

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Трибологија машинских система

Број индекса: 316/2018

Марко С. Павловић

**Утицај вискозности мазива на степен
искоришћења пужног преносника
Мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Блажа Стојановић, ванр. проф.

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да:

- да основне информације о пужним преносницима,
- прикаже који све фактори утичу на степен искоришћења пужних преносника,
- изврши класификацију мазива за подмазивање пужних преносника и
- испита утицај вискозности мазива на степен искоришћења пужних преносника

Препоручена литература:

[1] Б. Стојановић, М. Благојевић: *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2015.

[2] А. Рац: *Мазива и подмазивање машина*, Машински факултет, Београд, 2007.

Крагујевац, октобар 2020.

Ментор:

Др Блажа Стојановић, ванр. проф.

Изјава о ауторству мастер рада

Изјављујем да сам овај рад радио самостално служећи се знањем које сам стекао током свог школовања и користећи наведену литературу.

Сви делови рада, резултати или идеје које су цитиране или преузете од других аутора или институција, јасно су назначене у складу са правилима академског писања.

Велико хвала мојој породици и девојци на подршци коју су ми пружили.

Summary

The goal of this master thesis is to present the influence of lubricant viscosity on degree of efficiency of worm gear drive. Accordingly, testing of lubricating oils of different viscosities was performed. The paper describes the theoretical foundations of worm gears, as well as the degree of efficiency. The experimental part of the test was performed at the Faculty of Engineering in Kragujevac in the Center for testing of mechanical power transmitters, on the AT 200 apparatus. Analysis of the results showed that the degree of efficiency increases with increasing input speed, output torque and viscosity of lubricants; that the temperature increases with increasing speed and output torque and that the oil temperature depends on the ambient temperature. It was also found that the viscosity of the lubricant has no effect on the noise level, but the number of revolutions has an effect on the noise intensity range, from the minimum to the maximum value.

Keywords: worm gear drive, efficiency, lubricant, viscosity, temperature, noise

Резиме

Циљ овог рада јесте да прикаже утицај вискозности мазива на степен искоришћења пужног преносника. Сходно томе, спроведено је испитивање мазивих уља различитих вискозности. У раду су описане теоријске основе пужних преносника снаге, као и степена искоришћења. Експериментални део испитивања обављен је на Факултету инжењерских наука у Крагујевцу у Центру за испитивање механичких преносника снаге, на апаратури АТ 200. Поред испитивања утицаја вискозности мазива на степен искоришћења, обављено је и испитивање температуре уља у различитим режимима рада, као и утицај мазива на јачину буке. Анализом резултата утврђено је да степен искоришћења расте са порастом улазног броја обртаја, излазног обртног момента и вискозности мазива; да се температура расте са порастом броја обртаја и излазног обртног момента и да температура уља зависи од температуре окружења. Такође је утврђено да вискозност мазива нема утицај на јачину буке, али број обртаја има утицај на распон јачине буке, од минималне до максималне вредности.

Кључне речи: пужни преносник снаге, степен искоришћења, мазиво, вискозност, температура, бука

Садржај

1. Увод	1
2. Пужни преносници	2
3. Степен искоришћења пужног преносника	8
4. Губици снаге у пужном преноснику	11
5. Утицај различитих фактора на степен искоришћења	19
6. Мазива за подмазивање преносника снаге	23
6.1 Гасовита мазива	23
6.2 Течна мазива	24
6.2.1 Подела течних мазива	26
6.3 Полутечна мазива	27
6.4 Чврста мазива	30
6.5 Адитиви	32
6.6 Мазива за пужне преноснике снаге	33
6.7 Подмазивање пужних преносника снаге	34
7. Испитивање	36
7.1 Уређај за испитивање степена искоришћења	36
7.2 Уређаји за испитивање температуре и буке	39
7.3 Мерење степена искоришћења	41
8. Резултати испитивања	42
8.1 Степен искоришћења	42
8.2 Температура	48
8.3 Бука	53
9. Анализа резултата	55
9.1 Степен искоришћења	55
9.2 Температура	57
9.3 Бука	58
10. Закључак	59
11. Литература	60

1. Увод

Механички преносници се користе за пренос механичке енергије од погонске машине, најчешће електромотора, до радне машине. Вратила и спојнице, такође преносе механичку енергију, међутим они не могу вршити трансформацију броја обртаја и обртног момента, то може само преносник снаге. Преносник снаге такође може извршити промену смера обртања уколико је то потребно, [1].

