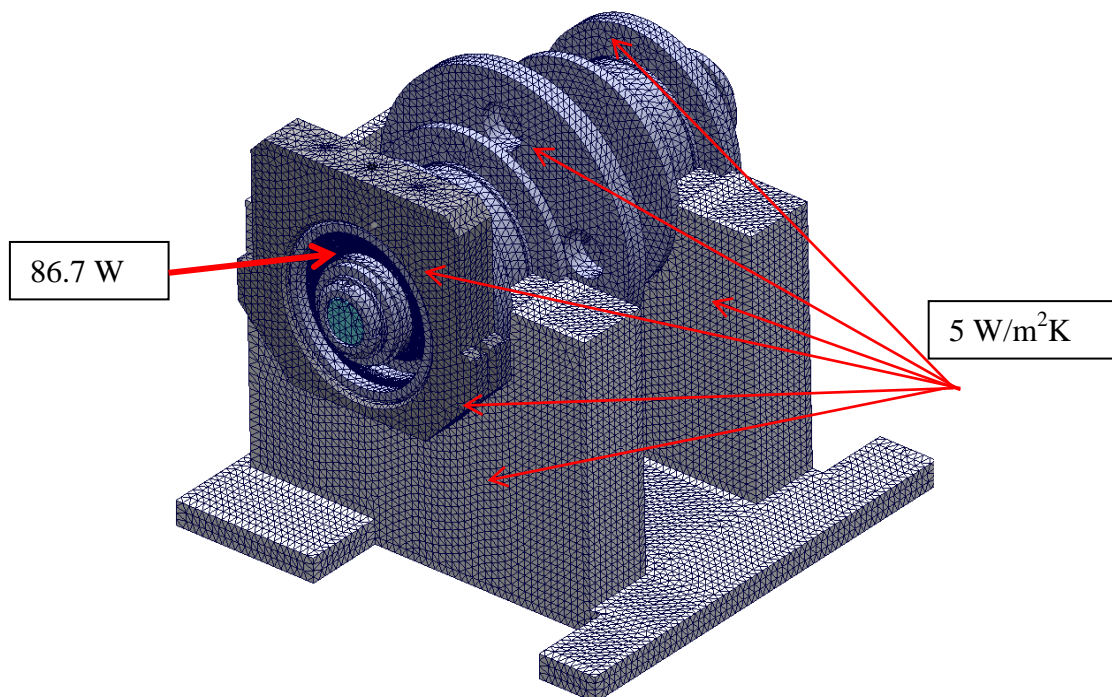
- Ширина контактне површине унутрашњег прстена је константна дуж обима и површина је 1,63 пута већа од површине контакта тела са спољашњим прстеном.
- Ширина контактне површине са спољашњим прстеном је највећа у највишој тачки (позиција $\pi/2$), и опада до нулте вредности у позицијама 0 и π . Ширина у највишој тачки одговара ширини Херцове елипсе површинског притиска и износи око 1mm.



Слика 6.40: Вертикални пресек вештачког тела-ширина контактне површине 1 mm

Табела 6.7: Почетни подаци за нумеричку анализу

Генерисани топлотни проток	86,7 W	Температура околине	20°C
Коефицијент прелаза топлоте према околном ваздуху	5 W/m ² K	Радијално оптерећење	6146 N
Коефицијент проводљивости топлоте - челик	43 W/mK	Учестаност обртања	925 min ⁻¹
Коефицијент проводљивости топлоте - полимер	0.2 W/mK		



Слика 6.41: Нумерички модел пробног стола

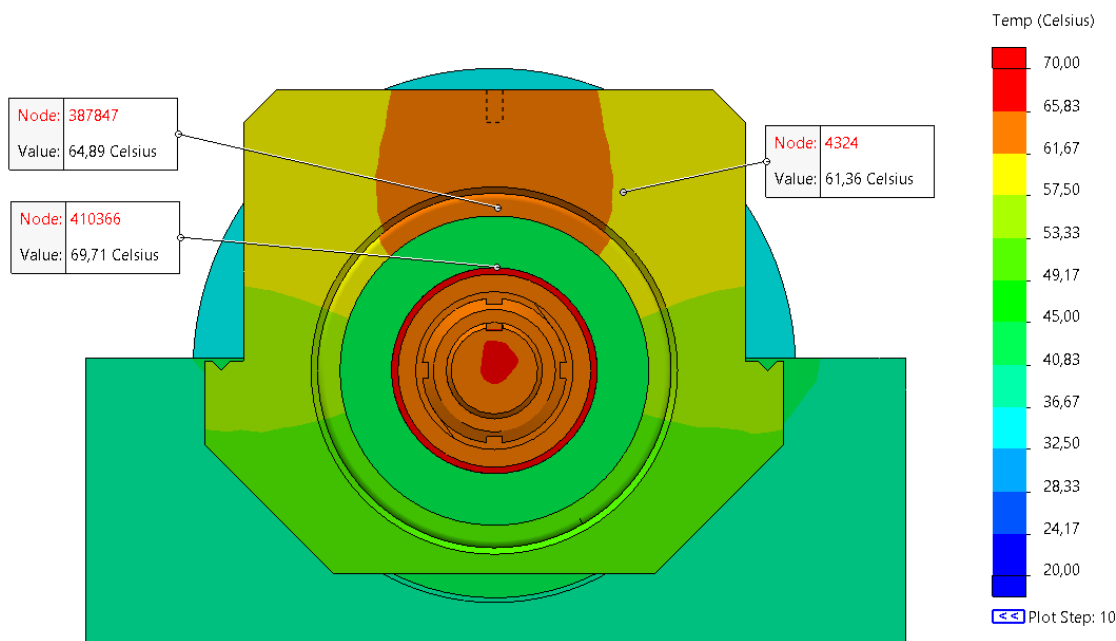
Нумерички модел пробног стола је приказан на Слици 6.41. Топлотни проток од од 86.7 W се генерише у делу склопа лежаја који одговара кавезу са куглицама. Прелаз топлоте са површина уређаја на околин у се остварује са свих слободних површина и износи $5 \text{ W/m}^2\text{K}$. Приказана мрежа коначних елемената на Слици 6.41 је најдетаљнија од 4 варијанте које су спроведене у циљу оцене конвергенције решења. На слици 6.42 је приказана промена израчунате температуре у највишој тачки спољашњег прстена лежаја. Уочава се да решење конвергира ка вредности 64.9°C већ код 1584720 степени слободе модела.

Бр.чвор	Бр.елем	Ст.слобод	Т сп.прст
222386	193023	667158	67.18
341068	179375	1023204	65.19
528240	320211	1584720	64.92
1061206	691409	3183618	64.9

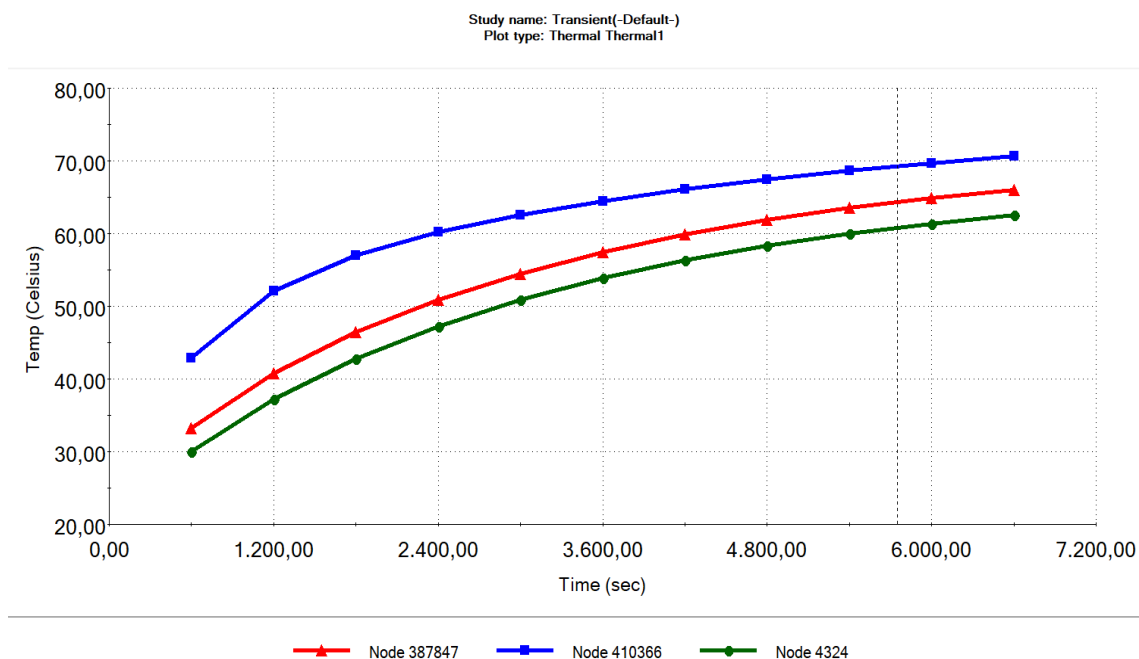


Слика 6.42: Конвергенција решења за прорачун температурског поља

Резултати нумеричке анализе стационараног стања температурског поља су приказани на Слици 6.43 за челично кућиште и на Слици 6.45 за кућиште од полимера. Протекло време у симулацији за челично кућиште је 7000 секунди, а за кућиште од полимера је 5000 секунди. Температурски дијаграми за истакнуте чворове су приказани на Слици 6.44 и Слици 6.46..

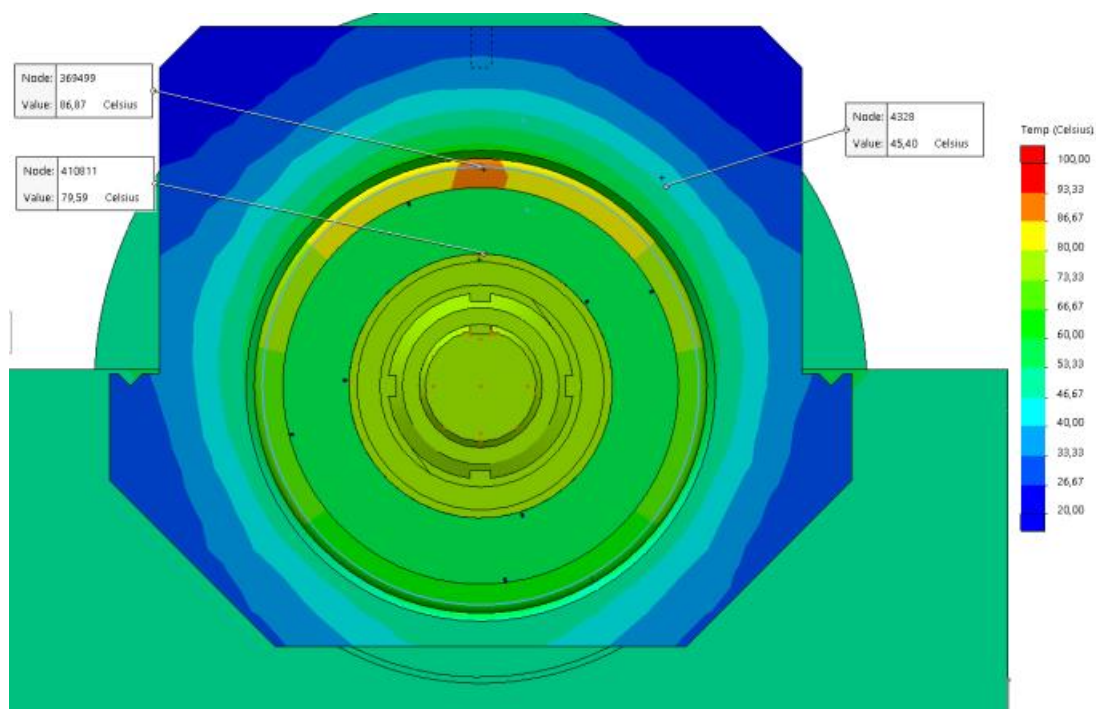


Слика 6.43: Резултат нумеричке анализе температурског поља за челично кућиште $6146 \text{ N} / 920 \text{ min}^{-1} / 7000 \text{ s}$

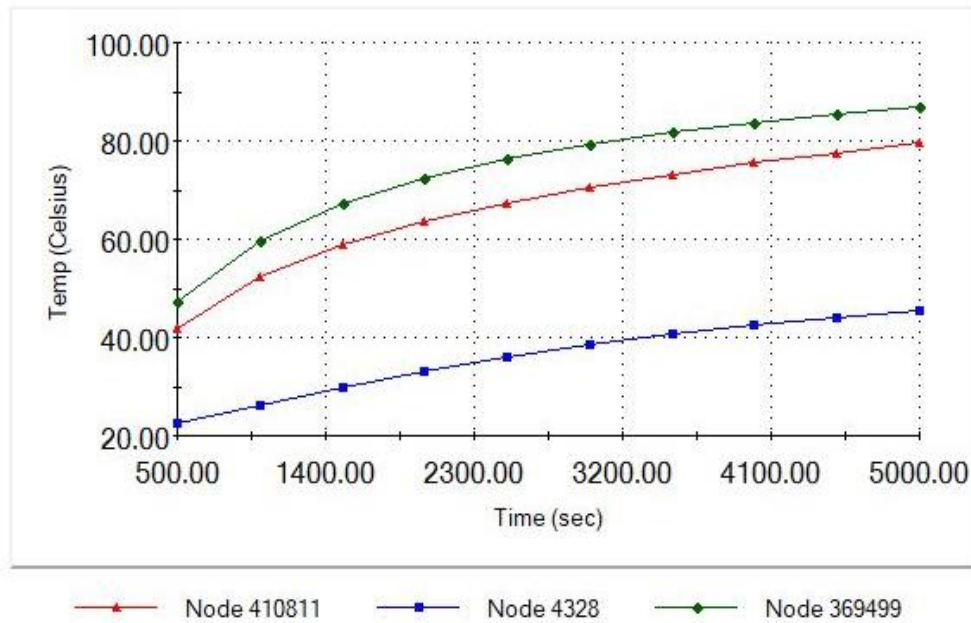


Слика 6.44: Дијаграм нумеричког прорачуна температурског поља - челично кућиште $6146 \text{ N} / 920 \text{ min}^{-1} / 7000 \text{ s}$

Истакнути чворови су тачка на бочној површини унутрашњег прстена, на бочној површини спољашњег прстена и температура бочне површине кућишта у тачки на месту уградње сензора температуре. Због мање топлотне проводљивости полимера, у односу на челик, потребно је мање времена да склоп уђе у стационарно стање температурског поља. Ово је разлог због чега нумеричка анализа у случају кућишта од полимера траје 2000 секунди краће.

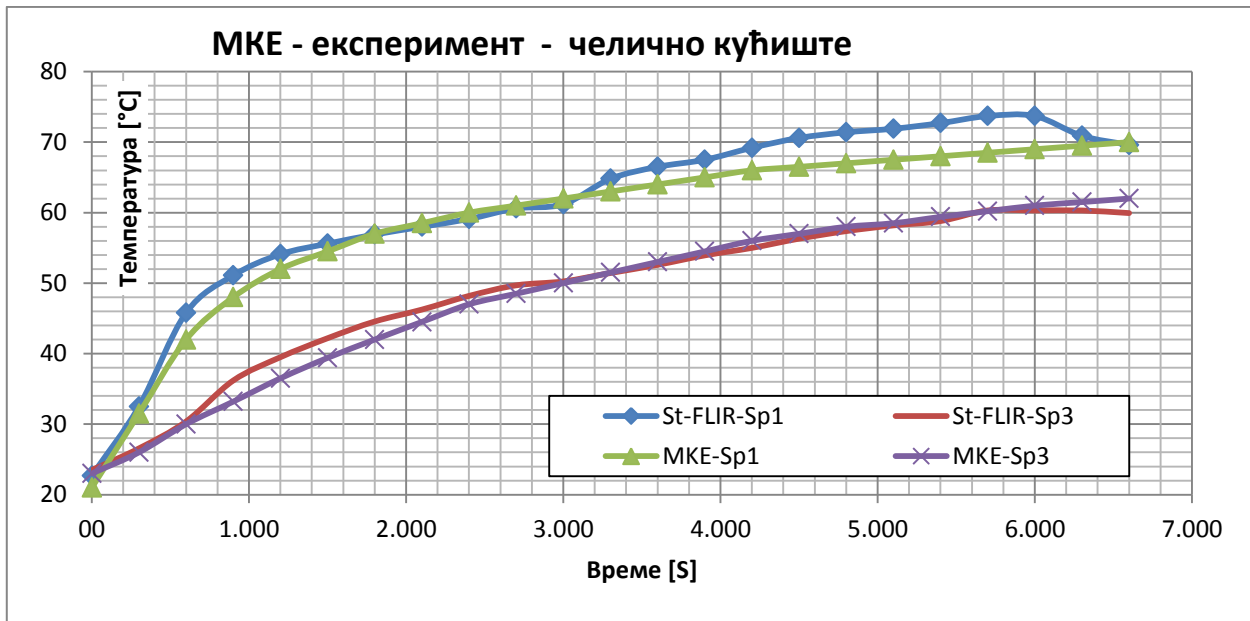


Слика 6.45: Резултати температурског поља за кућиште од полимера $6146 \text{ N} / 920 \text{ min}^{-1} / 5000 \text{ s}$

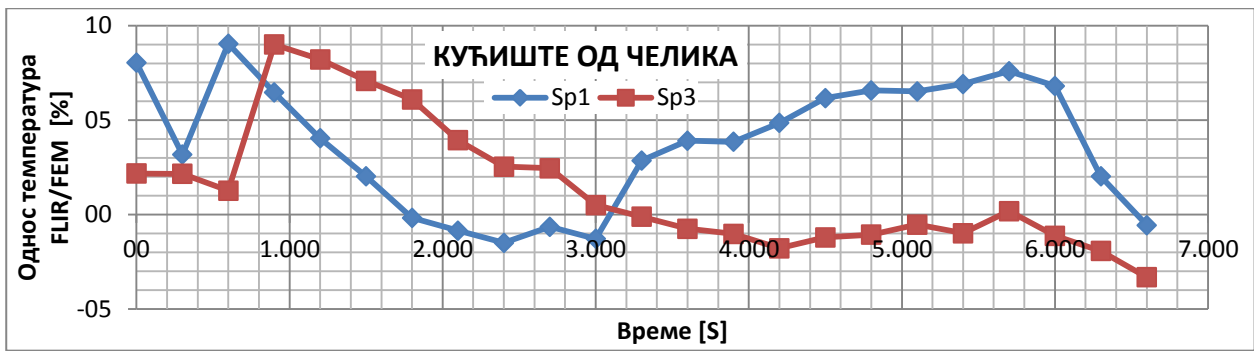


Слика 6.46: Дијаграм нумеричког прорачуна температурског поља за кућиште од полимера $6146 \text{ N} / 920 \text{ min}^{-1} / 5000 \text{ s}$

Дијаграми на Сликама 6.47 и 6.48 приказују поређење МКЕ (FEM - *Finite elements metode*) резултата са експерименталним резултатима температурског пораста (FLIR - термокамера) у два карактеристична чвора (бочна површина унутрашњег прстена - Sp1 и температура кућишта од челика на месту уградње сензора температуре - Sp3). Стандардно расипање резултата је од 1% до 10%.

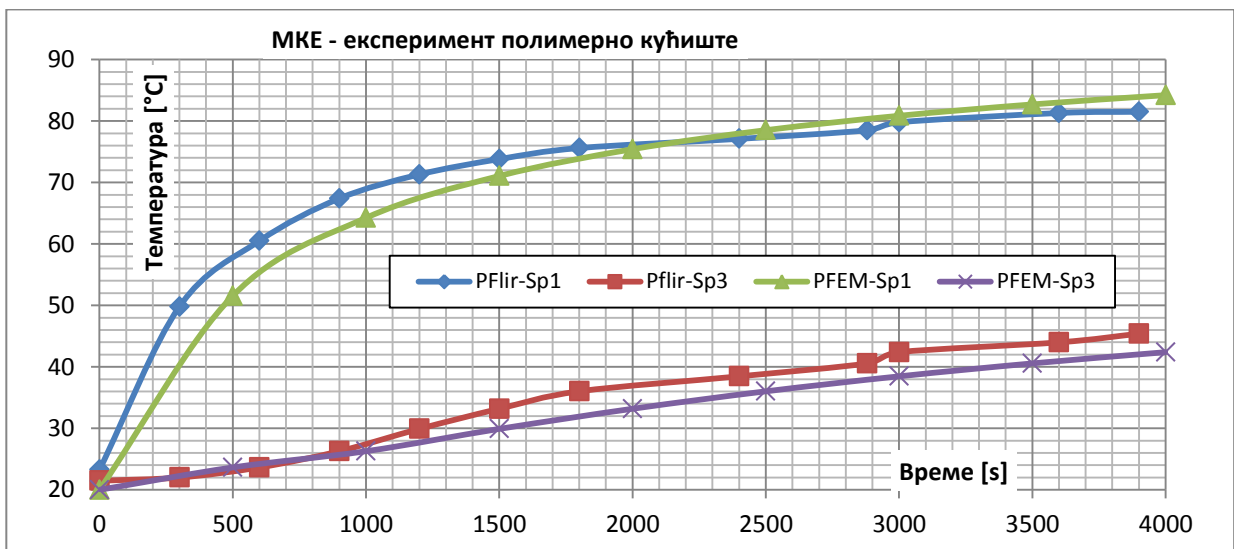


Слика 6.47: Поређење резултата нумеричког прорачуна са експерименталним резултатима за кућиште од челика

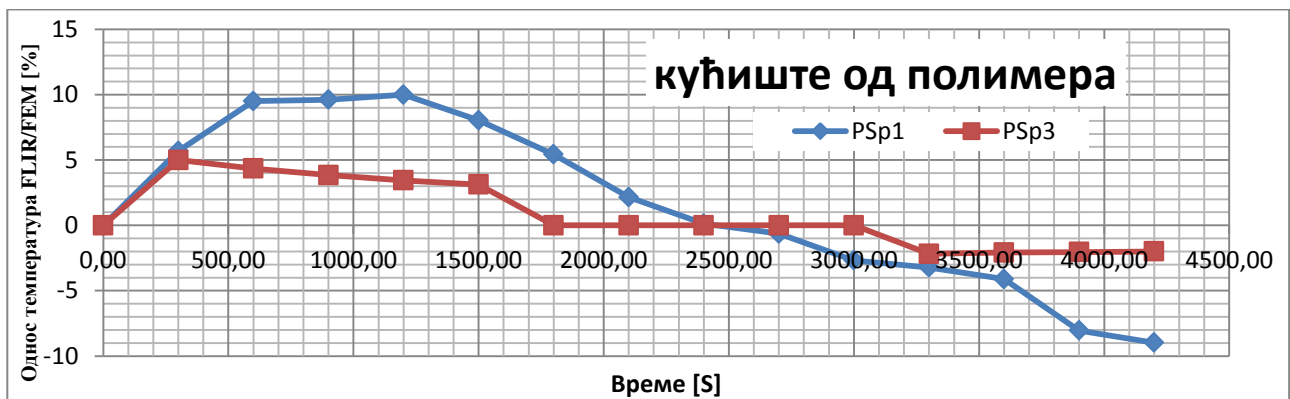


Слика 6.48: Однос резултата нумеричког прорачуна са експерименталним резултатима за кућиште од челика

Дијаграми на Сликама 6.49 и 6.50 приказују поређење МКЕ (FEM) резултата са експерименталним резултатима температурског пораста (FLIR) у два карактеристична чвора (бочна површина унутрашњег прстена - Sp1 и температура кућишта од полимера на месту уградње сензора температуре - Sp3). Стандардно расипање резултата је такође од 1% до 10%.



Слика 6.49: Поређење резултата нумеричког прорачуна са експерименталним резултатима за кућиште од полимера



Слика 6.50: Однос резултата нумеричког прорачуна са експерименталним резултатима за кућиште од полимера

Разлике температура, за обе врсте материјала кућишта лежаја, између нумеричких и експерименталних резултата су испод 10% . Стога се овакав прилаз пројектовању нових конструкција може сматрати прихватљивим. Експериментални резултати снимљени термокамером су потврдили да температурско поље има тенденцију простирања на начин који је очекиван на основу прорачуна МКЕ у софтверу *SolidWorks Cosmos*. Максималне температуре кућишта од полимера у тачкама мерења при максималном оптерећењу и при учестаности обртања од 920 min^{-1} (50% већој од радне учестаности) су биле испод 45°C , док је температура унутрашњег прстена била испод граничне температуре за литијумске масти од 120°C [39]. Ово потврђује да коришћење полимера у конструкцији носећих ваљака тракастог транспортера не изазива нежељени ефекат прегревања лежаја.

6.4. Одређивање преклопа у пресованом склопу лежаја и кућишта од полимера

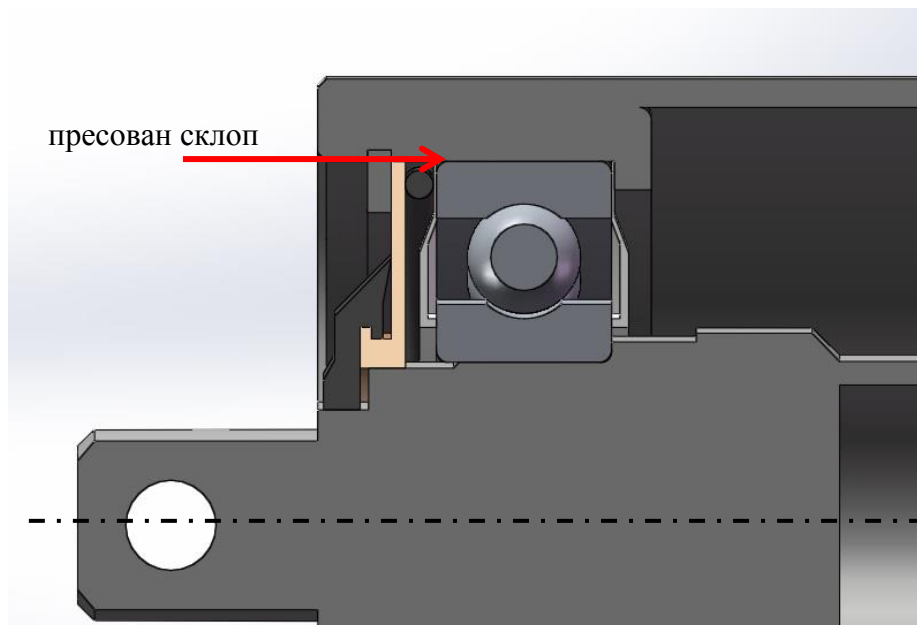
Транспортни ваљак нове конструкције садржи два кућишта лежаја израђена од полимера. Уградња лежаја у оваква кућишта мора по карактеристикама у потпуности одговарати техничким захтевима које морају да испуне кућишта од челика. Захтеви се односе на:

- Остваривање довољно великог преклопа у пресованом склопу, односно довољно велике силе растављања склопа, како у радним условима не би дошло до аксијалног или тангенцијалног међусобно релативног померања кућишта и спољашњег прстена уграђеног лежаја. Величина силе је дефинисана прописаном силом растављања склопа код челичног кућишта лежаја;
- Претходно поменута сила мора имати одговарајућу вредност у очекиваном радном опсегу температура и влажности ваздуха;
- Отпорност материјала полимерног кућишта на хемијски агресивну средину;
- Могућност вишеструке замене лежаја унутар полимерног кућишта. Вредност силе првог утискивања не треба бити превише висока како би монтажа била једноставна и како не би дошло до пластичних деформација кућишта у унутрашњости материјала. С друге стране, након више наизменичних утискивања и извлачења, сила треба да остане на довољно високом нивоу како би се испунио први наведен захтев.

Уградња се врши утискивањем спољашњег прстена лежаја у отвор кућишта. Чврсто налегање се обезбеђује преклопом. Обзиром да, за разлику од чврстог налегања челик-челик, у теорији нису дате препоруке за величине толеранцијских поља у чврстом налегању челик - полимер, неопходно је експериментално доћи до оних вредности толеранцијских поља која испуњавају претходно утврђене техничке захтеве. Обзиром да полимер има мањи модул еластичности, потребно је остварити већи преклоп од онога који је прописан за уградњу лежаја у челична кућишта.

Транспортни ваљак у склопљеном стању држе силе два пресована склопа челик - челик рукавца осовине и унутрашњег прстена лежаја, два пресована склопа полимер - челик отвора кућишта и спољашњег прстена лежаја и два пресована склопа полимер - челик спољашње површине кућишта лежаја и унутрашње површине челичног плашта. Спајање се врши уздужним пресовањем, односно механички, уз коришћење пресе. Спољашња површина утиснутог дела и унутрашња површина главчине поседују сопствене микронеравнине. У поступку склапања део неравнина се пластично деформише, а део еластично. Пластичне деформације, поред нагњечења материјала, могу довести и до откидања врхова неравнина. Након растављања склопа пластичне деформације остају неповратно, док еластичне

деформације нестају, тј. материјал се делимично враћа у првобитно стање. Приликом следећег склапања и растављања потребна је мања сила, зато што је пластичним деформацијама и заглађивањем површине делова дошло до смањивања преклопа.



Слика 6.51: *Позиција испитиваног пресованог склопа у ваљку*

Преклоп треба да спречи растављање склопа од стране дејства аксијалних сила које се јављају услед вибрација терета и траке, нарочито код бочних носећих ваљака тракастих транспортера. Такође, треба да обезбеди ротацију ваљка унутар лежаја, чак и при условима високог запрљања. Повећањем запрљања лежаја долази до пораста унутрашњег отпора котрљања унутар лежаја. Нов ваљак са разрађеним заптивачем без радијалног оптерећења има најмањи унутрашњи отпор. Након великог броја радних сати, услед замора материјала и одвајања микро делова котрљајних тела и котљајних стаза, као и продора нечистоћа и влаге из околне средине у мазиво, може доћи до блокаде, односно отказа лежаја. Претходно томе, долази до приметног пораста температуре у улежиштењу. То доводи до повећане могућности топљења полимерног кућишта. Подручије радних температура не прелази 80°C , тако да је неопходно да уграђен полимер има радни температурски опсег до 100°C како сигурно не би дошло до топљења полимера чак и условима почетне фазе отказа лежаја.

Обзиром да је оштећење транспортне траке најскупљи квар тракастог транспортера, како са аспекта цене самога дела, а тако и са аспекта заустављања дела постројења ради поправке, уградња полимерног кућишта може да одложи почетак овакве хаварије тиме што делимичним топљењем онемогућава појаву тренутне блокаде целог ваљка, јер се ваљак може окретати и око другог уграђеног лежаја још неко време. Блокада, у случају челичних ваљака, доводи до повећања трења између траке и челичног плашта ваљка са вредности трења котрљања до вредности трења клизања, при чему генерисана топлота уништава материјал траке.

Узевши све претходно у обзир, од два преклопа челик - полимер у склопу, већа тангенцијална сила и виша температура се појављују на мањем пречнику, односно на пресованом склопу спољашњег прстена лежаја и полимерног кућишта, па је овај пресовани склоп предмет експерименталног истраживања. Сила остварена пресованим склопом

искључиво путем еластичних деформација, након вишеструког монтирања и растављања склопа, мора бити довољно велика како би спречила релативно померање (тј. ротацију) кућишта са плаштом у односу на спољашњи прстен уграђеног лежаја. Ово све се односи на радне услове у којима је хоризонтални најоптерећенији носећи ваљак тракастог транспортера изложен максимално очекиваној радијалној сили која је последица тежине траке и терета, и где је задовољен потребан степен сигурности у условима високих температура и високих унутрашњег отпора лежаја услед високе запрљаности.

Сила којом се оптерећује пресовани склоп се састоји од аксијалне и тангенцијалне компоненте, и израчунава се путем израза [51]:

$$F = \sqrt{F_d^2 + F_t^2} \quad (6.4)$$

Степен сигурности везе пресованим склопом је дефинисан преко израза:

$$S_\mu = \frac{F_{\mu \min}}{F} \quad (6.5)$$

Вредност степена сигурности се мора кретати у следећим границама [51]:

$$1,1 \leq S_\mu \leq 1,25 \quad (6.6)$$

У претходном изразу минимална почетна сила трења $F_{\mu \min}$ се добија преко израза:

$$F_{\mu \min} = p_d \cdot A \cdot \mu_k \quad (6.7)$$

где је:

- p_d - вредност минималног површинског притиска;
- A - површина контакта у пресованом склопу $A = d \cdot \pi \cdot l$, где је d спољашњи пречник уграђеног лежаја, а l дужина ношења, односно ширина уграђеног лежаја умањена за димензију оборених ивица;
- μ_k - коефицијент трења при проклизавању (кинематски коефицијент између две површине у контакту које су у међусобно релативном кретању клизањем) за пресовани склоп челик-полимер без подмазивања у литератури није дат. Статички коефицијент трења представља максимални однос силе, која у мировању делује паралелно површинама два тела у контакту, и нормалне силе која је последица контакта. Постоје подаци за статички коефицијент трења $\mu_s = 0,33$ и за коефицијент трења при пресовању $\mu_p = 0,54$ [51]. Коефицијент трења при пресовању представља однос максималне силе пресовања и производа површине пресованог споја и горњег преклопа димензија делова у споју. Зависи од материјала, површинске обраде и подмазивања. Обзиром да за друге врсте материјала вредност траженог коефицијента није била испод вредности ових коефицијената, може се за даљи прорачун узети вредност од 0,3, која нешто нижа од минимално наведене у литератури, а тиме се повећава степен сигурности прорачуна.

Сила пресовања расте у току процеса пресовања до максималне силе, која се јавља на завршетку процеса, а непосредно пре наслањања утискиваног дела о наслон на кућишту. Одређује се помоћу обрасца:

$$F_{p \max} = p_g \cdot A \cdot \mu_p \quad (6.8)$$

Сила раздвајања пресованог склопа нагло расте у самом почетку процеса истискивања утиснутог дела. У тој почетној фази склоп се еластично деформише док вредност силе не достигне максималну вредност. У том тренутку процес истискивања почиње. Током процеса истискивања сила се постепено смањује до нулте вредности.

$$F_{s \max} = p_g \cdot A \cdot \mu_s \quad (6.9)$$

У претходна два израза p_g представља вредност горњег површинског притиска. Горња и доња вредност површинског притиска се израчунавају помоћу израза:

$$p_g = \varepsilon_g \cdot E \text{ и } p_d = \varepsilon_d \cdot E \quad (6.10)$$

Еквивалентни модул еластичности E је функција модула еластичности челика и полимера, димензија пресованог склопа и Поасоновог коефицијента.

$$\frac{1}{E} = \frac{k_{plastike}}{E_{plastike}} + \frac{k_{čelika}}{E_{čelika}} \quad (6.11)$$

$$k_p = \frac{1 + \left(\frac{d_{p,u}}{d_{p,s}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{p,u}}{d_{p,s}}\right)^2} + \nu_p \quad (6.12)$$

$$k_{\check{c}} = \frac{1 + \left(\frac{d_{\check{c},u}}{d_{\check{c},s}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{\check{c},u}}{d_{\check{c},s}}\right)^2} - \nu_{\check{c}} \quad (6.13)$$

У претходним изразима фигуришу пречници унутрашњи и спољашњи полимерног кућишта ($d_{p,u}$, $d_{p,s}$), пречници унутрашњи и спољашњи челичног спољашњег прстена лежаја ($d_{\check{c},u}$, $d_{\check{c},s}$), као и Поасонови коефицијенти за полимер (0,4) и челик (0,3).

Релативни преклоп ε је функција ефективног преклопа и пречника пресованог споја.

$$\varepsilon = \frac{P_{ef}}{d} \quad (6.14)$$

$$P_{efg} = |P_g| - 2\varphi(R_p + R_{\check{c}}) \quad (6.15)$$

$$P_{efd} = |P_d| - 2\varphi(R_p + R_{\check{c}}) \quad (6.16)$$

У претходним изразима фигуришу горњи и доњи преклоп пресованог склопа (P_g , P_d), фактор поравнања неравнина за уздужно пресовање $\varphi = 0,6$ и средње аритметичко одступање профила R_a , које представља средњу аритметичку вредност одстојања свих тачака ефективног профила од средње линије на референтној дужини. У случају полимера и челика у изразима се за ову физичку величину користе ознаке R_p и $R_{\check{c}}$.

По препорукама произвођача ПРИМ и FAG [6] код уградње лежаја у челично кућиште носећег ваљка препоручена толеранција налегања за спољашњи пречник кугличног лежаја 6310 димензије 110mm износи М7/ћ5. За дату препоручену толеранцију налегања и пречник из литературе се за прорачун узимају следећи подаци:

$$D_g = 110 + 0 = 110 \text{ mm} \quad (6.17)$$

$$D_d = 110 - 0,035 = 109,965 \text{ mm} \quad (6.18)$$

$$d_g = 110 - 0 = 110 \text{ mm} \quad (6.19)$$

$$d_d = 110 - 0,015 = 109,985 \text{ mm} \quad (6.20)$$

За висину толеранцијског поља кућишта од 35 μm , и пречника од 110 mm, бира се тачност израде IT7, и класа храпавости N7. На основу ових података, за висину неравнина површине отвора кућишта се усваја вредност:

$$R_k = 1,6 \mu\text{m}$$

За висину толеранцијског поља лежаја од 15 μm , и пречника од 110 mm, бира се тачност израде IT5, и класа храпавости N5. На основу ових података, за висину неравнина површине спољашњег пречника лежаја се усваја вредност:

$$R_l = 0,4 \mu\text{m}$$

$$P_{efg} = |P_g| - 2\varphi(R_p + R_\xi) = 0,035 - 2 \cdot 0,6(0,0016 + 0,0004) = 0,0326 \mu\text{m} \quad (6.21)$$

Помоћне величине за прорачун челичног кућишта (у индексу "čk") и челичног прстена лежаја (у индексу "čl") су

$$k_{\check{k}} = \frac{1 + \left(\frac{d_{\check{c},u}}{d_{\check{c},s}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{\check{c},u}}{d_{\check{c},s}}\right)^2} + \nu_{\check{c}} = \frac{1 + \left(\frac{110}{159}\right)^2}{1 - \left(\frac{110}{159}\right)^2} + 0,3 = 3,14 \quad (6.22)$$

$$k_{\check{l}} = \frac{1 + \left(\frac{d_{\check{c},u}}{d_{\check{c},s}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{\check{c},u}}{d_{\check{c},s}}\right)^2} + \nu_{\check{c}} = \frac{1 + \left(\frac{95,905}{110}\right)^2}{1 - \left(\frac{95,905}{110}\right)^2} - 0,3 = 7,04 \quad (6.23)$$

У претходном изразу вредност 95,905 mm представља аритметичку средину пречника средине котрљајне стазе од 99,050 mm и пречника краја котрљајне стазе од 92,76 mm. Димензије су преузете из [41] и MESYS инжењерског консултантског софтвера за прорачун котрљајних лежаја. Еквивалентни модул еластичности склопа износи:

$$\frac{1}{E} = \frac{k_{\check{k}}}{E_{\check{c}}} + \frac{k_{\check{l}}}{E_{\check{c}}} = \frac{3,14 + 7,04}{2,1 \cdot 10^5} = \frac{10,18}{2,1 \cdot 10^5} \Rightarrow E = \frac{2,1}{20,715} \cdot 10^5 = 0,2 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.24)$$

Горњи ефективни преклоп је:

$$\varepsilon_g = \frac{P_{efg}}{d} = \frac{0,0326}{110} = 0,0002964 \quad (6.25)$$

Површински притисак горњи износи:

$$p_g = \varepsilon_g \cdot E = 0,0002964 \cdot 0,2 \cdot 10^5 = 5,928 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.26)$$

На основу ширине лежаја од 27 mm, површина налегања износи:

$$A = d \cdot \pi \cdot l = 110 \cdot 3,14 \cdot 27 = 9330,5 \text{ mm}^2 \quad (6.27)$$

У претходном изразу од укупне ширине лежаја нису одузети радијуси заобљења на крајевима спољашњег прстена јер се тиме повећава степен сигурности прорачуна. Сходно свему претходно израчунатом, силе пресовања, односно раздвајања, износе:

$$F_{p \max} = p_g \cdot A \cdot \mu_p = 5,928 \cdot 9330,5 \cdot 0,05 = 2765 \text{ N} \rightarrow 282 \text{ kg} \quad (6.28)$$

$$F_{s \max} = p_g \cdot A \cdot \mu_s = 5,928 \cdot 9330,5 \cdot 0,08 = 4424 \text{ N} \rightarrow 450 \text{ kg} \quad (6.29)$$

Две претходно израчунате вредности сила представљају силе које су последица налегања прописаног стандардом за ову намену. Експериментом је потребно одредити који преклоп полимер-челик даје силе утискивања и истискивања које се крећу у сличном распону. Треба имати у виду да су полимери значајно више склони пузању и промени модула еластичности са температуром. Вредности добијене експериментом требају тек након неколико серија утискивања и истискивања да буду сличне претходно израчунатим. То је зато што се планира могућност вишеструке замене лежаја у току експлоатације, а приликом сваког растављања пресованог склопа, и поновног састављања ,средње аритметичко одступање профила се смањује. Експеримент ће имати онолико серија све док силе утискивања и истискивања не буду блиске вредностима из претходне серије испитивања, односно све док опадање вредности сила из серије у серију не постане занемарљиво мало, из чега се може закључити да наредни вишеструки циклуси испитивања неће имати значајан утицај на даље смањивање поменутих сила.

За експеримент је израђено укупно 12 узорак полимерних прстенова од материјала полиамида 6 (РА6) [52], унутрашњег пречника 110 mm (који одговара спољашњем пречнику лежаја SKF6310), спољашњег пречника 150 mm и дебљине 30 mm.

Табела 6.8: Димензије узорака кућишта РА6

Ознака	102	202	302	103	203	303
Жељени преклоп	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3
Максимална димензија	109,87	109,9	109,92	109,79	109,64	109,75
Минималана димензија	109,97	110,0	110	109,85	109,78	109,88
Средња димензија	109,92	109,95	109,96	109,82	109,71	109,815
Преклоп	0,08	0,05	0,04	0,18	0,29	0,185
Средњи преклоп у класи	0,057			0,218		
Ознака	104	204	304	105	205	305
Жељени преклоп	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5
Максимална димензија	109,68	109,61	109,59	109,51	109,50	109,52
Минималана димензија	109,74	109,74	109,68	109,57	109,62	109,60
Средња димензија	109,71	109,675	109,635	109,54	109,56	109,56
Преклоп	0,29	0,325	0,365	0,46	0,44	0,44
Средњи преклоп у класи	0,327			0,447		

Почетна идеја је била да се израде по три узорка прстена у свакој класи толеранције. Класе су означене последњим бројевима 02, 03, 04 и 05. Узроци су означени са тенденцијом да се остваре преклопи који поменути класа прстенова остварује са спољашњим пречником лежаја од 200, 300, 400 односно 500 микрометара. Стварни преклопи одступају од планираних и дати су у Табели 6.8. Приказане вредности почетног максималног и почетног минималног преклопа су одређене након више узастопних мерења унутрашњег пречника из различитих праваца, где су у табели приказане само екстремне вредности у међусобно две управне равни. Ово је урађено из разлога да би се проценила овалност која је последица нетачности израде.