Данас се најчешће користе [1]:

- зупчасти преносници,
- ланчани преносници,
- фриксиони преносници,
- каишни преносници,
- зупчасти каишни преносници,
- кардански преносници и др.

Зупчасти преносници снаге имају највећу примену од свих преносника снаге. Они преносе снагу и обртни момент са једног вратила на друго приликом спреге зубаца зупчаника. Зупчасти пар представља најједноставнији облик зупчастог преносника који се састоји од два зупчаника. Један зупчаник је погонски, док је други гоњени. Обртни момент и снага се преносе са погонског зупчаника на гоњени, [1].

Према положају оса погонског и гоњеног зупчаника разликују се :

- цилиндрични зупчасти парови- зупчасти преносници код којих су осе вратила паралелне,
- конични зупчасти парови- зупчасти преносници код којих се осе вратила секу и
- хиперболоидни зупчасти парови- зупчасти преносници код којих се осе вратила мимоилазе.

Зупчасти преносник може бити састављен од једног зупчастог пара који чине два зупчаника (једностепени преносник). Комбиновањем више једностепених зупчастих парова различитих врста добија се вишестепени зупчасти преносник, [1].

У наставку рада детаљно су описани пужни преносници, који спадају у групу хиперболоидних зупчастих преносника снаге. Приказани су основни губици енергије, њихов начин одређивања и утицај различитих фактора на степен искоришћења. За потребе овог рада извршено је испитивање једностепеног пужног преносника са преносним односом 18.

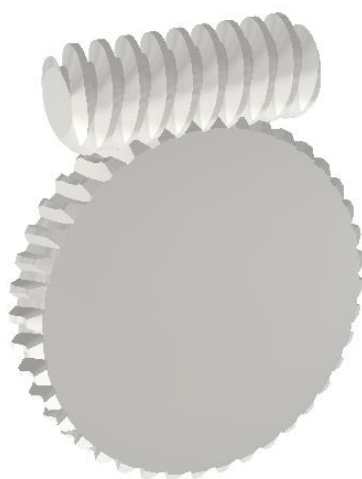
2. Пужни преносници

Пужни преносник представљен је пужним паром (слика 1), којег чине пуж и пужни зупчаник. Овакав преносник представља врсту хиперболоидног зупчастог пара, односно, зупчастог пара чије се осе мимоилазе. Угао под којима се осе мимоилазе је најчешће 90° , али он може у неким случајевима бити мањи или већи, мада је тај опсег ограничен. Пужни преносници се ретко користе као мултипликатори, разлог је њихова вредност степена искоришћења која је $\eta < 0,5$. Пуж је мањег пречника од пужног зупчаника и може имати једну или више завојница, тако да подсећа на завртањ или навојно вретено, због тога он најчешће представља погонски део преносника. У зависности од броја завојница разликујемо [1,2,3]:

- једноходне,
- двоходне,
- троходне и
- вишеходне пужеве.

Угао успона завојнице пужа је мањи од 45° . Пуж приликом кретања, слично Архимедовом вијку, на први поглед личи као да се креће транслаторно, међутим он уствари ротира око своје осе. Спрега пужа и пужног зупчаника је слична као спрега завртња и навртке, самим тим овај пар представља један клизни спој. Како се контакт остварује по принципу интезивног клизања, потребно је да један од делова у споју буде од мекшег материјала, а други од материјала веће тврдоће. Пужни зупчаник се израђује, углавном од разних врста бронзи, легура цинка и алуминијума, јер при спреси са пужем, који се израђује од челика који је каљен и брушен, даје мале отпоре при кретању, [1,2,3].