Свим узорцима је испитана тврдоћа по Шор А (Shore A) методи на десет произвољно изабраних тачака. Поменути метода се успешно користи за испитивање тврдоће различитих врста полимерних и гумених машинских делова. За испитивање је коришћен уређај Sauter приказан на Слици 6.52, а резултати су дати у Табели 6.9. Из резултата се може закључити да није било значајних одступања у тврдоћи материјала од очекиваних, као и да су добијене вредности уједначене.

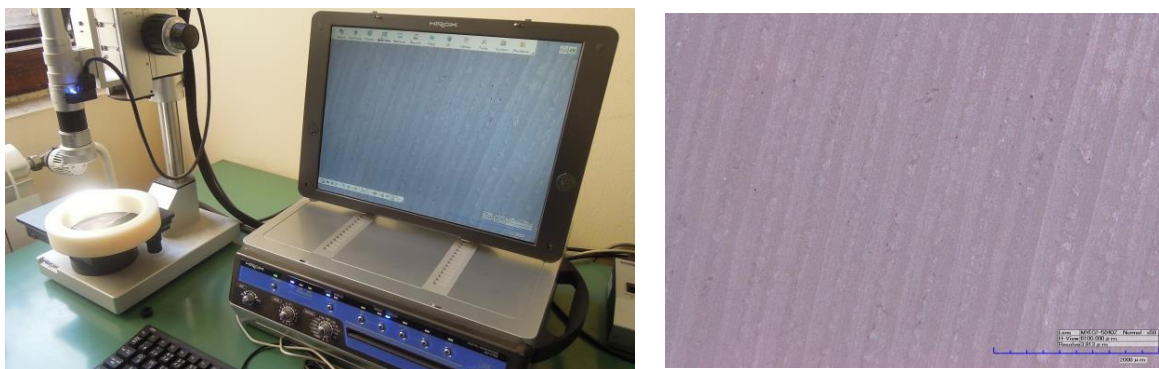


Слика 6.52: Мерење тврдоће узорака кућишта

Табела 6.9: Резултати тврдоће по Shore A методи

Број мерења	103	203	303	104	204	304	105	205	305
1	68,9	79,6	88,3	59,5	75,6	82,8	72,8	78,5	76,2
2	75,5	80,5	63,3	55,2	73,2	64,1	71,4	78,7	83,8
3	70,4	85,5	74,2	66,7	57,2	59,8	69,6	78,3	78,3
4	66,7	64,1	67,5	72,3	81,8	61,9	76,5	74,6	74,9
5	76,2	78,7	57,7	55,3	61,2	78,1	62,2	73,3	73,7
6	63,1	78,1	76,6	70,7	71	70,2	58,5	88,5	73,6
7	72	74,9	72	72,2	59,3	72,1	59,6	83,1	73,8
8	68,1	54,9	79,9	74,5	71,3	80,7	71,3	73,4	70,4
9	77,1	68,1	65,8	60,2	83,4	68,9	71,7	85,4	75,1
10	66,5	70,5	77,3	63	68,4	73,3	74,2	72,2	70,4
11	60,4	74,7	80,1	64,4	63,6	74,3	-	-	-
Ср.вред.	69,5	73,6	73,0	64,9	69,6	71,5	68,8	78,6	75,0

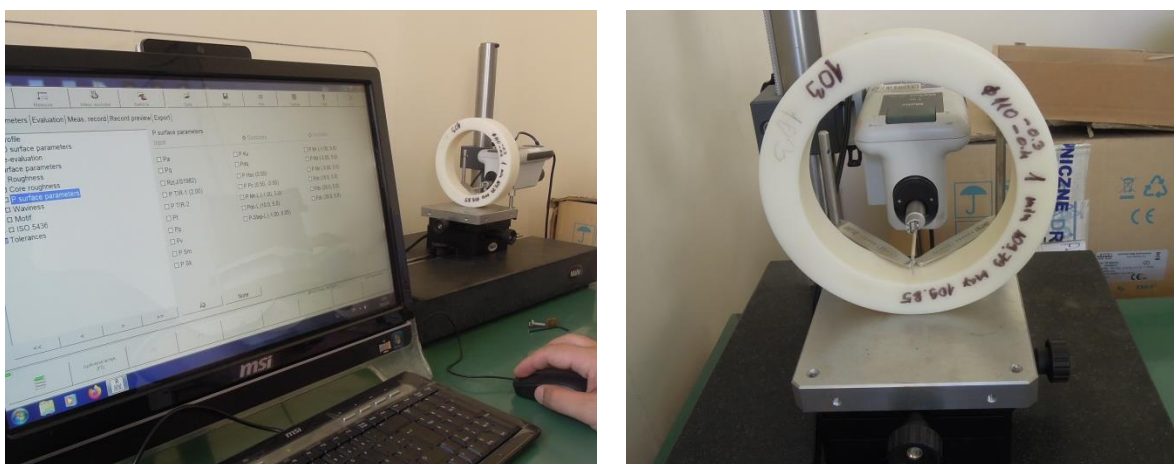
Површина узорака је испитана на микроскопу произвођача Нігох (Слика 6.53). Нису откривене никакве микро пукотине које би утицале на квалитет израде узорака.



Слика 6.53: Испитивање површине узорка на микроскопу (лево) и слика површине узорка под увећањем (десно)

Пре првог утискивања лежаја одређена је и површинска храпавост узорка. За испитивање је коришћена опрема произвођача Mahr ознаке MarSurfSD26 приказана на Сlici 6.54. У складу са упутством опреме за испитивање, за очекиване вредности средњег аритметичког одступања профила од $R_a = 2 \div 10 [\mu m]$ изабрани су следећи параметри за испитивање:

- Дужина мерења 17,5mm;
- Дужина одсецања 2,5mm;
- Брзина мерења 0,5mm/s;
- Интервал мерења 1,5 μm .



Слика 6.54: Испитивање храпавости

Испитивање храпавости је одређивано након сваког циклуса утискивања и избијања лежаја како би се одредила динамика смањивања неравнина и одредила апроксимативна крајња вредност на коју наредни циклуси утискивања и избијања више немају утицаја. Резултати мерења храпавости су приказани у Табели 6.9.

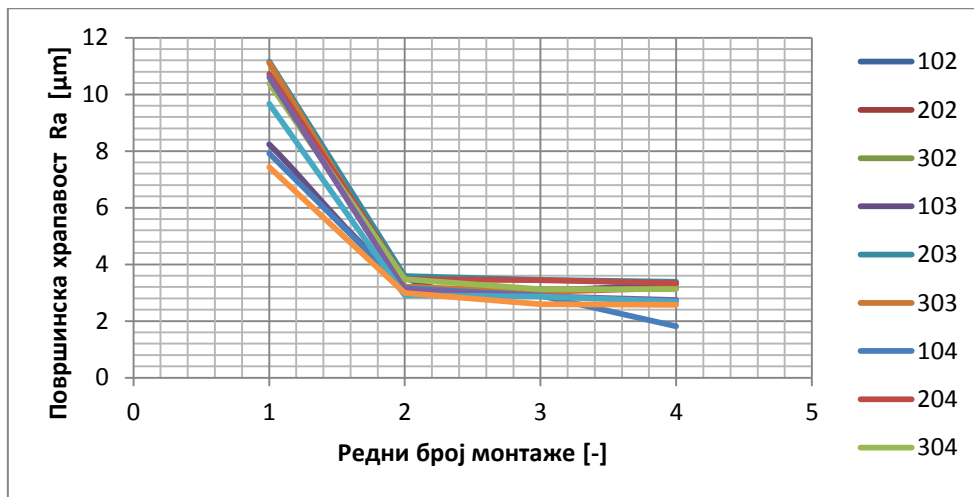
На основу приказаних резултата у табели, закључује се да је разлика између последња два мерења мања од 10% за 8 од 9 узорака. Приметно је да је сваки трећи резултат већи него у претходној серији испитивања за од 0,1% до 6,2%. Ово је последица чињенице да стање површинске храпавости није мерено сваки пут на истом правцу узорка, тако да се на различитим правцима разликује по неколико процената.

Табела 6.10: Резултати средњег аритметичког одступања профила

	Површинска храпавост $R_a[\mu m]$				
	Пре тестирања	Након 2. циклуса	Након 3. циклуса	Након 4. циклуса	Разлика последња два теста [%]
102	9.723		3.201		
202	10.550		2.574		
302	9.382		2.841		
103	8.238	3.551	3.119	3.313	+ 6,22
203	11.158	3.587	3.454	3.388	- 1,91
303	11.114	3.218	3.023	3.168	+ 4,79
104	7.921	3.156	2.893	1.814	- 37,297
204	10.720	3.479	3.442	3.338	- 3,022
304	10.386	3.471	3.125	3.128	+ 0,096
105	10.602	3.102	2.871	2.741	- 4,52
205	9.662	2.912	2.869	2.687	- 6,34
305	7.428	2.992	2.596	2.576	- 0,77

Ово значи да је требало, са аспекта веће тачности мерења, урадити мерење храпавости детаљније на више праваца који су међусобно угаоно померени у односу на осу кућишта. Дијаграм опадања вредности средњег аритметичког одступања је приказан на Слици 6.55 и закључује се да се вредност највише мења након првог циклуса испитивања, а већ након трећег циклуса конвергира ка вредности од $3\mu m$. Може се закључити да наредни циклуси испитивања не доприносе превеликој промени површинске топографије материјала.

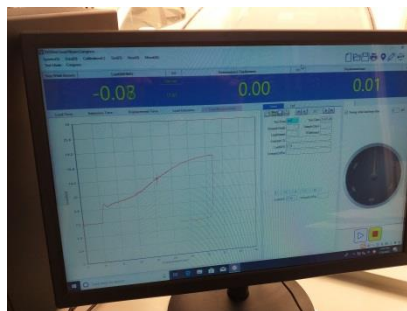
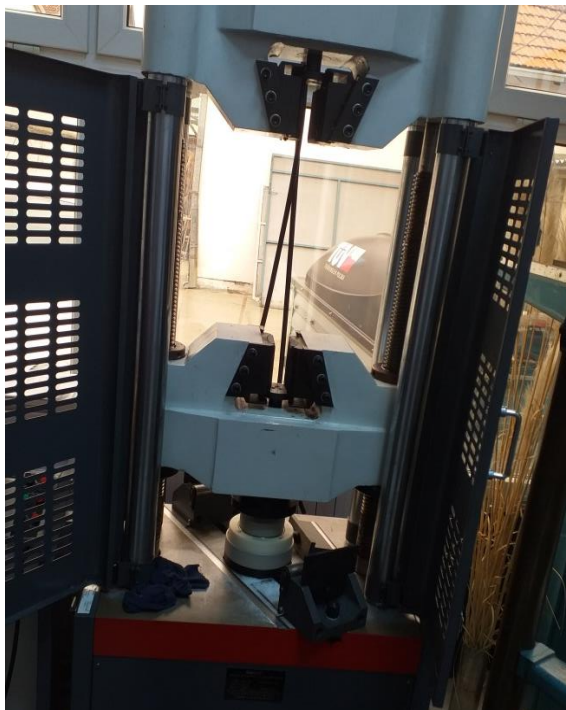
За узорке 102, 202 и 302 је храпавост одређена само још једном након трећег циклуса избијања лежаја, из разлога зато што су већ у другом циклусу испитивања силе растављања склопа показивале четвороструко ниже вредности од потребне минималне вредности од 2212 N, дефинисане у изразу 6.29.



Слика 6.55: *Опадање вредности средњег аритметичког одступања профила кроз циклусе испитивања*

Обзиром да је очекивана вредност силе утискивања и избијања била блиска вредности од 20000 N, а техничке могућности у лабораторији Машинског факултета су ограничене такође на око 10000 N, одлучено је да се прва серија испитивања изврши у радионици фирме "РД Дијагностика" на кидалици "Instron 150 kN" (Слика 6.56), чија максимално могућа остварена сила сигурно вишеструко превазилази могуће вредности за овакву врсту склопа. За анализу података коришћен је софтвер "EVOtest Sand Plasm Compress".

Као што је претходно речено, узорци обележени ознакама 102, 202 и 302 су након прве серије испитивања одбачени из разлога што су приликом првог тестирања на кидалици "Instron 150kN" показали јако ниску силу пресовања и избијања, јер је код ових узорка остварен мањи преклоп од планираних 200µm преклопа.



Слика 6.56: *Утискивање и избијање лежача у првој серији испитивања на кидалици "Instron 150kN"*

Свака унутрашња мера је очитана помоћу пет мерења из различитих углова (Табела 6.11).

Табела 6.11: Унутрашње мере кућишта класа 02 и 03 после прве серије испитивања

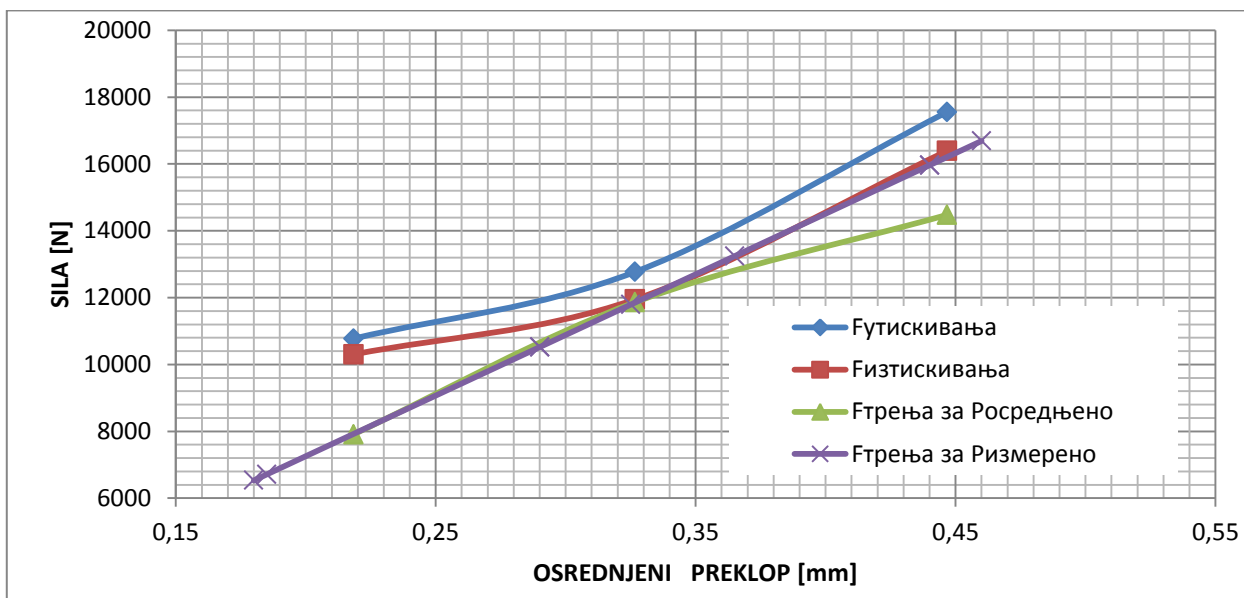
Ознака	102	202	302	103	203	303
Мера 1	109,93	109,95	109,96	109,92	109,89	109,9
Мера 2	110,03	109,96	110	109,95	109,92	109,84
Мера 3	110,03	109,89	109,96	109,87	109,91	190,91
Мера 4	109,97	109,99	110	109,91	109,89	109,83
Мера 5	109,95	109,98	110,10	109,92	109,93	109,94
Средња мера	109,98	109,95	109,98	109,91	109,91	109,86
Средњи преклоп	0,018	0,046	0,014	0,086	0,092	0,136
Средњи преклоп у класи	0,026			0,105		

Табела 6.12: Унутрашње мере кућишта класа 04 и 05 после прве серије испитивања

Ознака	104	204	304	105	205	305
Мера 1	109,75	109,66	109,72	109,5	109,55	109,57
Мера 2	109,70	109,70	109,74	109,6	109,53	109,57
Мера 3	109,79	109,68	109,76	109,55	109,57	109,62
Мера 4	109,75	109,70	109,71	109,53	109,56	109,66
Мера 5	109,84	109,65	109,75	109,52	109,57	109,61
Средња мера	109,77	109,68	109,736	109,54	109,56	109,606
Средњи преклоп	0,234	0,322	0,264	0,460	0,444	0,394
Средњи преклоп у класи	0,273			0,433		

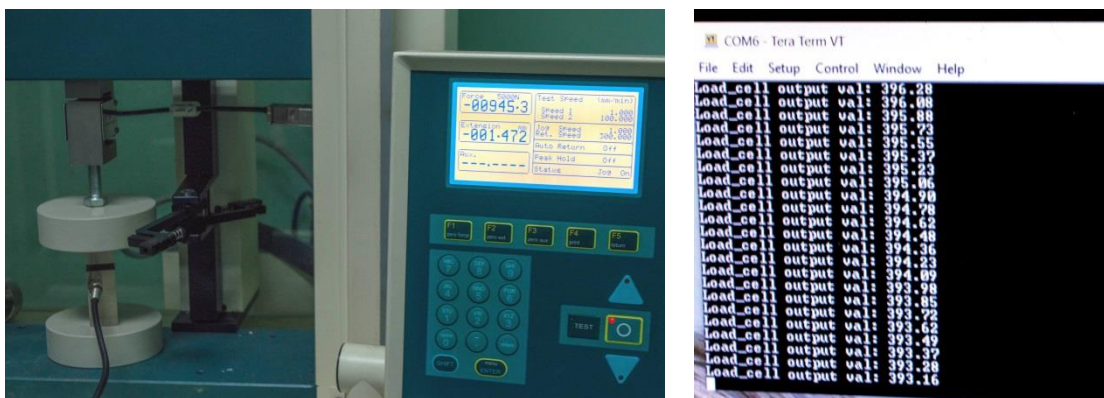
Резултати максималних просечних сила утискивања и избијања за 03, 04 и 05 класе узорака су приказани плавом, односно црвеном, линијом у дијаграму на Слици 6.57. Вредности сила растављања склопа су ниже од сила пресовања због поравнавања неравнина у поступку пресовања. Обе линије показују тенденцију линеарности са већим одступањем код мањег

преклопа. Зеленом линијом су приказане вредности сила трења добијене теоријским прорачуном за осредњени преклоп по групама. Љубичастом бојом су приказане теоријске вредности сила трења за сваки од остварених преклопа појединачно. Са дијаграма се види да су измерене вредности сила одступале од теоријских вредности у распону од 4% до 24%. На основу добијених вредности закључено је да се наредне итерације експеримената могу наставити у лабораторији Машинског факултета, обзиром на чињеницу да су добијене вредности сила у првом испитивању испод 20000 N, са тенденцијом опадања кроз наредне итерације.



Слика 6.57: Дијаграм максималних сила утискивања и избијања лежаја на кидалици "Instron 150kN"

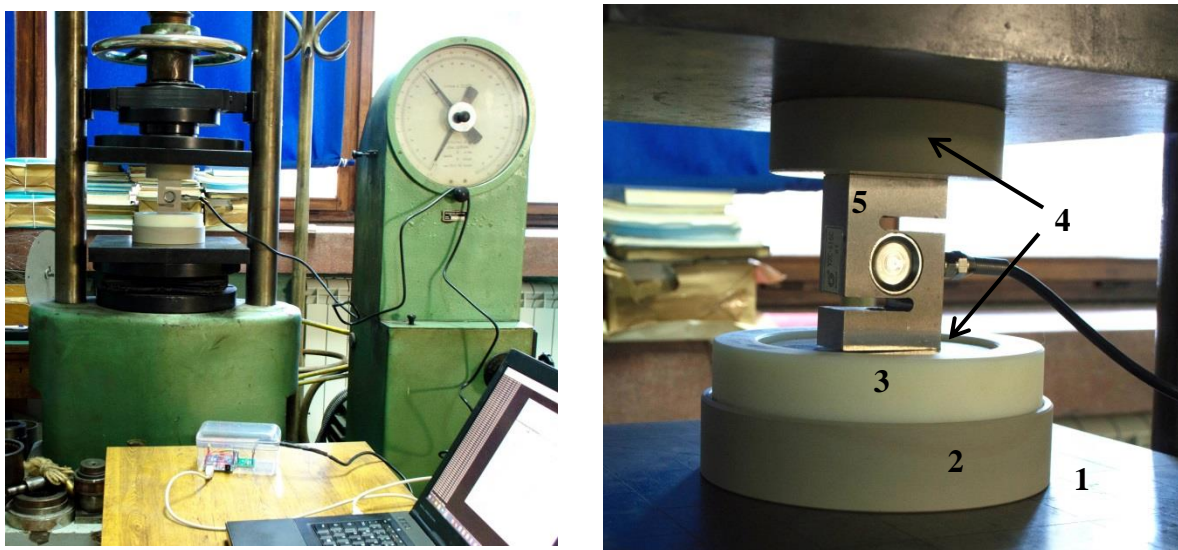
Наставак експеримента је рађен на преси ЗИМ Минприбор СССР, ознаке ПСУ-50, у оквиру лабораторије ЛИМЕС, Машинског факултета у Београду. Преса је коришћена као механизам са ручним притезањем, а за мерење силе је коришћен систем за аквизицију Arduino UNO R3 - ATmega328-16MHz који је детаљно описан у претходном потпоглављу 6.3.2 и давач силе YZC-516C 2t—S type, произвођача Guangdong South China Sea Electronic Measuring Technology Co. Ltd.