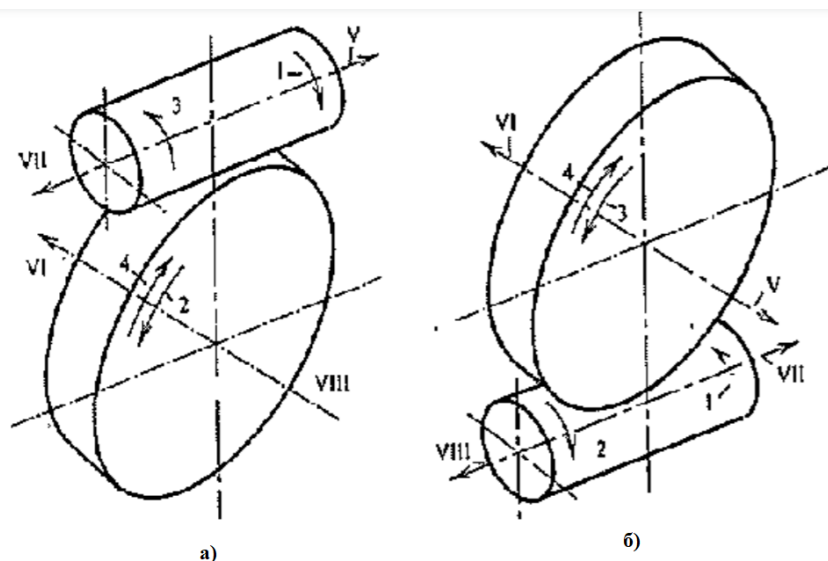
Пужни зупчаници се примењују за пренос снага величина до 150 kW, а налазе примену код транспортера, лифтова, дизалица, алатних и текстилних машина, шинских и друмских возила итд. [1,2,3].



Слика 1. Пужни пар

Угао завојнице пужног преносника може бити десни, што је најчешћи случај, али може бити и леви. Смерови нагиба зубаца су идентични код пужног пара, то значи да десном пужу одговара десни пужни зупчаник, а левом одговара леви. Постоје и дуплекс пужни преносници код који пуж има различите углове нагиба левог и десног бока зубаца, [1,2,3].

Смер обртања пужног зупчаника зависи од смера обртања пужа, као и од смера завојнице пужа, што је шематски илустровано на слици 2, док је у табели 1 дат преглед смерова обртања и смерова аксијалних сила, [1,2,3].

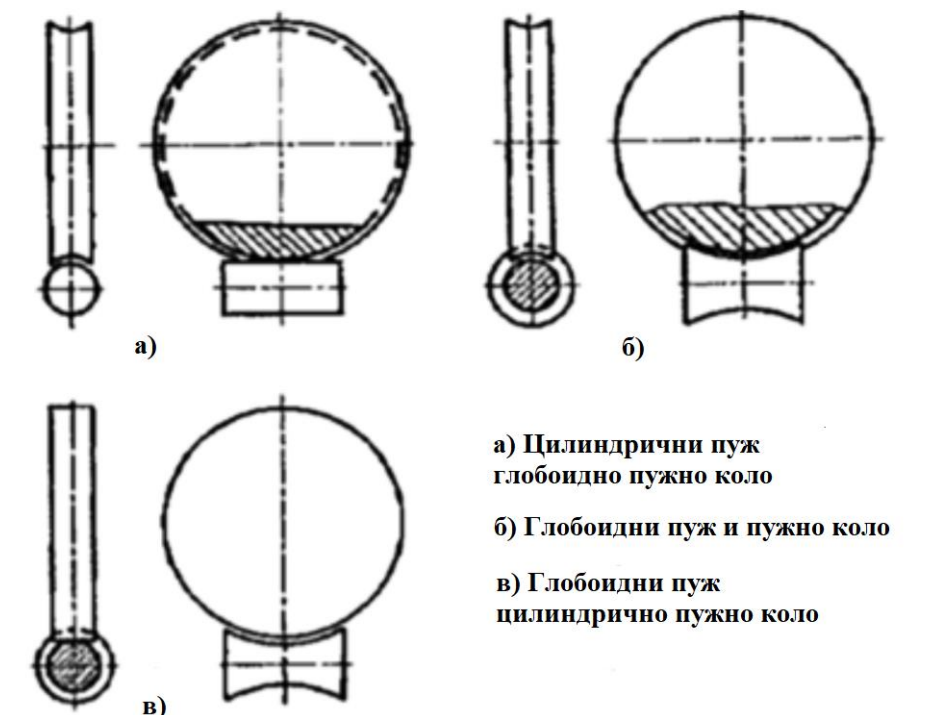


Слика 2. Смер обртања пужног зупчаника зависи од смера обртања пужа, као и од смера завојнице пужа, [2]