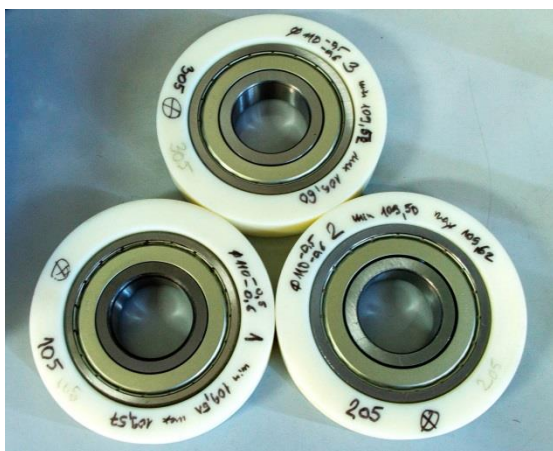
Слика 6.58: Баждарење давача YZC-516C 2t—S type

Претходно је извршено баждарење сензора силе генерисањем контролисане силе притиска на микрокидалици (Слика 6.58) за испитивање затезне чврстоће произвођача Тиниус Олсен (Tinius Olsen) модел Н10К са максималном силом затезања (притиска) од 10кN. Провера је извршена у неколико серија тестирања, и опрема је показала задовољавајући ниво прецизности.

Опрема је затим монтирана на пресу (Слика 6.59) и ручно је поништен зазор до појаве прве силе која је регистрована давачем. Од тог тренутка притезање је вршено поступно. Сваки корак је чинио угао од приближно 60° ротације ручног точка. У ту сврху је извршено обележавање, тј. подела кружне ручице за притезање на шест једнаких сегмената. Након сваког корака правила се пауза од неколико секунди да се вредност силе стабилизује и читају вредности. Узорци су тестирани на температури околине од приближно 25°C .

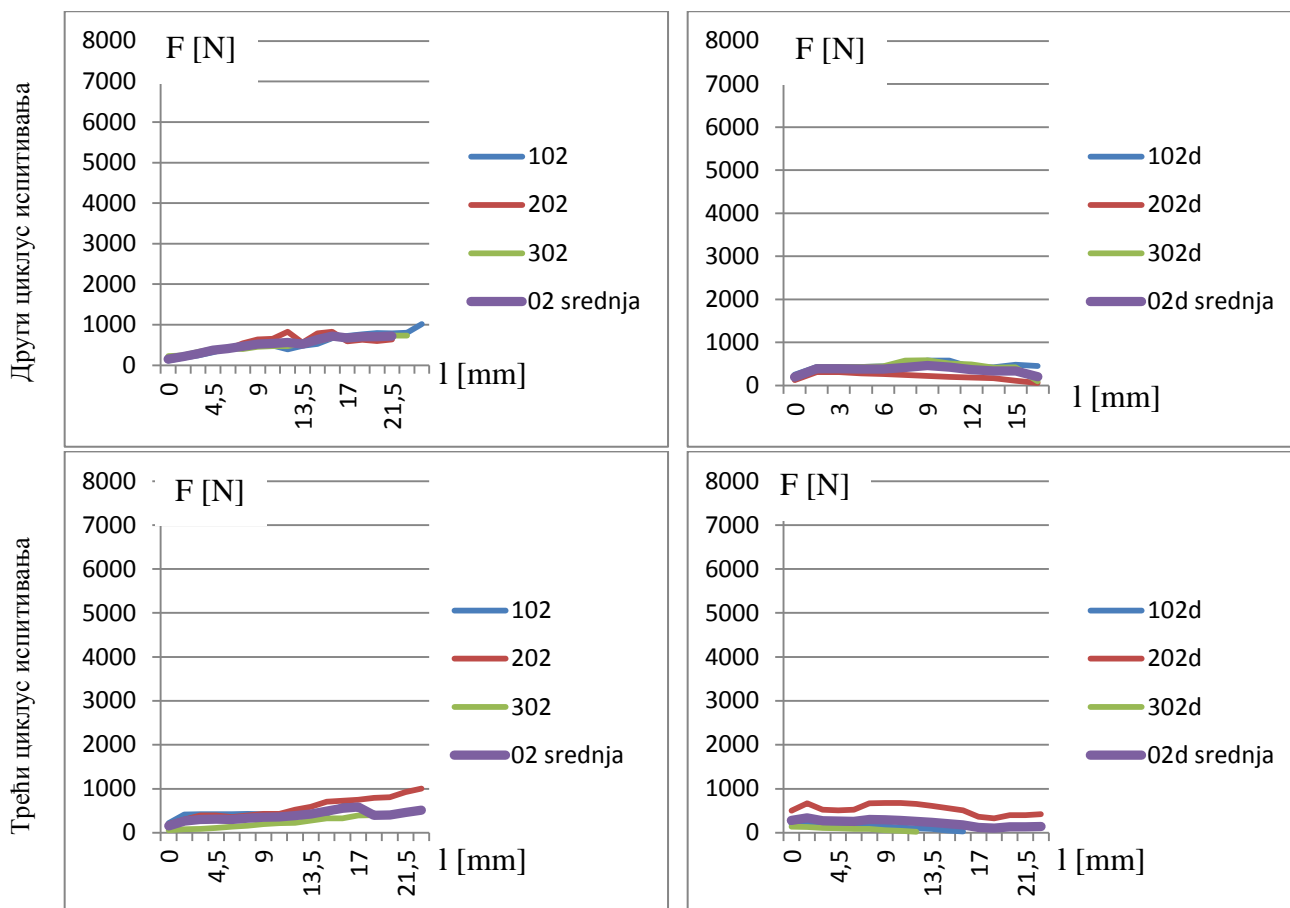


Слика 6.59: *Опрема за испитивање силе утискивања и избијања лежаја,
1) радно постолје пресе, 2) алат - ослонац, 3) испитивано кућиште од полимера,
4) ослонци сензора силе и 5) сензор силе*



Слика 6.60: *Узорци кућишта са утиснутим лежајима и без њих*

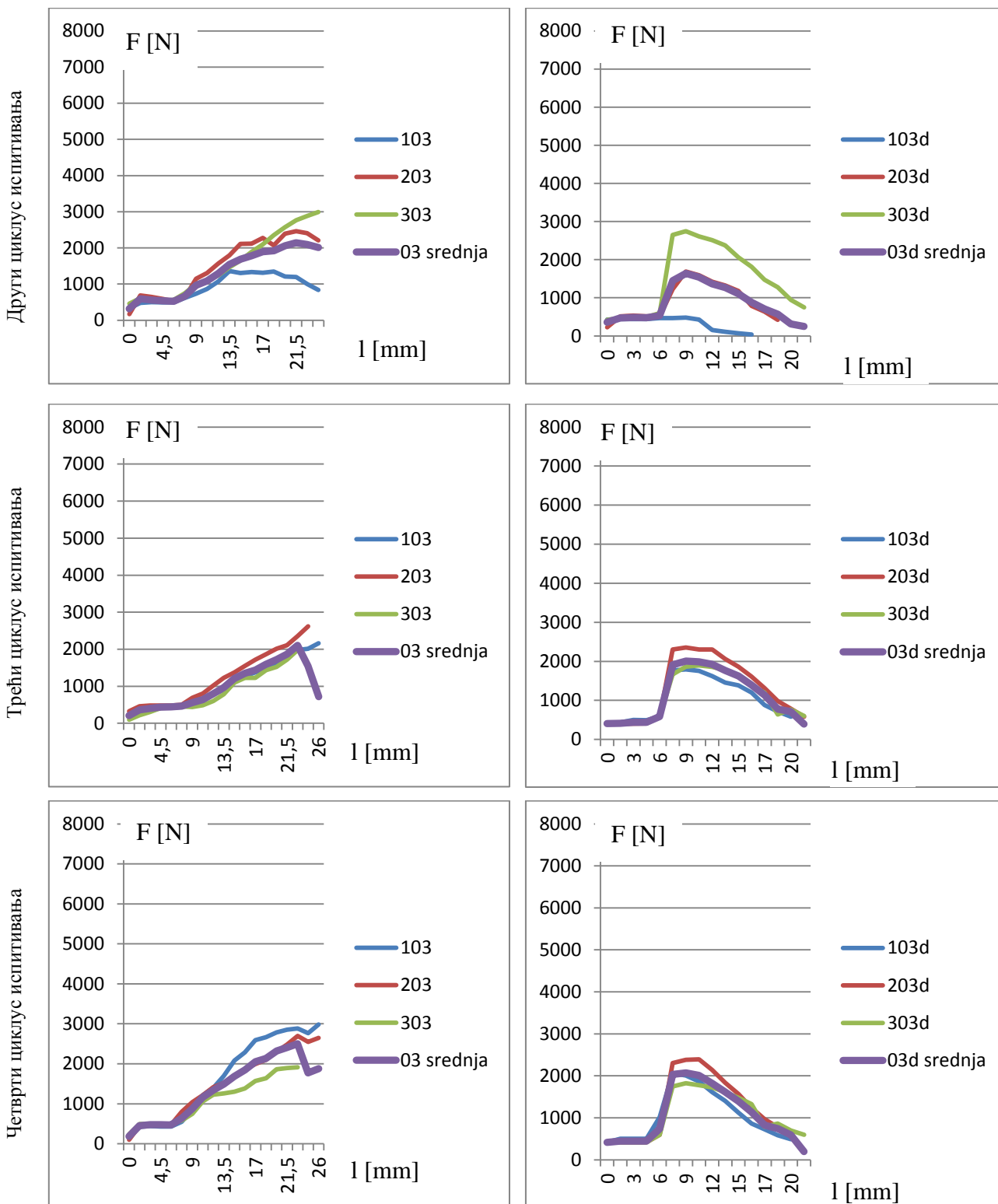
Вредности измерених сила у другом, трећем и четвртном циклусу испитивања су приказане у дијаграмима на Сликама 6.61, 6.62, 6.63 и 6.64. Словом "d" у индексу су обележене промене силе приликом растављања склопа. Треба имати у виду да почетни пораст силе утискивања због савлађивања силе статичког трења, нарочито код избијања, се дешава у еластичном подручју, пре него што почне релативно кретање између полимерног прстена кућишта и челичног лежаја, тако да угаони померај ручице у тој фази не одговара линеарном померају лежаја. На сваком од дијаграма се налази линија љубичасте боје која представља средњу вредност.



Слика 6.61: Дијаграм силе притиска и избијања за узорке 102, 202 и 302

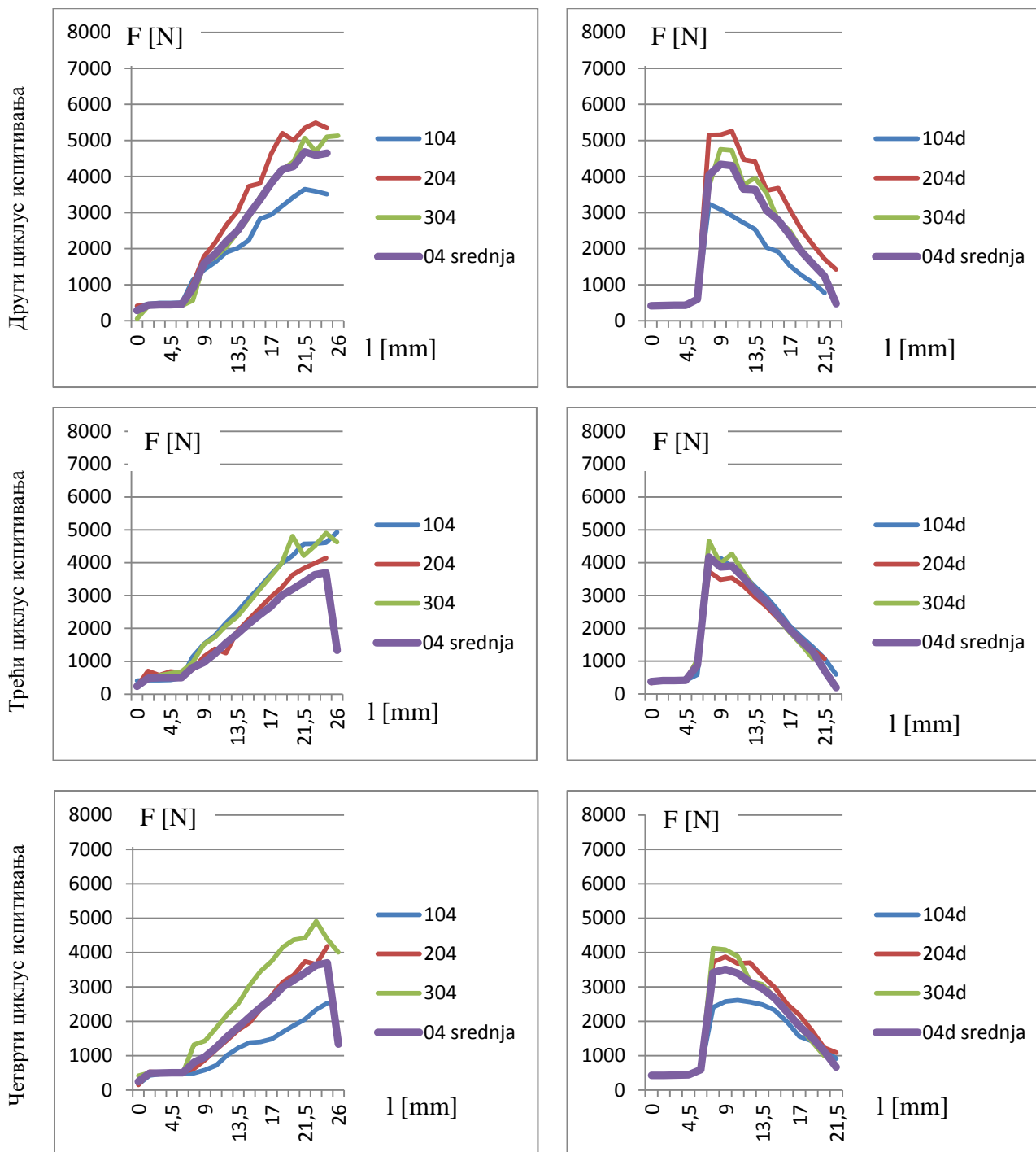
Као што је претходно напоменуто, из разлога зато што су већ у другом циклусу испитивања силе растављања склопа показивале четворорструко ниже вредности од потребне минималне вредности од 4424 N (Слика 6.61), одбачени су узорци са ознакама 102, 202 и 302. Упркос томе, урађен је још један циклус испитивања како би се проценио даљи ток опадања вредности сила.

Силе утискивања и растављања склопа код узорака 103, 203 и 303 (Слика 6.62) су биле такође испод жељеног нивоа, са назнаком да је други циклус тестирања за узорак 103 показао изненађујуће ниске вредности приликом растављања склопа, што би могло догодити уколико су површине биле контаминирание машћу.



Слика 6.62: Дијаграм силе притиска и избијања за узорке 103, 203 и 303

Резултати сила утискивања и избијања лежаја за узорке 104, 204 и 304 (Слика 6.63) су незнатно испод прихватљивих. Узорак 104 је показао нижи ниво измерених сила. У питању је исти узорак који је на тесту храпавости показао значајан пад у висини неравнина након четвртог циклуса тестирања.

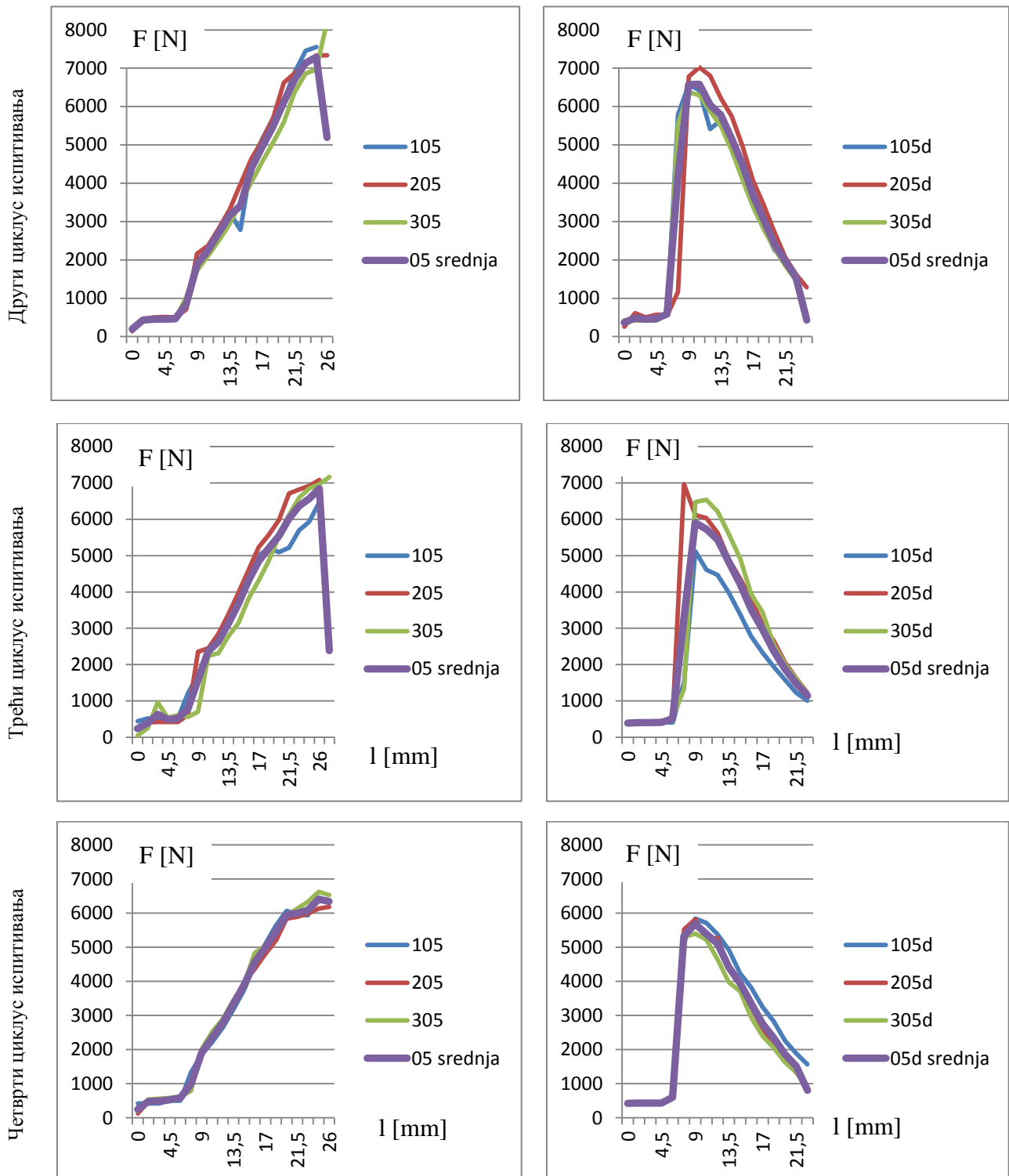


Слика 6.63: Дијаграм силе притиска и избијања за узорке 104, 204 и 304

Сви резултати сила склапања и избијања лежаја за узорке 105, 205 и 305 су значајно изнад траженог нивоа и након четвртог циклуса тестирања не показују пад у односу на вредности добијене у трећем циклусу тестирања.

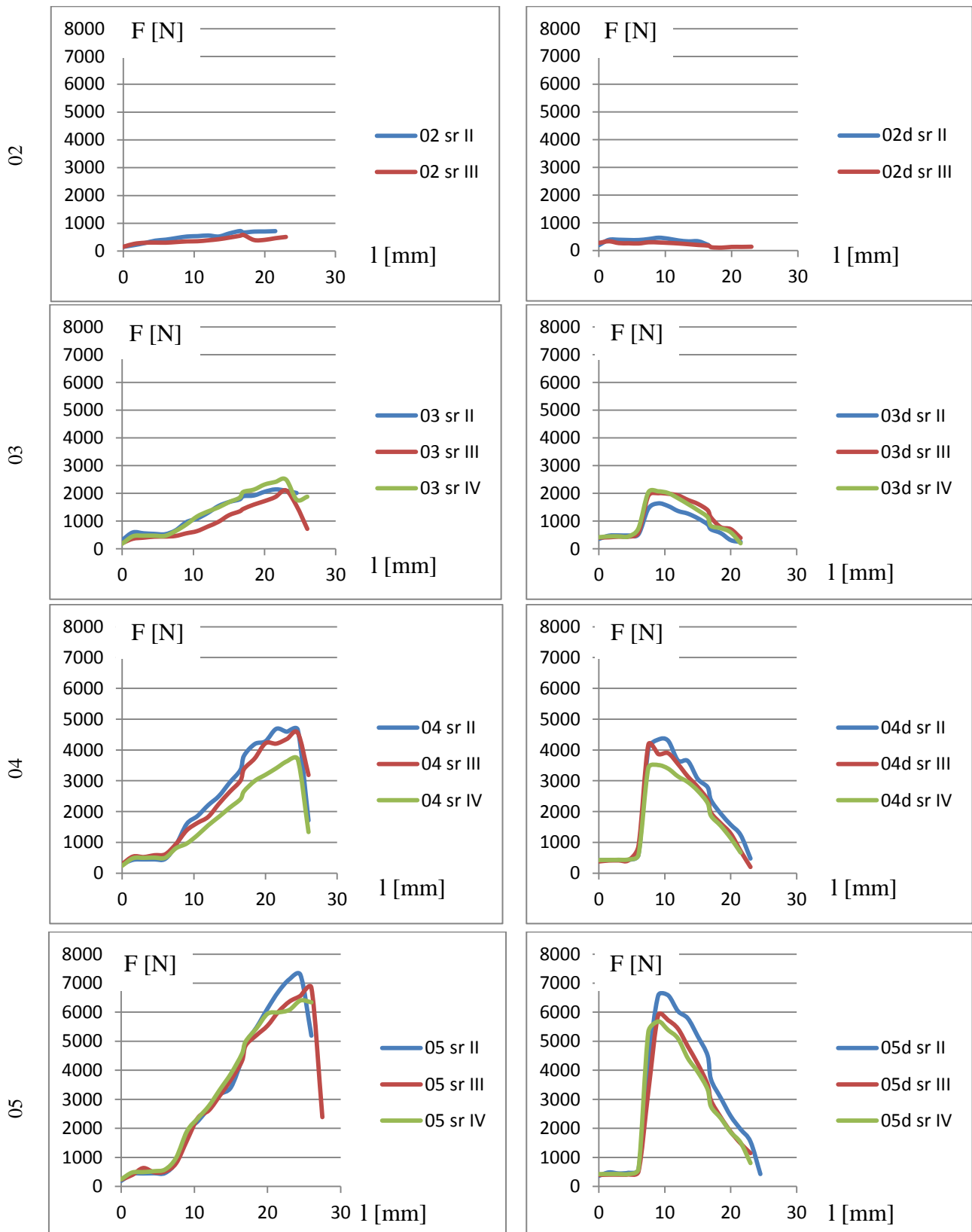
Укупан резултат овога теста је да разлике у измереним силама у последња два циклуса испитивања нису значајне, као ни промена у висини неравнина. То све доводи до закључка да се ове вредности не би значајно мењале ни у наредних неколико циклуса испитивања. За толеранције израде узорака 104, 204 и 304 се могу сматрати да су незнатно испод доње границе прихватљивости, док су толеранције израде узорака 105, 205 и 305 задовољавајуће

за даље тестирање у ширем дијапазону радних услова. Овај експеримент је показао да постоји могућност да се изради такво кућиште од полимера које успешно може да задовољи радне услове до температуре испитивања у лабораторији и већи број циклуса замене лежаја.



Слика 6.64: Дијаграм силе притиска и избијања за узорке 105, 205 и 305

Како би се добио јаснији преглед опадања сила кроз циклусе испитивања за сваку групу узорка на Слици 6.65 су издвојене средње вредности сила са свих претходних дијаграма и груписане по узорцима.



Слика 6.65: Дијаграм средњих сила притиска и избијања за узорке 02, 03, 04 и 05 за II, III и IV циклус испитивања

Из претходне Табеле 6.10 су у Табели 6.13 издвојене вредности средњег аритметичког одступања профила након последње серије истискивања.

Табела 6.13: Вредности средњег аритметичког одступања профила након последње серије истискивања

узорак	103	203	303	104	204	304	105	205	305
Ra [μm]	3,313	3,388	3,169	1,814	3,362	3,128	2,741	2,687	2,576

Како би био задовољен услов да сила у пресованом склопу полимер - челик одговара прописаној сили за пресован склоп челик - челик, у прорачуну се полази од једначина сила за процес пресовања и за процес избијања и вредности које су претходно наведене на почетку овог потпоглавља 6.4, а вредности за $\mu_{p-p-č}$ и $\mu_{s-p-č}$ су узете из литературе [51]

$$F_{p \max} = p_{g \check{c}-\check{c}} \cdot A \cdot \mu_{p \check{c}-\check{c}} = p_{g p-\check{c}} \cdot A \cdot \mu_{p p-\check{c}} \Rightarrow p_{g \check{c}-\check{c}} \cdot \mu_{p \check{c}-\check{c}} = p_{g p-\check{c}} \cdot \mu_{p p-\check{c}} \quad (6.30)$$

$$2,964 \cdot 0,05 = p_{g p-\check{c}} \cdot 0,54 \Rightarrow p_{g p-\check{c}} = \frac{5,928 \cdot 0,05}{0,54} = 0,549 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.31)$$

$$F_{s \max} = p_{g \check{c}-\check{c}} \cdot A \cdot \mu_{s \check{c}-\check{c}} = p_{g p-\check{c}} \cdot A \cdot \mu_{s p-\check{c}} \Rightarrow p_{g \check{c}-\check{c}} \cdot \mu_{s \check{c}-\check{c}} = p_{g p-\check{c}} \cdot \mu_{s p-\check{c}} \quad (6.32)$$

$$2,964 \cdot 0,08 = p_{g p-\check{c}} \cdot 0,33 \Rightarrow p_{g p-\check{c}} = \frac{5,928 \cdot 0,08}{0,33} = 1,437 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.33)$$

За даљи прорачун се бира већа вредност $p_{g p-\check{c}} = 1,437 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ јер задовољава оба услова. Уз напомену да се прорачун врши за услове собне температуре, за модул еластичности полимера $E = 3300 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ [38] одређује се еквивалентни модул еластичности:

$$\frac{1}{E} = \frac{k_{pk}}{E_p} + \frac{k_{\check{c}l}}{E_{\check{c}}} = \frac{3,34}{3300} + \frac{7,04}{2,1 \cdot 10^5} = 0,001046 \Rightarrow E = 956,02 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.34)$$

где се k_{pk} израчунава по изразу:

$$k_{pk} = \frac{1 + \left(\frac{d_{pk,u}}{d_{pk,s}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{pk,u}}{d_{pk,s}}\right)^2} + \nu_p = \frac{1 + \left(\frac{110}{159}\right)^2}{1 - \left(\frac{110}{159}\right)^2} + 0,5 = 3,34 \quad (6.35)$$

Следи да потребни горњи ефективни преклоп износи:

$$p_g = \varepsilon_g \cdot E = \frac{P_{efg}}{d} \cdot E = \frac{P_{efg}}{110} \cdot 956,02 = 1,437 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \Rightarrow \quad (6.36)$$

$$\Rightarrow P_{efg} = \frac{1,437 \cdot 110}{956,02} = 0,165 \text{ mm} \quad (6.37)$$

$$P_{efg} = |P_g| - 2\varphi(R_p + R_c) = P_g - 2 \cdot 0,6(0,003388 + 0,0004) = 0,165 \mu\text{m} \quad (6.38)$$

Тражени стварни горњи преклоп износи:

$$P_g = 0,165 + 2 \cdot 0,6(0,003388 + 0,0004) = 0,169 \text{ mm} \quad (6.39)$$

У изразу 6.38 као вредност за R_p је узета највећа експериментом измерена вредност R_a из претходне Табеле 6.13. На основу добијеног преклопа закључује се да узорци 104, 204, 304, 105, 205 и 305 задовољавају тражене услове на собној температури.

6.5 Испитивање ваљака са кућиштем лежаја од челика и полимера

Како би се утврдио утицај материјала кућишта на температурско поље у ваљку, на опреми која симулира радне услове у лабораторији ЛИМЕС Машинског факултета у Београду испитивана су два ваљка димензија $\varnothing 159 \text{ mm}$ и дужине 560 mm произвођача Ансал Стил (Ansal Steel) (Слика 6.66). Оба ваљка су стандардан производ поменутог произвођача и уграђивани су до сад на тракастим транспортерима. Оба ваљка имају исте уграђене лежаје, исти челични плашт и осовину.



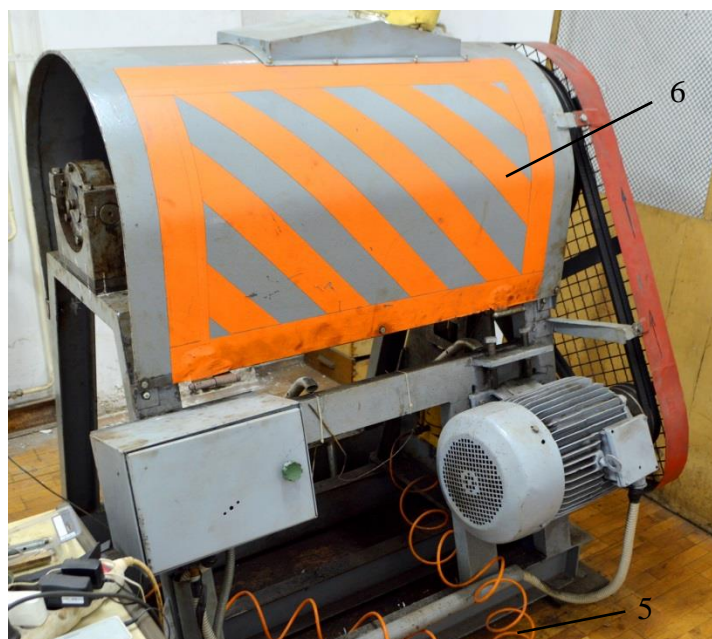
Слика 6.66: Носећи ваљци спремни за испитивање са челичним кућиштем (лево) и полимерним кућиштем (десно)

Први испитивани ваљак има стандардно челично кућиште у које су уграђени лежаји, док други испитивани ваљак има полимерно кућиште од материјала РОМ (полиацетал) приказано на Слици 6.67.



Слика 6.67: *Полимерно кућиште лежаја испитиваног носећег ваљка*

Испитивање је вршено у лабораторији Машинског факултета у Београду на пробном столу за испитивање радног века и динамичке издржљивости транспортних ваљака (Слика 6.68).

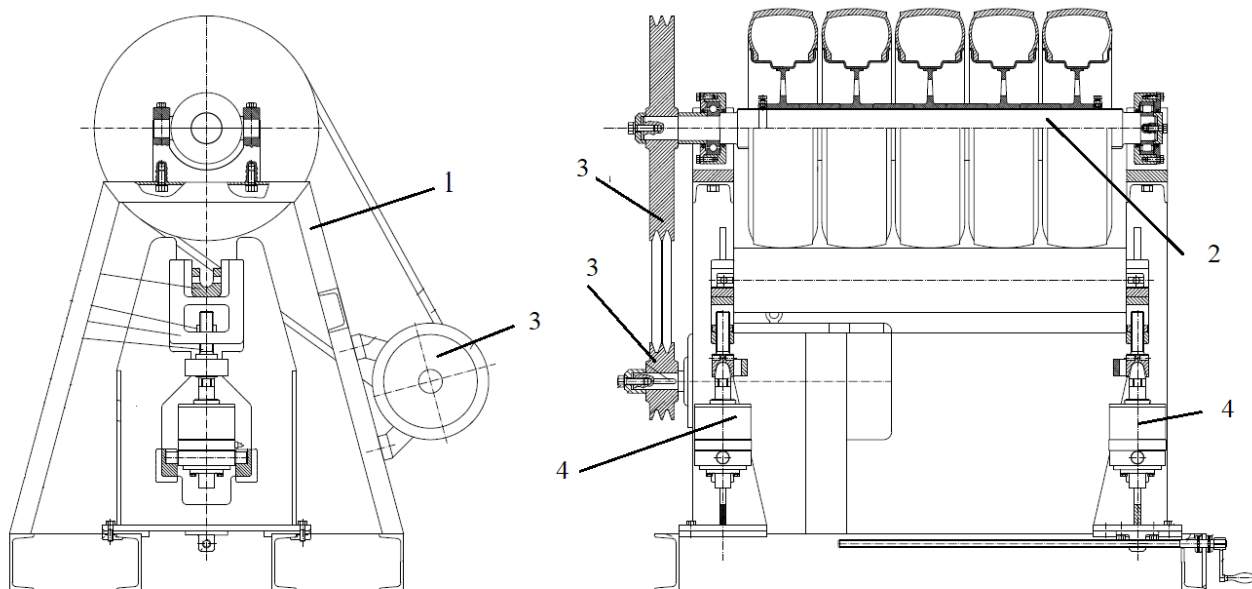


Слика 6.68: *Пробни сто за испитивање радног века и динамичке издржљивости транспортних ваљка*

Пробни сто је конструисан на Машинском факултету и састоји се од (Слике 6.68 и 6.69):

1. Челичног рама прилагодљивих димензија за прихват ваљака различитих величина;
2. Ожљебљеног вратила на које се, у зависности од потребе, може монтирати од једног до пет аутомобилских пнеуматика;
3. Електромоторног погона, ременица и ремена за покретање вратила;

4. Два пнеуматска цилиндра који померају навихе испитивани ваљак и тиме повећавају силу којом га оптерећују пнеуматици;
5. Пнеуматских водова и компресора којим се регулише притисак у цилиндрима;
6. Заштитних челичних панела и мрежа које спречавају могућност повреде испитивача;
7. Система за аквизицију мерених величина (Слика 6.70).



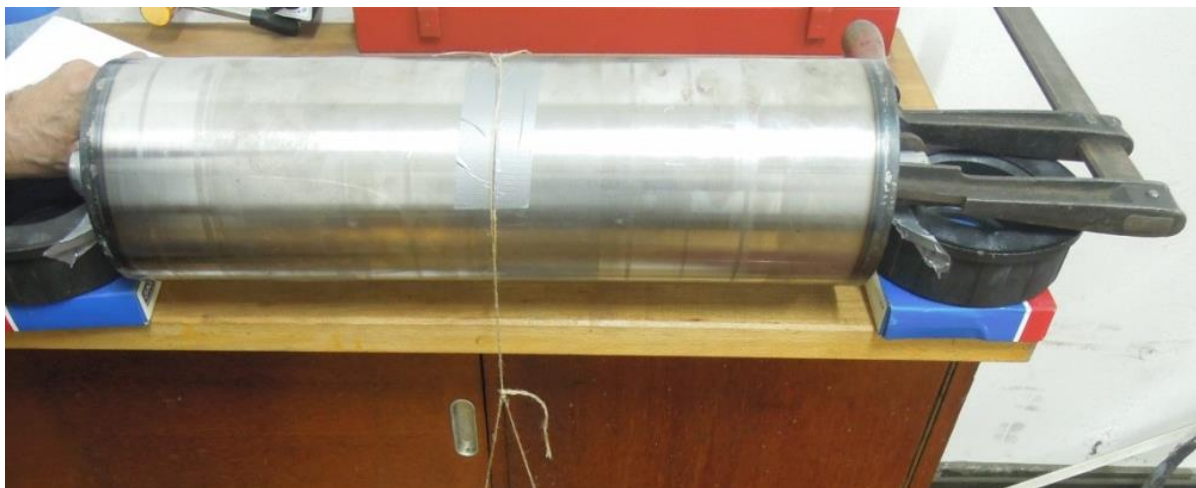
Слика 6.69: Попречни пресек машине за испитивање радног века и динамичке издржљивости транспортних ваљка [19]

Систем за аквизицију Микромон развијен је на Машинском факултету Универзитета у Београду и служи за аквизицију аналогних сигнала ради касније обраде, као и за праћење тренутних вредности физичких величина на екрану уређаја, као и за праћење измерених вредности на дијаграму који се аутоматски исписује у одговарајућој размери од тренутка почетка снимања (Слика 6.70).



Слика 6.70: Систем за аквизицију података Микромон

Како би се претходно одредио унутрашњи отпор окретања ваљака, ваљци су постављени на радни сто и осовина им је причвршћена стегом (Слика 6.71), како би се спречила њена ротација. Помоћу конопца који је причвршћен једним крајем за плашт ваљка, а другим крајем привезан за мензуру у коју се постепено додавала вода, и ваге, измерена је унутрашња сила отпора окретања ваљка. Вода се досипала у мензуром до тренутка када почне спонтана ротација плашта.



Слика 6.71: *Мерење унутрашњег отпора ваљка*

Измерене вредности масе мензуре са течношћу представљају заправо силу на обиму ваљка потребну како би се савладао унутрашњи отпор котрљања ваљка. Измерене масе у случају ваљка са челичним кућиштем и у случају ваљка са полимерним кућиштем су приказане на Слици 6.72.

Измерене вредности од приближно 1094 грама у случају ваљка са челичним кућиштем и приближно 175 грама у случају ваљка са полимерним кућиштем су последица неуједначеног квалитета производа.



Слика 6.72: *Мерење тежине течности и мензуре за ваљак са челичним кућиштем (лево) и ваљак са полимерним кућиштем (десно)*

Измерена вредност момента унутрашњег отпора ваљка са полимерним кућиштем је:

$$M_{tr} = m \cdot g \cdot r = 0,175 \cdot 9,81 \cdot 79,5 = 136,5 \text{ Nmm} \quad (6.47)$$

То значи да је момент отпора једног улежиштења, под претпоставком да су отпори уједначени:

$$\frac{136,5}{2} = 68,25 \text{ Nmm} \quad (6.48)$$

Измерена вредност момента унутрашњег отпора ваљка са челичним кућиштем је:

$$M_{tr} = m \cdot g \cdot r = 1,094 \cdot 9,81 \cdot 79,5 = 853 \text{ Nmm} \quad (6.49)$$

То значи да је момент отпора једног улежиштења, под претпоставком да су отпори уједначени:

$$\frac{853}{2} = 426,5 \text{ Nmm} \quad (6.50)$$

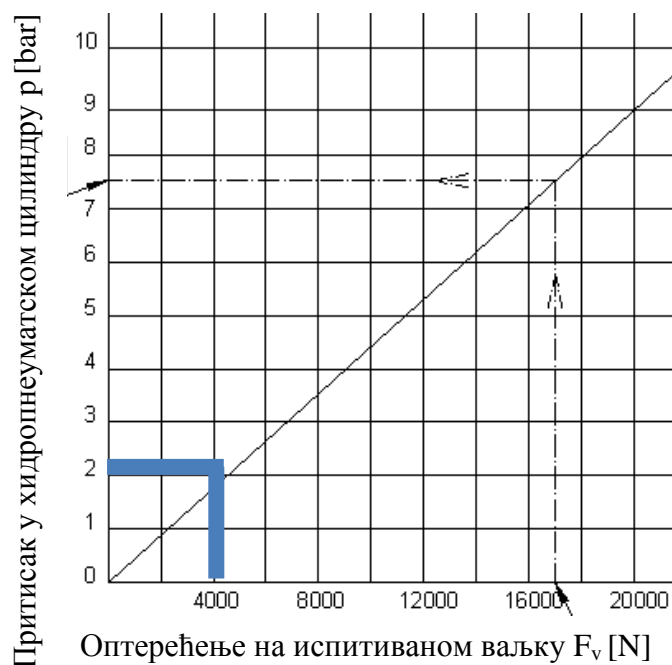
Испитивање ваљака на пробном столу за испитивање радног века и динамичке издржљивости ваљка (Слика 6.73) је трајало нешто више од 3 сата по ваљку, односно до тренутка када је пораст температуре између два читавања на пола сата бар на једном од давача пао испод 1°C , што значи да систем постепено улази у стационарно стање. Обзиром да максималне температуре нису биле од интереса мерења већ само њихова општа тенденција раста, сматрано је да је оволико трајање испитивања адекватно. У току испитивања мерене су следеће физичке величине:

- Убрзање - помоћу два давача убрзања смештена у близини оба улежиштења испитиваног ваљка. Давачи убрзања су произвођача SKF тип "scsr1100", мерног опсега од 0 до 20 mm/s^2 , осетљивости 100 mV/g ;
- Притисак - помоћу давача притиска смештеног у пнеуматском воду између компресора и клипова. Давач притиска је произвођача ИНТМ СМТМ, типа Tra - 110, мерног опсега од 0-10 bar, класе осетљивости 0,6;
- Бука - микрофон давач постављен у близини улежиштења испитиваног ваљка. Давач је произвођача RoTech, мерног опсега 0-100 dB, осетљивости 1dB;
- Температура - помоћу два давача постављена у отворе у центру осовине са обе стране испитиваног ваљка. Давачи температуре су произвођача PT1000, мерног опсега 0 - 200 C° , осетљивости 4-20 mA;
- Учестаност обртања ваљка - помоћу давача Hall IC switch и магнета постављеног у близини једног краја испитиваног ваљка. Давач је произвођача RoTechTLE тип 4905, мерног опсега 0 - 2000 min^{-1} , осетљивости мање од 10 mm.



Слика 6.73: Испитивање ваљка на пробном столу за испитивање радног века и динамичке издржљивости ваљка

Радни притисак у цилиндрима пробног стола који притискају ваљак на погонске пнеуматике је у току целокупног експеримента варирао од вредности 2,1 bar до 2,7 bar, а на основу дијаграма са слике (Слика 6.74) [19] се закључује да је радијална сила на лежају варирала у току испитивања између вредности 2375 N и 3050 N.



Слика 6.74: Зависност радијалне силе на испитиваном ваљку од притиска у цилиндрима пробног стола [19]

У Табели 6.14 су дати резултати измерених величина за ваљак са челичним улежиштењем, а у Табели 6.15 резултати измерених величина за ваљак са улежиштењем од полимера.

Табела 6.14: Резултати мерења за ваљак са улежиштењем од челика

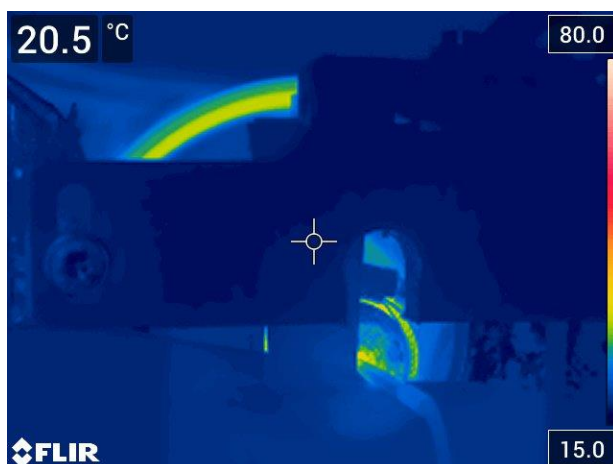
Време [h:min]	a_1 [mm/s ²]	a_2 [mm/s ²]	P [bar]	dB	t_1 [°C]	t_2 [°C]	n [obr/min]
0:0	1,7	2,1	2,21	80	17,4	17,5	1116
0:5	1,4	2,2	2,2	81	17,5	18,1	1115
0:35	1,5	2,2	2,3	80	63,9	51,1	1116
1:05	1,5	2,2	2,58	79	70,5	56	1116
1:35	1,6	2,4	2,69	78	73,8	58,8	1110
2:05	1,8	2,4	2,13	79	75,6	60,2	1110
2:35	1,8	2,3	1,47	78	76,6	61,2	1110
3:05	1,6	2,2	0,97	78	77,6	62,9	1122

Табела 6.15: Резултати мерења за ваљак са улежиштењем од полимера

Време [h:min]	a_1 [mm/s ²]	a_2 [mm/s ²]	P [bar]	dB	t_1 [°C]	t_2 [°C]	N [obr/min]
0:0	3,4	4,7	2,21	77	20,9	19,9	1110
0:5	3,6	4,5	2,36	80	34,7	31,2	1106
0:35	3,4	3,5	2,38	79	42	37,8	1106
1:05	3,6	4,6	2,41	80	56,1	47,9	1103
1:35	3,4	4,4	2,1	79	61,6	51,9	1104
2:05	3,5	4,6	2,5	80	64,1	51,7	1104
2:35	3,5	4,4	2,22	79	65,3	52,5	1105
3:05	3,2	4,2	2,48	80	65,7	53,2	1104
3:35	3,1	4,3	2,24	78	65,1	53,6	1105

Цео процес испитивања ваљака је пратило снимање термокамером. На Сликама 6.76 и 6.78 су приказани снимци термокамером лежаја који је обележен бројем 2 (температура t_2 у Табелама 6.14 и 6.15), који су урађени након 90 минута испитивања. Лежај обележен бројем 1 (температура t_1 у Табелама 6.14 и 6.15) је делимично заклоњен носачем мерача нивоа буке

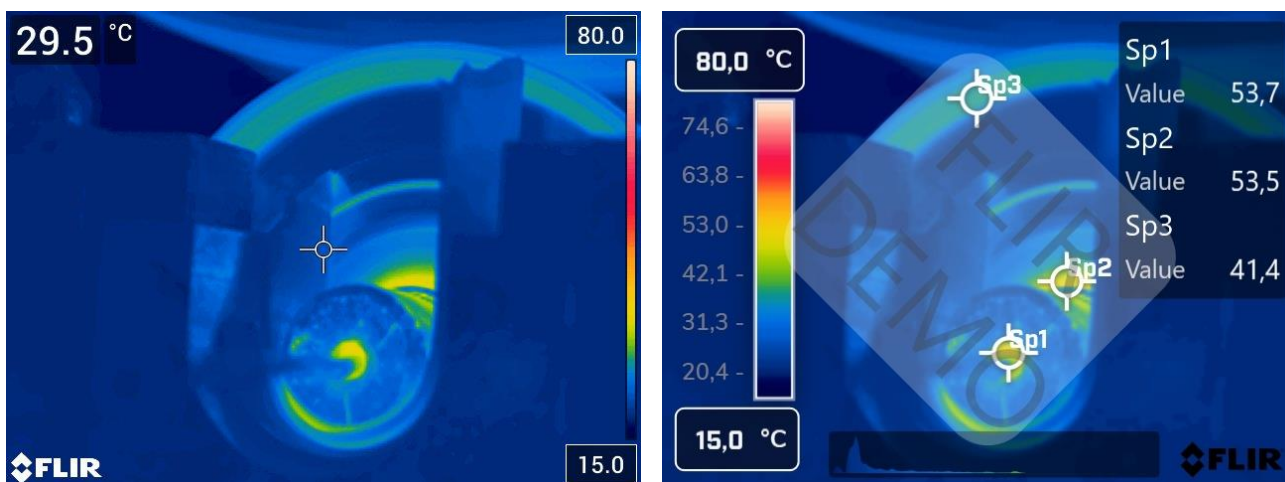
и сензора угаоне учестаности, као што је и приказано на Слици 6.75, па је из тог разлога био мање погодан за снимање.



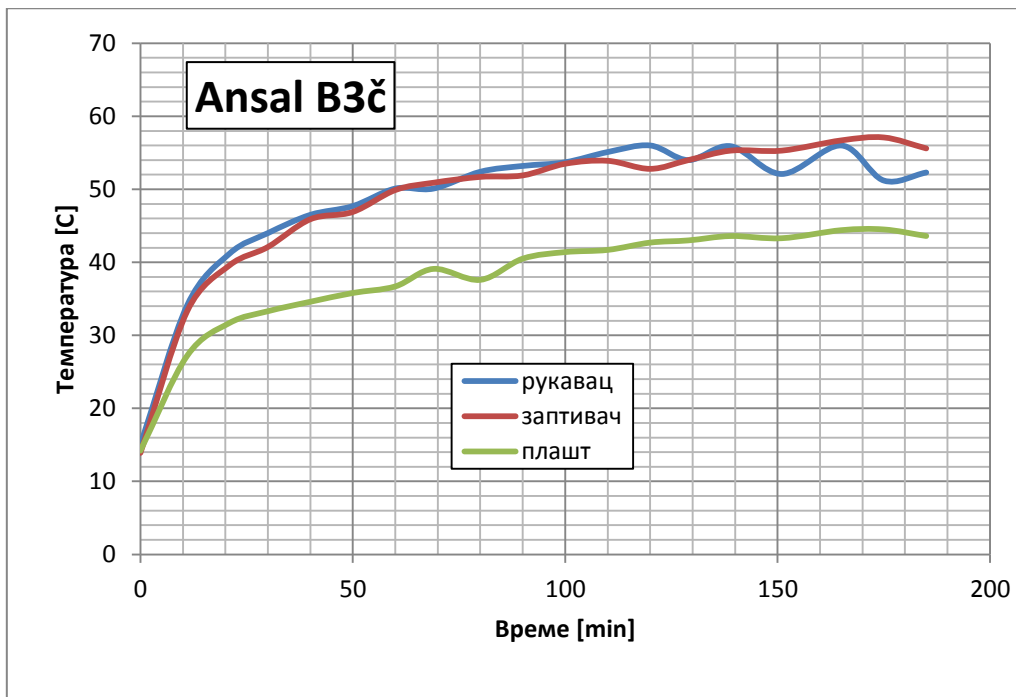
Слика 6.75: Температура након 90 минута испитивања ваљка са кућиштем лежаја од челика на лежају број 1

На Сликама 6.76 и 6.78 са леве стране је приказан снимак, а са десне стране резултат анализе демо софтвера термокамере *Flir*. На сваком од снимака је анализирана температура у неколико тачака из најтоплије зоне: Sp1 - отвор за сезнор температуре у осовини тј. рукавац, Sp2 - заптивач, тј. унутрашњи прстен, Sp3 - ивица плашта тј. тела ваљка.

У случају ваљка са кућиштем лежаја од челика (Слика 6.76), температуре у најтоплијој зони показују вредности од 53-54⁰С. Истовремено сензор температуре у осовини показује вредност од око 58 ⁰С (Табела 6.14). У испитивању лежаја и кућишта од челика у потпоглављу 6.3, вредност у истом тренутку испитивања је била 68⁰С (Прилог 1, ВЗЉ испитивање). Разлог за вишу температуру је чињеница да је у претходном испитивању кућиште било стационарно, а у овом испитивању ротира учестаношћу обртања од 1100 min⁻¹, тако да је коефицијент прелаза топлоте значајно већи.

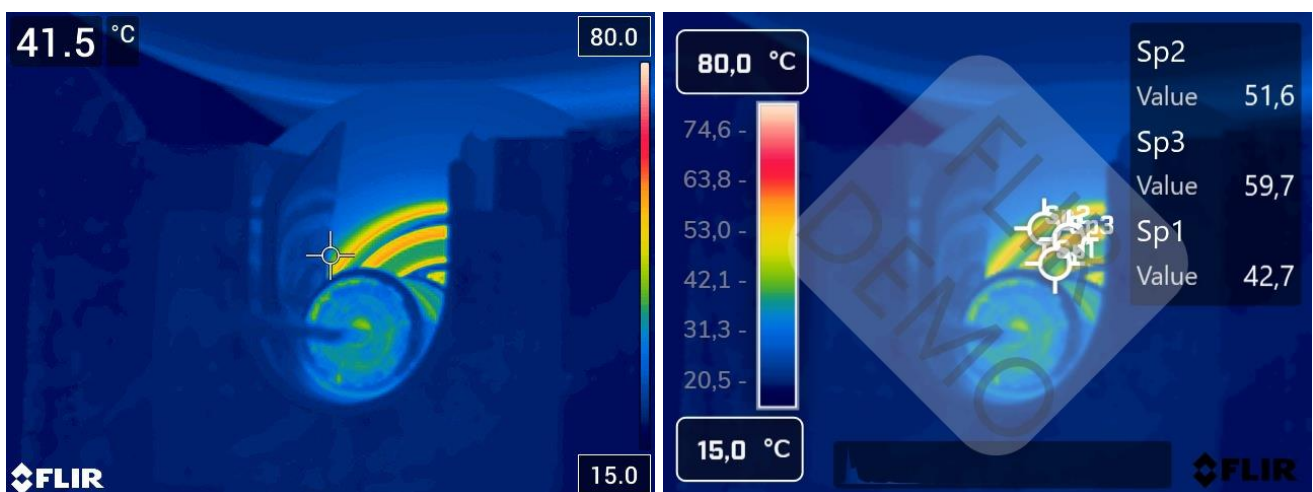


Слика 6.76: Температура након 90 минута испитивања ваљка са кућиштем лежаја од челика на лежају број 2

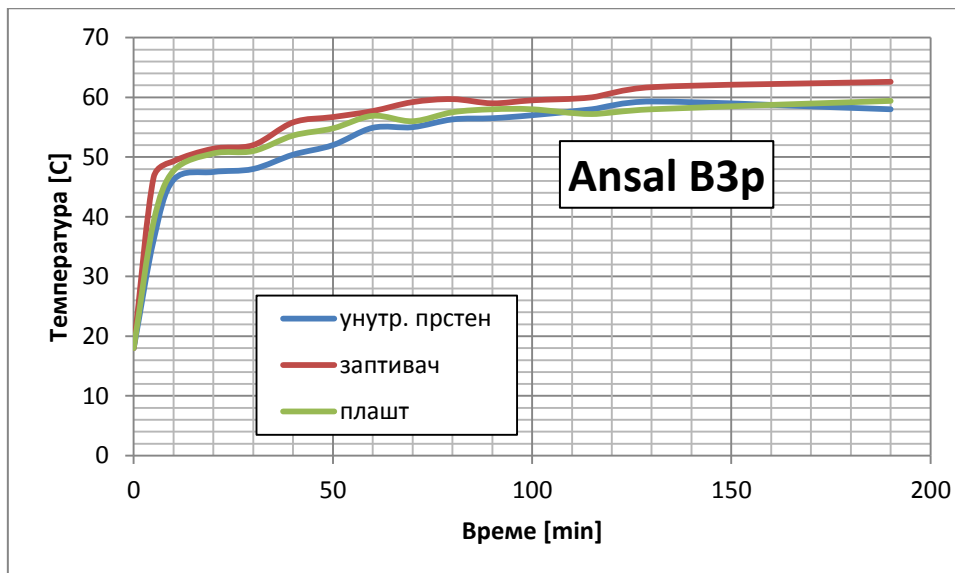


Слика 6.77: Дијаграм промене температуре са временом ваљка са кућиштем лежаја од челика на лежају број 2

У случају ваљка са кућиштем лежаја од полимера (Слика 6.78), температуре у најтоплијој зони показују вредности од 51°C до 59°C. Истовремено сензор температуре у осовини показује вредност од око 52 °C (Табела 6.15). У испитивању лежаја и кућишта од полимера у потпоглављу 6.3, вредност у истом тренутку испитивања је била 62°C (Прилог 1, ВЗр испитивање). Такође, као и у претходном случају, разлог за вишу температуру је чињеница да је у претходном испитивању кућиште било стационарно, а у овом испитивању ротира учестаношћу обртања од 1100 min⁻¹, тако да је коефицијент прелаза топлоте значајно већи.



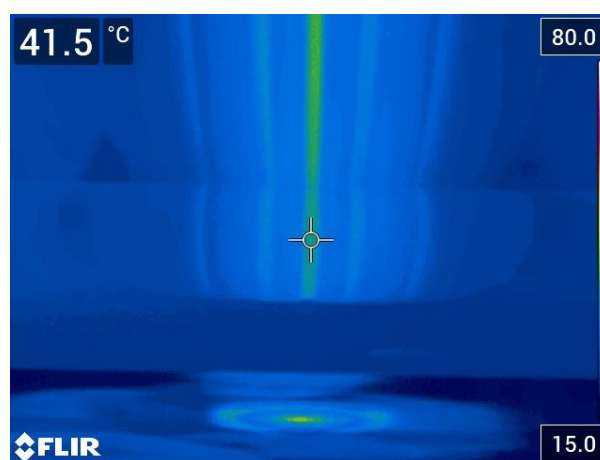
Слика 6.78 Температура након 90 минута испитивања ваљка са кућиштем лежаја од полимера на лежају број 2



Слика 6.79: Дијаграм промене температуре са временом ваљка са кућиштем лежаја од полимера на лежају број 2

Сви претходно измерени резултати налазе се у распону дозвољених и очекиваних температура лежаја након 3 сата рада. Из резултата се може закључити да употреба полимерног кућишта лежаја, уместо стандардног челичног, ни у ком смислу није негативно утицала на пораст температуре. Напротив, резултати мерени давачима и термалном камером показују да су резултати у случају полимерног кућишта чак и нижи за 10°C од вредности измерених у случају кућишта лежаја од челика. Ово јесте у супротности са очекивањима и последица је мањег унутрашњег отпора другог ваљка који је измерен испитивањем на почетку овог потпоглавља.

Све ово је неопходно проверити испитивањем веће количине ваљака, како би се добила прецизнија слика. С друге стране, и овако добијен резултат показује да утицај полимерног улежиштења на температурско поље није значајно негативан. У случају да јесте, чак и смањени унутрашњи отпори не би били довољни физички фактор да слика температурског поља у случају ваљка са полимерним улежиштењем буде знатно неповољнија и да изађе из распона очекиваних дозвољених радних вредности.



Слика 6.80: Температура површина пнеуматика и ваљка након 180 минута испитивања

На Слици 6.80 показан је снимак температуре површине пнеуматика и ваљка на крају процеса испитивања. Очигледно је да средњи пнеуматик због превеликог притиска ваздуха унутар пнеуматика највише локално оптерећује испитивани ваљак, тако да распоред оптерећења по горњој изводници ваљка није континуалан. Чак и у таквом случају, највећа измерена температура у случају два пута веће угаоне учестаности од радне је у границама дозвољених за полимере и износи око 41°C .

6.6 Резиме поглавља

Лабораторијско испитивање укупно 51 епрувете различитих полимерних материјала, од којих је већина израђивана методом 3D штампе, а остале методом ливења из прашкастог стања, је показало мала одступања између идентичних узорака за сваку врсту материјала, односно за сваки начин израде. Из тога се закључује да су епрувете израђене у складу са стандардом. Такође, све епрувете су пукле на најужем месту, што имплицира да постоји одсуство грешака у материјалу од којих су направљене. Резултати мерења су показали да епрувете од PA и PET-G материјала могу да издрже напоне до 40MPa, што је више него довољно уз степен сигурности 3,5 и очекивано радно оптерећење од 2,8MPa да полимерни материјал може да замени челик за израду саставних делова носећих ваљака тракастих транспортера.

Испитивање нестационарног температурског поља је спроведено на пробном столу у лабораторијским условима где су три нивоа радијалног оптерећења и три нивоа учестаности обртања примењени на куглични лежај SKF 6310 у кућишту од PA6 полимера и челика. Циљ је био да се испита да ли промена материјала кућишта лежаја има значајно негативан утицај на одвођење топлоте из лежаја и да ли угрожава његов радни век. Сво време експеримента је мерена температура са термалном камером, и са термометром уграђеним у кућиште лежаја. Паралелно са овим испитивањем, мерена је и сила унутрашњег отпора окретању, како би се проценио утицај промене материјала кућишта и на ову физичку величину.

Величине радијалног оптерећења које су вариране су биле радно оптерећење, два пута веће оптерећење од радног и два пута мање оптерећење од радног. Примењене учестаности обртања су биле радна, упола већа од радне и двоструко већа од радне. Ово значи да је од девет комбинација ових физичких величина, експериментални услови су у шест комбинација значајно већи него они који се могу догодити у реалним експлоатационим условима. Упркос томе, осим у случају највећег оптерећења и највеће учестаности обртања, чије вредности су далеко изнад реално могућих, у свим другим условима, при коришћењу оба материјала кућишта, температуре нису прешле горњу дозвољену границу од 80°C . У просеку су у случају кућишта од полимера биле веће око 10°C за исте радне услове. Вредности сила отпора окретању су биле у складу са очекиваним вредностима, пропорционалне радијалном оптерећењу, и опадале су са повећавањем температуре унутар лежаја. Све вредности температура и сила отпора су приказане у Прилогу 1 дисертације. Овим се закључује да је употреба PA6 полимера за израду кућишта лежаја могућа са аспекта унутрашњих отпора окретању и температура у лежају.

У сврху провере експериментом добијених резултата, развијен је нумерички модел кућишта и лежаја са посебно дизајнираним вештачким телом које генерише топлоту и замењује котрљајна тела реалног лежаја. Сврха овога је да се потврди могућност креирања нумеричког модела и прорачуна који даје довољно добре резултате простирања нестационарног температурског поља у времену, за случај да не постоји могућност испитивања улежиштења и лежаја у лабораторијским или експлоатационим условима. Нумерички модел је показао задовољавајућу тачност где је одступање између прорачуном добијених вредности и

измерених вредности варирало од минималних 1% до максималних 10% у целом трајању експеримента - од почетка експеримента, па до уласка склопа у стационарно стање.

Обзиром да носећи ваљци раде у јако неповољним радним условима, у атмосфери која садржи високу концентрацију влаге и агресивних честица, отказ лежаја је један од честих разлога отказа ваљка. Експериментално испитивање је настављено са циљем да се одреди таква толеранција израде отвора кућишта лежаја која може да омогући вишеструку замену кугличног лежаја, без смањења носивости пресованог склопа кућиште - лежај испод минималних дозвољених граница. За ово испитивање су израђени узорци у четири класе толеранције пречника унутрашњег отвора, са по три узорка од сваке класе. Испитивање је спровођено мерењем силе утискивања и растављања склопа, као и мерењем средњег аритметичког одступања профила неравнина на унутрашњој површини кућишта лежаја. Циљ је био да се кроз више циклуса испитивања дође до оних вредности сила и средњег аритметичког одступања чији је међусобни однос између вредности добијених у последњем и претпоследњем циклусу испитивања мањи од 10% и да се истовремено испуњава услов да су силе изнад минималних вредности које обезбеђују потребну носивост пресованог склопа. Експериментом је доказано да је почетни преклоп од 0,327 mm на крају испитивања показивао вредности сила незнатно испод доње границе прихватљивости након четвртог циклуса испитивања, док је почетни преклоп од 0,447 mm након четвртог циклуса испитивања показао довољно високе вредности сила пресовања и растављања склопа за испитивање у при температури околине од 25°C. Није провераван степен сигурности пресованог склопа, већ је сматрано да је довољно показати да измерене силе пресовања и растављања склопа полимерно кућиште - челични лежај имају вредности изнад оних добијених аналитичким прорачуном пресованог склопа челик - челик.

Последњи део експерименталне анализе у оквиру дисертација обухватао је тестирање два стандардна ваљка са челичним плаштом и осовином, од којих један има кућиште израђено од полимера, а други има кућиште израђено од челика. Експеримент се спроводио на пробном столу за убрзано испитивање ваљака и цео процес је праћен термалном камером и сензорима температуре и вибрација у лежајима. Закључак је да су вредности температура при брзини двоструко већој од експлоатационе и при радијалном оптерећењу у нивоу експлоатационог, показали сличност са претходним испитивањем лежаја са кућиштем од полимера и челика у потпоглављу 6.3. у истим радним условима. Обзиром да је број испитиваних ваљака мали (два узорка), не може се извести статистички закључак, међутим, резултати теста недвосмислено потврђују да је веће вредности температуре досегао онај ваљак који је пре почетка испитивања већ имао веће унутрашње отпоре, које је показао мерењем силе унутрашњег отпора на обиму ваљка. Разлог за ову појаву није испитан, али недвосмислено потврђује да је утицај материјала кућишта на температурско поље значајно мањи, у односу на повећан отпор у улежиштењу.

7. Закључак

Носећи ваљци тракастих транспортера површинских копова угља представљају склоп који је широко заступљен како у Србији, тако и у многим државама света где је рударство једна од основних привредних грана. Склоп се такође користи у било ком виду непрекидног транспорта расутог материјала. Предности овог вида транспорта су висока поузданост и ниски трошкови експлоатације. Носећи ваљци израђени од челика представљају најбројнији појединачни подсклоп у овом систему и самим тим су један од кључних елемената. Њихова основна предност је робусност, која за последицу има високу поузданост у захтевним условима експлоатације. Основни недостатак је велика маса, која отежава процес одржавања система, а и значајан део енергије за погон транспортера се троши на њихову ротацију и интеракцију са транспортном траком, што повећава експлоатационе трошкове. Оваква велика маса изискује уградњу значајно снажнијих погонских електромотора који морају бити довољног капацитета како би били у стању да покрену овакав транспортер из мировања са транспортним материјалом на траци. С друге стране, у случају непредвиђеног отказа носећег ваљка и блокирања његове ротације, може доћи до хаварије траке транспортера која је најскупљи део транспортера. Овакав отказ са собом повлачи и значајне финансијске губитке.

Дисертација је имала за циљ да докаже да ли се за израду носећих ваљака тракастих транспортера могу користити широко заступљени полимерни материјали. Предност употребе ових материјала се огледа у чињеници да поседују више него двоструко мању масу од челика, за исту крутост и чврстоћу, што омогућава лакшу манипулацију и смањује енергетске губитке. Енергетски губици транспортера који отпадају на ротацију носећих ваљака по литератури [21] износе од 20 - 25% укупних губитака транспортера. Само један део ових губитака је искључиво последица масе тела ваљка које ротира и доприноси повећавању вредности силе унутрашњег отпора ваљка, а тај део је у случају ваљка од полимера три пута мањи. Остатак губитака је везан за утицај масе траке и транспортованог терета на вредност силе унутрашњег отпора ваљка, као и отпор заптивања. Такође, у случају непредвиђеног отказа ваљка са телом од полимера долази до загревања тела ваљка и његовог топљења на много нижој температури од оне која може да нанесе штету површинском слоју транспортне траке, тако да интервенција одржавања није праћена заустављањем транспортера и последично великим финансијским губицима.

У првом поглављу дисертације је дат опис транспортног постројења, заступљеност и истакнут је његов значај за енергетски систем. Истакнута је, у закључку већ наведена, потреба за техничким унапређењем постројења које представља тему дисертације. Дат је преглед конкретних научних циљева истраживања, основних хипотеза и дефинисане су научне методе истраживања.

Друго поглавље представља опис и функцију свих саставних компонената тракастог транспортера. На крају поглавља су објашњени саставни делови носећег ваљка, и описани су експлоатациони услови и проблеми који могу настати на овом склопу током експлоатације.

У трећем поглављу је дат преглед најзначајнијих научних радова из часописа од међународног значаја, радова са међународних конференција, као и докторских дисертација чије су теме уско везане за истраживања експлоатационих карактеристика носећих ваљака и система за надзор над њиховим радним условима, као и њихово унапређење. Све ово је коришћено као полазна основа да би се утврдила она област коју нити један од поменутих радова није детаљно описао, како би се одредиле основне смернице за истраживања у оквиру ове докторске дисертације.

У четвртном поглављу је дат преглед више теоријских и експерименталних начина за рачунање оптерећења носећих ваљака од тежине траке и транспортованог материјала и њихово међусобно упоређивање, а све са циљем одређивања колико одступају од експерименталних резултата мерења вредности сила које оптерећују ваљке на местима лежаја и како би се одредила она вредност силе радијалног оптерећења која је меродавна за даљи прорачун.

У петом поглављу је извршен аналитички и нумерички прорачун угиба и нагиба осовине ваљка и тела ваљка у односу на оптерећење које је у претходном поглављу дефинисано као меродавно. Прорачуни су спроведени на више различитих попречних пресека осовине с циљем да се дефинише оптимална геометрија за ову врсту примене. Нумерички прорачун је урађен такође и за нову конструкцију осовине и нову конструкцију тела ваљка од полимера. Анализа даје одговор каква геометрија осовине и тела ваљка од полимера је оптимална за примену у тракастим транспортерима површинских копова угља, као и колико се смањује маса склопа употребом полимера за израду његових саставних делова. Закључено је да је маса тела ваљка три пута мања у случају тела израђеног од полимера по новом конструкционом решењу.

У шестом поглављу је описан поступак експерименталних испитивања која су спроведена у оквиру дисертације. Први експеримент се односио на испитивање механичких карактеристика више врста полимерних материјала са циљем да би се дошло до оне врсте материјала која је најподеснија за употребу. У другом експерименту је спроведено испитивање нестационарног температурског поља у кућишту лежаја од челика и полимера помоћу пробног стола који је истовремено испитивао и силу унутрашњег отпора окретању и то све у зависности од три различите учестаности обртања и три различита радијална оптерећења. Приказани су резултати вредности температура и сила на основу чега је дефинисан нумерички модел који уместо котљајних тела у лежају садржи вештачко тело посебног облика, које генерише топлоту, а чији ефекат на температурско поље је идентичан реалним котљајним телима која генеришу топлоту у контакту са подлогом - котљајним стазама. У трећем експерименту је испитивана толеранција пречника унутрашњег отвора кућишта која, приликом уградње челичног лежаја у кућиште од полимера на собној температури, може да омогући довољно чврст пресован спој и након вишеструке замене уграђеног кугличног лежаја. Приказани су резултати сила утискивања и растављања пресованог споја и предложена је толеранција израде кућишта. У последњем делу поглавља, описано је испитивање носећих ваљака са кућиштем лежаја од челика и полимера на пробном столу за убрзано испитивање носећих ваљака, и дато је поређење ових резултата мерења са претходно урађеним мерењима температурског поља у кућишту лежаја од челика и полимера.

Резултати анализа и експеримената изложени у поглављима пет и шест потврдили су сваку од три претходно дефинисане основне хипотезе:

- *Прва хипотеза:* Могућа је примена полимерних материјала за израду тела (цеви) носећих ваљака тракастих транспортера са површинских копова угља, а да се не смањи њихов радни век, нити негативно утиче на њихове преформансе током радног века;
- *Друга хипотеза:* Могуће је употребити полимерне материјале при изради кућишта улежиштења носећих ваљака, а да се при том температура у улежиштењу не приближи значајно горњој дозвољеној граници температурског радног подручја;

- *Трећа хипотеза:* Могуће је прописати такву толеранцију везе чврстим налегањем између кућишта и лежаја да, чак и након вишеструке замене лежаја, још увек постоји довољна минимална сила растављања склопа за несметано функционисање склопа у очекиваним радним условима.

Прва хипотеза је доказана тиме што је у поглављу пет извршен нумерички прорачун новог конструкционог решења за тело ваљка од полимера, чија геометрија задовољава намену и функционисање склопа, а стање напона конструкције и механичке карактеристике материјала у потпуности задовољавају експлоатационе захтеве.

Друга хипотеза је доказана другим и четвртим експерименталним испитивањем: температурског поља у кућишту лежаја од полимера и температурског поља у ваљку са кућиштем лежаја од полимера. Показано је да пораст температуре у лежају, у односу на челично кућиште, постоји, али да вредности нису такве да би могле да угрозе радни век уграђеног лежаја у експлоатационим условима.

Трећа хипотеза је доказана дефинисањем процедуре испитивања узорка полимерних кућишта лежаја како би се дошло до оне толеранције унутрашњег отвора кућишта која на собној температури задовољава потребне захтеве. За унутрашњи пречник који одговара уграђеном лежају SKF 6301 приказани су тачни резултати потребних толеранција мера.

Машински склоп, који је предмет дисертације, је у редовној употреби дуги низ година на површинским коповима угља, а израђен је до сад у милионима примерака, од којих је више десетина хиљада тренутно у употреби само у нашој држави. Ово доводи до закључка се да резултати истраживања имају високу вероватноћу да могу бити примењени у експлоатацији у будућности. Сви експерименти су вршени у лабораторијским условима где су температуре околине биле од 18°C до 25°C. Испитиване карактеристике полимерног материјала остају приближно сличне до 45°C. Обзиром да је дисертација пружила решење за производњу једног дела склопа (кућиште лежаја од полимера) и да је дала смернице за израду остатка склопа (тела ваљка и осовине), потребна су додатна истраживања и израда прототипа који би имао прилику да се испита у експлоатационим радним условима, а нарочито у условима летње повишене температуре. Такође би од користи било да се спроведе истраживање са више носећих ваљака од полимера на секцији транспортера у лабораторијским условима где би се испитало како значајно смањена маса ваљака утиче позитивно на смањење губитака енергије потребне за покретање транспортера.

Све претходно наведено, и нарочито у случају ако би резултати испитивања били задовољавајући, би отворило пут високосеријској производњи склопа који би због своје мање масе допринео повећаној енергетској ефикасности рада транспортера, значајном смањењу хабања транспортне траке и тиме продужио радни век најскупљем делу тракастог транспортера, донео значајне финансијске уштеде и повећао продуктивност постројења.

Литература

- [1] Електропривреда Србије, <https://www.eps.rs/lat/poslovanje-ugalj/Stranice/Proizvodnja-ugalja.aspx>,<https://www.eps.rs/lat/Stranice/Kopovi.aspx>,<https://www.eps.rs/lat/Stranice/Kapaciteti-ugalj.aspx>, приступљено 12.1.2025
- [2] Ignjatovic D., *Mašine i uređaji za transport na površinskim kopovima - skripta*, Rudarsko geološki fakultet, Beograd, 2010
- [3] Ignjatović D., *Rudarske mašine - skripta drugi deo*, Rudarsko geološki fakultet, Beograd, 2011
- [4] Tošić S., *Transportni uređaji - mehanizacija transporta*, Mašinski fakultet u Beogradu, Institut za mehanizaciju, 1999
- [5] ТЕ-КО Костолац, ЈП ЕПС - лист привредног друштва "Термоелектране и копови Костолац", број 1509, јануар 2014.
- [6] Тасић М., Митровић Р., *Пројекат остварења поузданости рада ваљака на транспортним системима са посебним освртом на испитивање рада ваљака у експлоатационим условима, део „А“ – Анализа постојеће конструкције*, Машински факултет, Београд, 2010
- [7] Тасић М., Митровић Р., *Пројекат остварења поузданости рада ваљака на транспортним системима са посебним освртом на испитивање рада ролница у експлоатационим условима – део „Ц“ – Моделирање елемената система и симулација радних услова*, Машински факултет, Београд, 2010
- [8] Spaans C., *The Calculation of the Main Resistance of Belt conveyors*, Bulk Solids Handling, Volume 11, No 4., 1991
- [9] Lodewijks G., *The Rolling Resistance of Conveyor Belts*, Bulk Solids Handling, Volume 15, No 1., 1995
- [10] Lodewijks G., *The Next Generation LowLoss Conveyor Belts*, Bulk Solids Handling, No 1., pp. 52-56, 2012
- [11] Krol R., Kisielewski W., Kaszuba D., Gladysiewicz L., *Testing belt conveyor resistance to motion in underground mine conditions*, International Journal of Mining, Reclamation and Environment, 2016, DOI:10.1080/17480930.2016.1187967
- [12] Gladysiewicz L., Krol R., Bukowski J., *Tests of belt conveyor resistance to motion*, Eksploatacja i Niezawodnosc - Maintenance and Reliability , 2011
- [13] Geesmann F.O., *Experimentelle und theoretische Untersuchungen der Bewegungswiderstände von Gurtförderanlagen*, Universität Hannover, Немачка, 2001 – докторска дисертација
- [14] Katterfeld A., Gladysiewicz A., Schwandtke R., *Intelligent Garland - Conceptual Design and First Empirical Results*, Bulk Solids Europe, 2012
- [15] Liu X., *Prediction of belt conveyor idler performance*, doktorska disertacija, Delft University of Technology, Netherlands (2016). DOI: 10.4233/uuid:e813298e-93d8-4a76-a7ab-72b327bcde4b
- [16] Gladysiewicz L., Krol R., *Kompleksowa ocena jakosci kraznikow poliuretanowych stosowanych w gornictwie oodkrywkowym*, Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej Nr 128, Studia i Materiały Nr 36, Wrocław, Polska, 2009

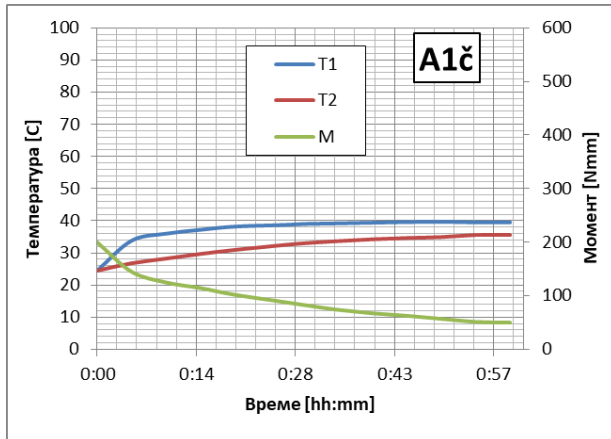
- [17] Lu Y., Lin F., Yu X., *Investigation into the effect of common factors on rolling resistance of belt conveyor*, Advances in Mechanical Engineering 2015, Vol. 7(8) 1–34, DOI: 10.1177/1687814015597639
- [18] Jinhu S., Wenjun M., Xiaoa Z., *Multi-objective optimization design and reliability analysis of idler with hollow step-shaft*, Journal of Advanced Mechanical Design Systems and Manufacturing 13 (4): JAMDSM0084-JAMDSM0084, DOI: 10.1299/jamdsm.2019jamdsm0084, January 2019
- [19] Мишковић Ж., *Утицај концентрације експлоатационих честица нечистоће на радне карактеристике котрљајних лежаја*, докторска дисертација, Машински факултет, Београд, 2017
- [20] Pang Y., *Intelligent belt conveyor monitoring and control*, Delft University of Technology, Faculty of Mechanical, Maritime and Materials Engineering, Department of Maritime and Transport Technology, Section of Transport Engineering and Logistics, докторска дисертација, ISBN: 978-90-5584-134-9, 2010.
- [21] Borović R., *Transport trakastim transporterima*, Rudarsko-geološki fakultet, Beograd, 1997
- [22] Belt Conveyors for Bulk Materials, 7th edition, 2nd printing, CEMA (Conveyor Equipment Manufacturer Association), USA, 2020
- [23] Kvasnička P., Domitrović D., *Mehanika tla - interna skripta*, Sveučilište u Zagrebu, Rudarsko geološko naftni fakultet, Zagreb, Hrvatska, 2007
- [24] Coulomb C.A. *Essai sur une application des règles de maximis et minimis a quelques problèmes de statique relatifs à l'architecture*, De l'Imprimerie Royale, Paris, France, 1776 <https://doi.org/10.1051/geotech/2023019>
- [25] Sokolovski V. V., *Statics of granular media*, Pergamon Press, Moscow, Russia, 1st ed. edition, 1965. ISBN 9780080136240
- [26] Lodewijks, G., *Dynamics of belt systems*, Phd thesis, Delft University of Technology, Netherlands (1996),
- [28] Krause F., Hettler W., *Die Belastung der Tragrollen von Gurtbandförderern mit dreiteiligen Tragrollenstationen infolge Fördergut unter Beachtung des Fördervorganges und der Schüttguteigenschaften*, Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule Otto von Guericke, 18(6/7):667–674, 1974.
- [29] DIN 22101 - тракасти транспортери
- [30] Dratt M., Katterfeld A., Wheeler C.A., *Determination of the bulk flexure resistance via coupled FEM-DEM simulation*, Bulk Solids Handling, 3 pp 50–58, 2015
- [31] Palmgren A., Lundberg G., *Dynamic capacity of rolling bearings*, Acta Polytechnica, Vol. 1, No. 3, 1947, p. 7.
- [32] Geesmann F., Nagy E., Bati J., *Design of heavy-duty idlers for the upper run of belt conveyors Part II: Engineering design of idlers*, Aufbereitungs Technik, 50(3):4–24, 2009
- [33] Harper C. A., *Handbook of Plastics, Elastomers, and Composites*, McGraw-Hill, 2002
- [34] Young W., Budynas R., *Roak's Formulas for Stress and Strain*, Seventh edition McGraw-Hill, ISBN 0-07-072542-N, (2002)
- [35] Tasić M., Mišković Ž., Mitrović R.: *Appliance of the Polymer Material for Construction of the Conveyor Belt Carrying Idler's Shell*, International Scientific and Professional Conference POLITEHNIKA, Belgrade, Serbia, pp.1233-1238, 2025

- [36] *Konstruieren mit technischen Kunststoffen*, Licharz, 2019
- [37] Vlahović D., *Termoplasti u strojogradnji*, Železara Sisak, Jugoslavija, 1972
- [38] Tehnika KB, *Termoplastični materijali - katalog*
- [39] SKF приручник за одржавање лежаја, 1998
- [40] EN ISO 527-4, стандард за одређивање затезних карактеристика полимера
- [41] SKF каталог
- [42] Harris, T.A., *Rolling Bearing Analysis*, 4th edition, *John Wiley & Sons*, 2001, USA, ISBN 0-471-35457-0
- [43] DIN 22112-2, стандард за ваљке из области рударства угља
- [44] Wang, Y., et al., *Investigation on frictional characteristic of deep-groove ball bearings subjected to radial loads*, *Advances in Mechanical Engineering* 2015, Vol. 7(7) pp. 1–12 , DOI: 10.1177/1687814015586111
- [45] Ionut Geonea I., Dumitru N., Dumitru I., *Experimental and theoretical study of friction torque from radial ball bearings*, *IOP Conference Series Materials Science and Engineering* 252 (2017), DOI: 10.1088/1757-899X/252/1/012048
- [46] EN ISO 15:2017 - котрљајни лежаји, радијални лежаји, габаритне димензије, општи план
- [47] EN ISO 492:2023 - котрљајни лежаји, радијални лежаји, геометријске спецификације производа и вредности толеранција
- [48] EN ISO 5753-1:2015 - котрљани лежаји, унутрашњи зазор, део 1: радијални унутрашњи зазор за радијалне лежаје
- [49] Tasić M., Mitrović R., Mišković Ž.: *Experimental and numerical transient thermal analysis of the idler bearing housing made of steel and polymer material*, *Thermal Science*, vol 26, no. 6A, pp. 4831-4840, 2022, <https://doi.org/10.2298/TSCI220429129T> (ISSN 2334-7163)
- [50] Tasić M., Mitrović R., Mišković Ž.: *The Test Bench for Determining Impact of Polymer Housing Material on The Bearing's Internal Friction*, *The 12th International Conference on Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering (KOD)*, Balatonfured Hungary, pp. 504-512, 2024, ISBN 978-30-31805-12-7
- [51] Mitrović R., Ristivojević M., Rosić B., *Mašinski elementi 1*, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd 2019
- [52] Tasic M., Mišković Ž., Mitrović R., Đorđević B., Dimić A., Stamenić Z., Jeremić L.: *Experimental Assessment of PA6 Bearing Housing Pressed-Fit for Enhanced Reliability and Multiple Maintenance Process*, *Polymers MDPI*, 17, 2971, 2025, <https://doi.org/10.3390/polym17222971> (ISSN: 2073-4360)

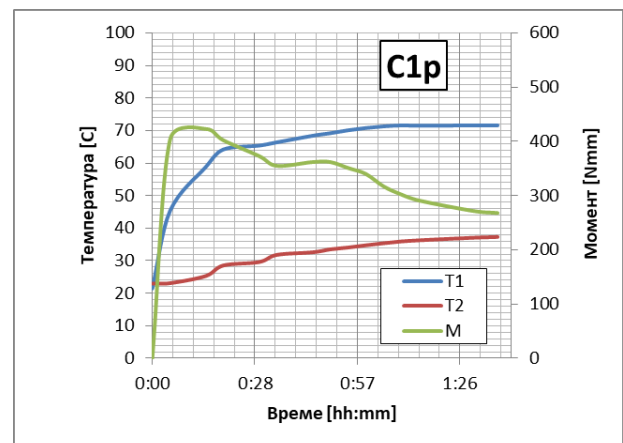
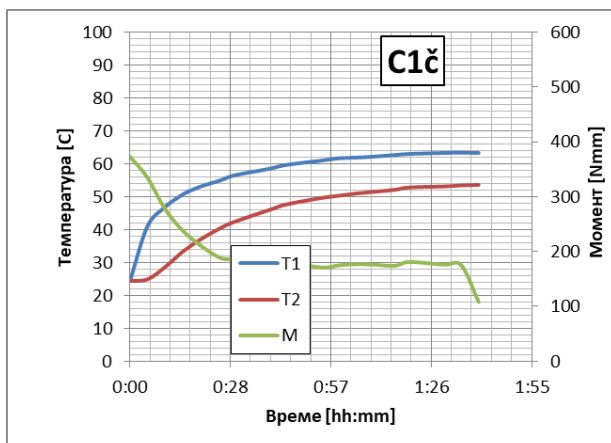
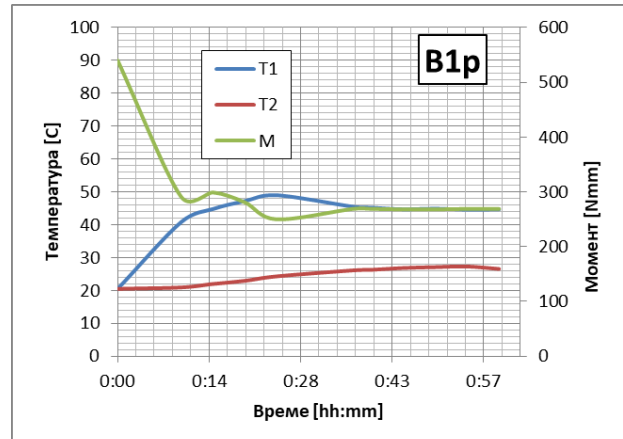
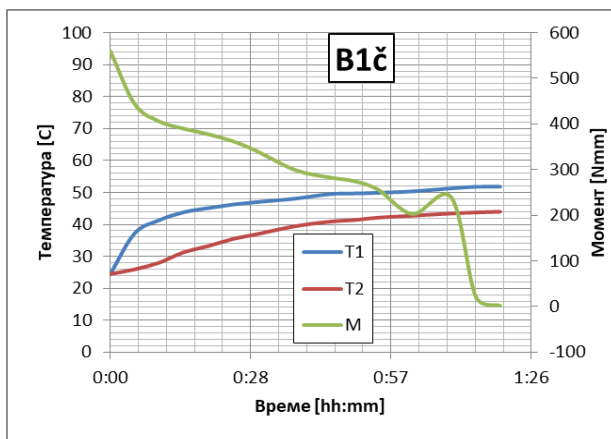
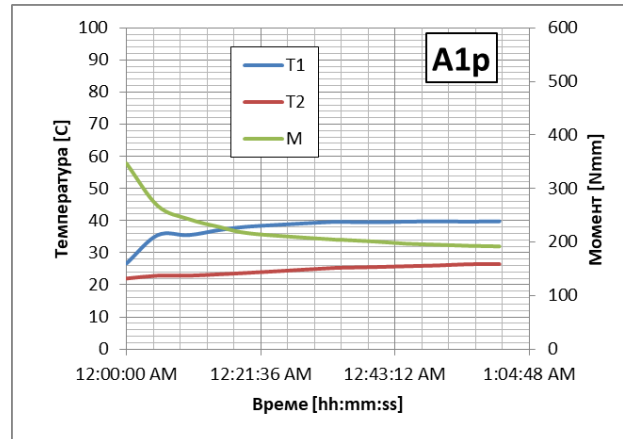
Прилози

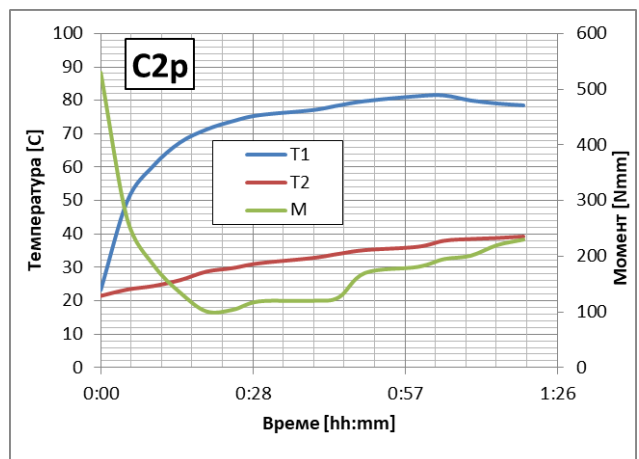
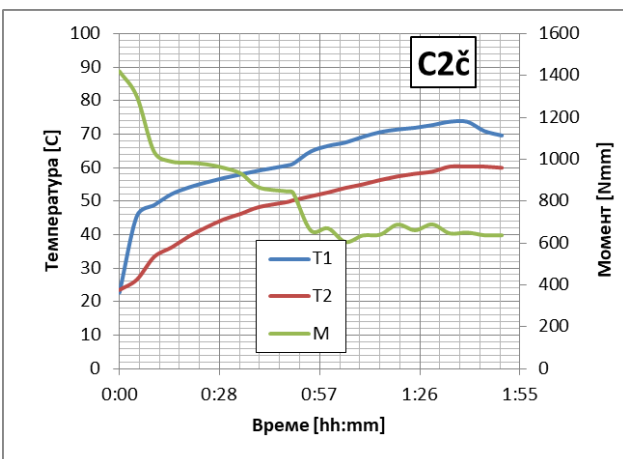
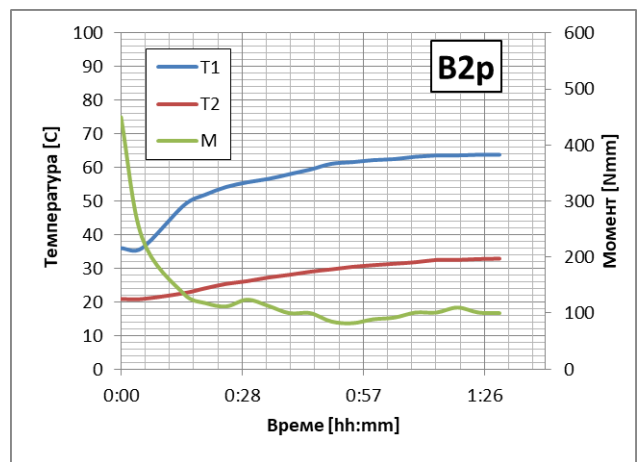
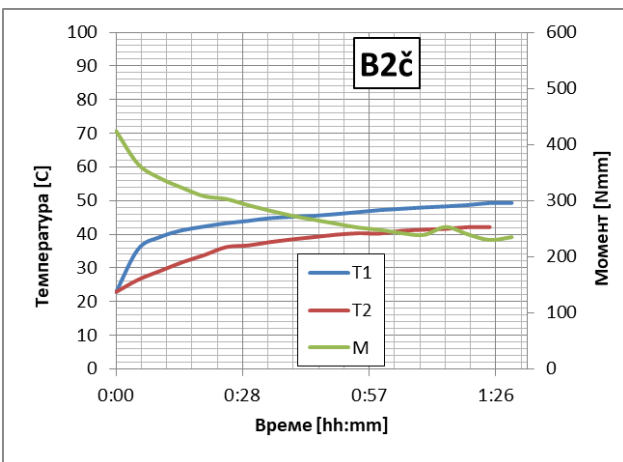
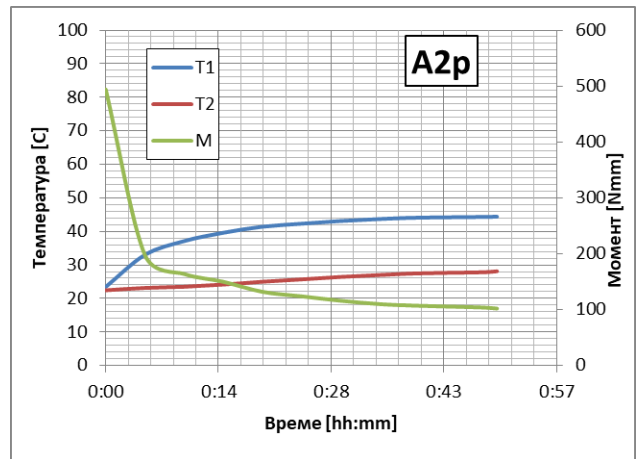
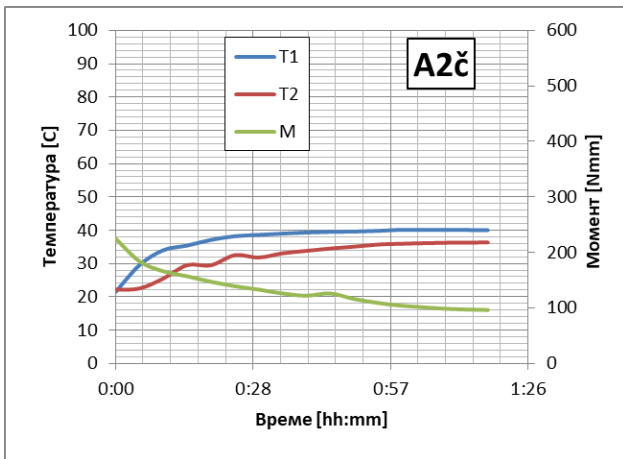
Прилог 1 - Температуре на површини прстена лежаја (T1), на давачу температуре у кућишту лежаја (T2) и вредност момента унутрашњег отпора (M)

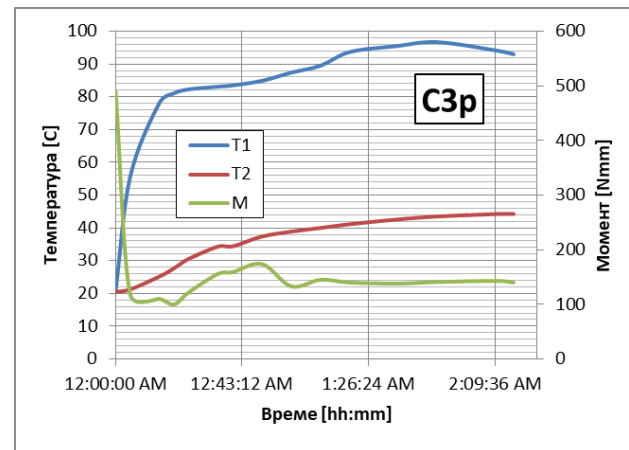
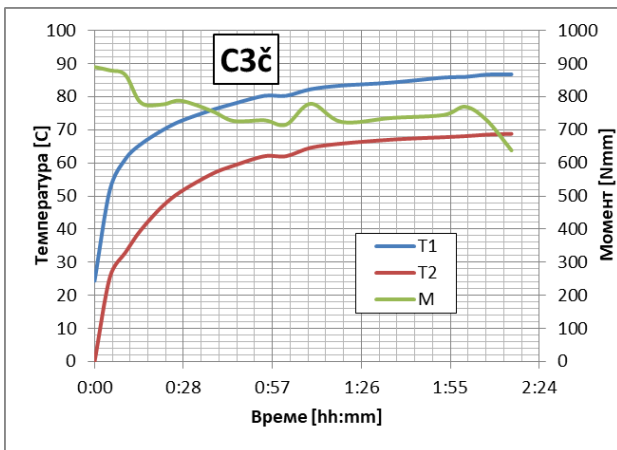
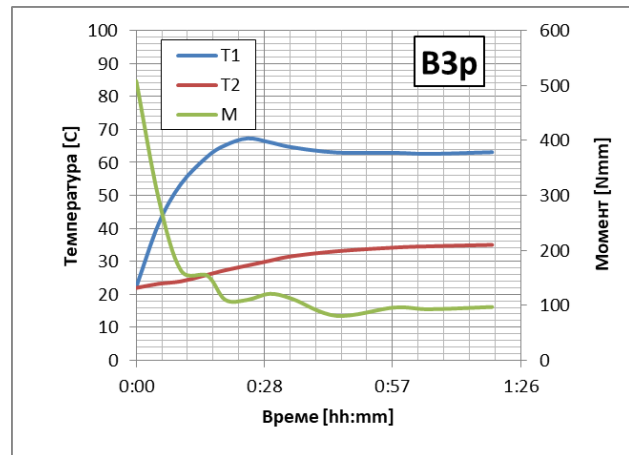
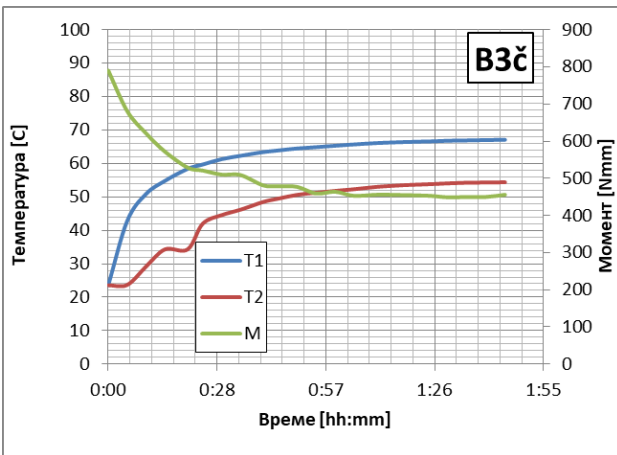
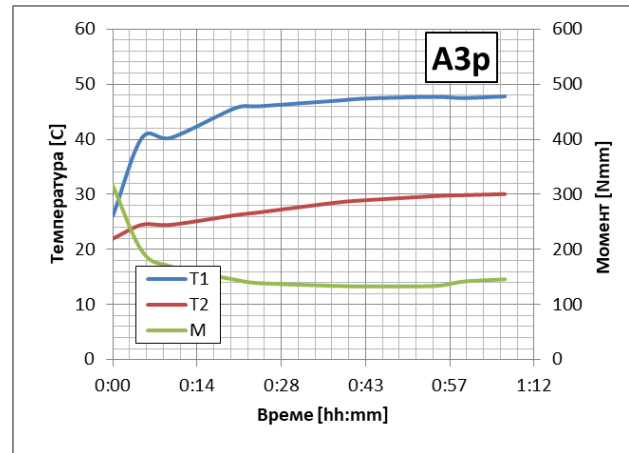
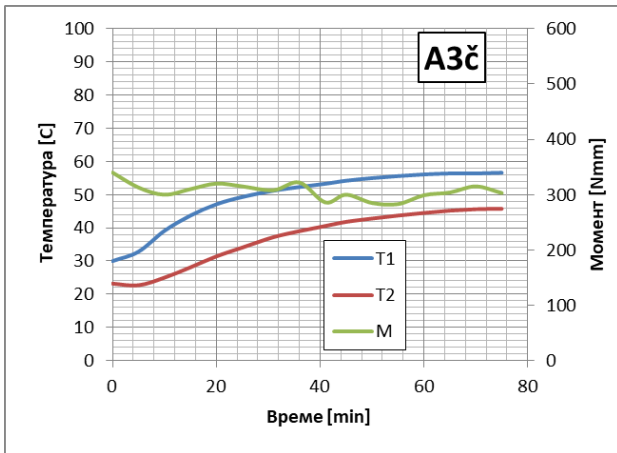
челик



полимер







Прилог 2 - Програмски код за аквизицију „Arduino“

HX711_ADC

Arduino library for HX711 24-Bit Analog-to-Digital Converter for Weight Scales

Olav Kallhovd sept2017

```
*/
/*****
 * // First we include the libraries
 }
 */
/*****
/*
    Settling time (number of samples) and data filtering can be adjusted in the config.h file
    For calibration and storing the calibration value in eeprom, see example file "Calibration.ino"
    The update() function checks for new data and starts the next conversion. In order to acheive
    maximum effective
    sample rate, update() should be called at least as often as the HX711 sample rate; >10Hz@10SPS,
    >80Hz@80SPS.
    If you have other time consuming code running (i.e. a graphical LCD), consider calling update()
    from an interrupt routine,
    see example file "Read_1x_load_cell_interrupt_driven.ino".
    This is an example sketch on how to use this library
*/
#include <OneWire.h>
#include <DallasTemperature.h>
#include <SPI.h>
#include <Wire.h>
#include <HX711_ADC.h>
#include <EEPROM.h>

// Data wire is plugged into pin 8 on the Arduino
#define ONE_WIRE_BUS 8
OneWire oneWire(ONE_WIRE_BUS);
/*****/
// Pass our oneWire reference to Dallas Temperature.
DallasTemperature sensors(&oneWire);
//pins:
const int HX711_dout = 4; //mcu > HX711 dout pin
const int HX711_sck = 5; //mcu > HX711 sck pin
const int lm35_pin = A5; /* LM35 O/P pin */
//HX711 constructor:
HX711_ADC LoadCell(HX711_dout, HX711_sck);
const int calVal_eepromAdress = 0;
long t;
void setup() {
```

```

Serial.begin(57600); delay(10);
Serial.println();
Serial.println("Starting...");
LoadCell.begin();
float calibrationValue; // calibration value (see example file "Calibration.ino")
calibrationValue = 245.0; // uncomment this if you want to set the calibration value in the sketch
#if defined(ESP8266)|| defined(ESP32)
  //EEPROM.begin(512); // uncomment this if you use ESP8266/ESP32 and want to fetch the
  calibration value from eeprom
#endif
  //EEPROM.get(calVal_eepromAdress, calibrationValue); // uncomment this if you want to fetch
  the calibration value from eeprom
  long stabilizingtime = 2000; // preciscion right after power-up can be improved by adding a few
  seconds of stabilizing time
  boolean _tare = true; //set this to false if you don't want tare to be performed in the next step
  LoadCell.start(stabilizingtime, _tare);
  if (LoadCell.getTareTimeoutFlag()) {
    Serial.println("Timeout, check MCU>HX711 wiring and pin designations");
    while (1);
  }
  else {
    LoadCell.setCalFactor(calibrationValue); // set calibration value (float)
    Serial.println("Startup is complete");
  }
}
void loop() {
  // call sensors.requestTemperatures() to issue a global temperature
  // request to all devices on the bus
  /***/
  // Serial.print(" Requesting temperatures...");
  sensors.requestTemperatures(); // Send the command to get temperature readings
  // Serial.println("DONE");
  /***/
  Serial.print(" T lezaja: ");
  Serial.print(sensors.getTempCByIndex(0)); // Why "byIndex"?
  Serial.print(" C");
  static boolean newDataReady = 0;
  const int serialPrintInterval = 10; //increase value to slow down serial print activity
  //
  int temp_adc_val;
  float temp_val;
  temp_adc_val = analogRead(lm35_pin); /* Read Temperature */
  temp_val = (temp_adc_val * 4.88); /* Convert adc value to equivalent voltage */
  temp_val = (temp_val/10); /* LM35 gives output of 10mv/°C */
  Serial.print(" T okoline = ");
  Serial.print(temp_val);
  Serial.print(" C");
  delay(10);
  // check for new data/start next conversion:
  if (LoadCell.update()) newDataReady = true;
  // get smoothed value from the dataset:
  if (newDataReady) {

```

```

if (millis() > t + serialPrintInterval) {
  float i = LoadCell.getData();
  Serial.print(" masa: ");
  Serial.print(i);
  Serial.println(" gr ");
  newDataReady = 0;
  t = millis();
  //Serial.print(t/1000);
}
}
// receive command from serial terminal, send 't' to initiate tare operation:
if (Serial.available() > 0) {
  float i;
  char inByte = Serial.read();
  if (inByte == 't') LoadCell.tareNoDelay();
}
// check if last tare operation is complete:
if (LoadCell.getTareStatus() == true) {
  Serial.println("Tare complete");
}
}

```

Биографија аутора

Марко (Милан) Тасић рођен је 13. септембра 1978. године у Београду, општина Звездара. Основну школу "Љуба Ненадовић" на општини Чукарица је похађао у периоду од 1985 - 1993, коју је завршио са одличним успехом у свим разредима. Био је првак општине из математике у осмом разреду и добитник је диплома за постигнут успех у току школовања из предмета математике и физике. Тринаесту београдску гимназију је похађао у периоду од 1993 - 1997, природно математички смер, коју је такође завршио са одличним успехом у свим разредима.

Машински факултет уписује 1997. године, смер Термотехника. Након одслуженог војног рока, завршава факултет 2006. године са просечном оценом 7,23, одбранивши са оценом 10 дипломски рад на тему „Нестационарно простирање топлоте код улежиштења вентилатора свежег ваздуха“, под менторством проф. др Радивоја Митровића, за који је 2007. године постао добитник годишње награде Привредне коморе Београда за један од десет најбољих дипломских радова у претходној години на Универзитету у Београду.

Докторске студије уписује 2017. године на Катедри за опште машинске конструкције. Све испите предвиђене програмом студија полаже до 2019 године, кад пред комисијом Катедре брани пројекат идеје докторске дисертације под радним називом „Примена пластичних материјала у изради тела носећих ваљака тракастих транспортера“.

Кандидат се након завршетка основних петогодишњих студија запошљава на годину дана (2006 - 2007) као проценитељ штете на моторним возилима у осигуравајућем друштву „ДДОР - Нови Сад“. Након тога, 2007. године почиње да ради у фабрици котлова и енергетске опреме „Руднап Груп - Минел Котлоградња“, прво као инжењер пројекта (2007 - 2009). Од значајнијих уговора, у поменутом периоду водио је пројекте производње вреловодних котлова за ЈКП Београдске електране од 116MW и 140MW и пратеће опреме у котларницама, производње прегрејача паре за Соду Со (Лукавац, БиХ), монтаже економајзера за ТЕ Угљевик (БиХ) и израде конзорцијалне понуде за реконструкцију топлане Шишка (Љубљана, Словенија). У периоду од 2009 - 2011 ради на позицији шефа Профитног центра за котлове и опрему под притиском, а 2012. године постаје заменик извршног директора производње.

Од 2013. године кандидат прелази да ради на Академију струковних студија Политехника - одсек Земун (у тренутку ступања у радни однос - Техникум Таурунум, висока школа струковних студија). Ради прво на позицији сарадника у настави на предметима „Јавни градски превоз“, „Путнички саобраћајни терминали и аутобазе“, „Мотори и моторна возила“, „Експлоатација и одржавање техничких средстава“, „Осигурања и процене штете“ и „Анализа и увиђаји саобраћаних незгода“. Од 2016. године стиче звање наставника вештина и до данашњег дана држи наставу на предметима „Експлоатација и одржавање техничких средстава“, „Пројектовање енергетски ефикасних објеката“, „Елементи машина и уређаја“ и „Пројектовање применом рачунара CAD“.

Кандидат је 2011. године положио стручни испит Инжењерске коморе Србије и поседује сертификате интерног проверача за стандард ISO 9001:2008, основног новоа софтвера Solid

Works и основног нивоа познавања немачког језика. Веома добро говори енглески језик и у току свог радног искуства радио је у следећим софтверима: Auto CAD, Catia, Microsoft Excel, Microsoft Word, Microsoft Project, Adobe Photoshop, Power Point, Solid Works, Creo, SAP.

У току докторских студија учествовао је 2024. године у раду на пројекту упоредних испитивања носећих ваљака за потребе предузећа ANSAL STEEL d.o.o., Сурдулица, Србија, у лабораторији Машинског факултета Универзитета у Београду. Такође је 2025. године учествовао у пројекту прорачуна напонског стања излазног колектора прегрејача 3 и мешних комора блока Б1 ТЕ Костолац од стране Катедре за технологију материјала Машинског факултета Универзитета у Београду.

Живи са супругом и троје деце.

Изјава о ауторству

Име и презиме аутора: Марко М. Тасић

Број индекса: Д43/2017

Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом:

„Примена полимера за израду тела носећих ваљака тракастих транспортера и њихов утицај на уграђене котрљајне лежаје“

- резултат сопственог истраживачког рада;
- да дисертација у целини ни у деловима није била предложена за стицање друге дипломе према студијским програмима других високошколских установа;
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио/ла интелектуалну својину других лица.

У Београду, _____

Потпис аутора

Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора: Марко М. Тасић

Број индекса: Д43/2017

Студијски програм: Докторске студије

Наслов рада: **„Примена полимера за израду тела носећих ваљака тракастих транспортера и њихов утицај на уграђене котрљајне лежаје“**

Ментори: др Жарко З. Мишковић - ванредни професор и др Радивоје М. Митровић - професор емеритус.

Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла ради похрањивања у **Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Београду.**

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског назива доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

Потпис аутора

У Београду, _____

Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

„Примена полимера за израду тела носећих ваљака тракастих транспортера и њихов утицај на уграђене котрљајне лежаје“

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Београду и доступну у отвореном приступу могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство (CC BY)
2. Ауторство – некомерцијално (CC BY-NC)
3. Ауторство – некомерцијално – без прерада (CC BY-NC-ND)
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима (CC BY-NC-SA)
5. Ауторство – без прерада (CC BY-ND)
6. Ауторство – делити под истим условима (CC BY-SA)

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци.
Кратак опис лиценци је саставни део ове изјаве).

Потпис аутора

У Београду, _____

1. **Ауторство.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.

2. **Ауторство – некомерцијално.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.

3. **Ауторство – некомерцијално – без прерада.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.

4. **Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.

5. **Ауторство – без прерада.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.

6. **Ауторство – делити под истим условима.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.