Табела 1. Преглед смерова обртања и смерова аксијалних сила, [2]

Пуж смештен изнад пужног зупчаника (слика 2.а)				
Смер завојнице	Смер окретања		Смер F_a	
	пужа	пуж. зупчаника	пужа	пуж. зупчаника
десни	1	2	V	VI
десни	3	4	VII	VIII
леви	1	4	VII	VI
леви	3	2	V	VIII
Пуж смештен испод пужног зупчаника (слика 2.б)				
Смер завојнице	Смер окретања		Смер F_a	
	пужа	пуж. зупчаника	пужа	пуж. зупчаника
десни	2	4	VII	V
десни	1	3	VIII	VI
леви	2	3	VIII	V
леви	1	4	VII	VI

Пуж и пужни зупчаник могу имати цилиндрични и глобоидни облик (слика 3), међутим најчешће се користи комбинација цилиндричног пужа и глобоидног пужног зупчаника, [1,2,3].



Слика 3. Могући облици пужа и пужног зупчаника, [2]

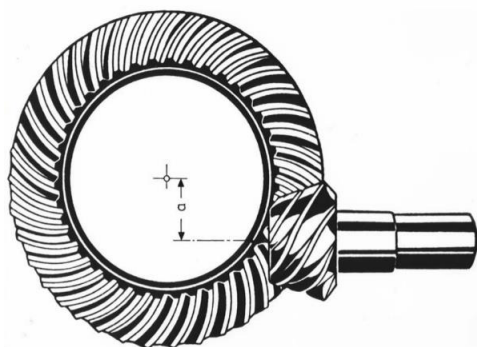
Свака од ових комбинација поседује јединствене карактеристике геометрије и налази примену у различитим пољима, [1,2,3].

Код цилиндричних пужних преносника (слика 3.а) пуж је цилиндричан, а пужни зупчаник је глобоидан. Темена и подножна површина пужа су облика цилиндара, док су те површине код пужног зупчаника у облику кружних торуса, односно глобоида. Кинематски круг пужног зупчаника тангира изводницу кинематског центра пужа, [1,2,3].

Глобоидни пужни преносници (слика 3.б) представљају пужни пар код кога су пуж и пужни зупчаник глобоидног облика. У овом случају изводница пужа обухвата кинематски круг пужног зупчаника. Према томе, кинематске површине се уклапају једна у другу што доводи до већег броја зубаца у спреси истовремено, а са тим се повећава и додирна површина, док се смањују конактни притисци и загревање, а повећава носивост. Ипак, сложеност израде оваквих пужних парова утиче на то да се они ређе примењују упркос њиховим предностима, [1,2,3].

Трећа врста пужних преносника (слика 3.в) се састоји од пужа глобоидног облика и цилиндричног пужног зупчаника са косим зупцима. Примена оваквог пужног пара је видљива на точку управљача друмских возила, [1,2,3].

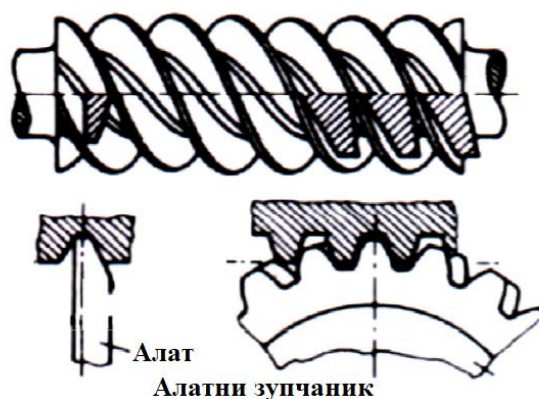
Поред ових основних облика постоје и такозвани спироидни преносници (слика 4). Иако изгледом не подсећају на пужни пар, већ на пар коничних зупчаника, из разлога што се код њих осе зупчаника мимоилазе, они припадају групи хиперболодиних зупчастих преносника. Њихове главне карактеристике јесу: могућност преношења великих снага, велики број зубаца у спреси и велике брзине клизања, [1,2,3].



Слика 4. Спироидни преносник, [2]

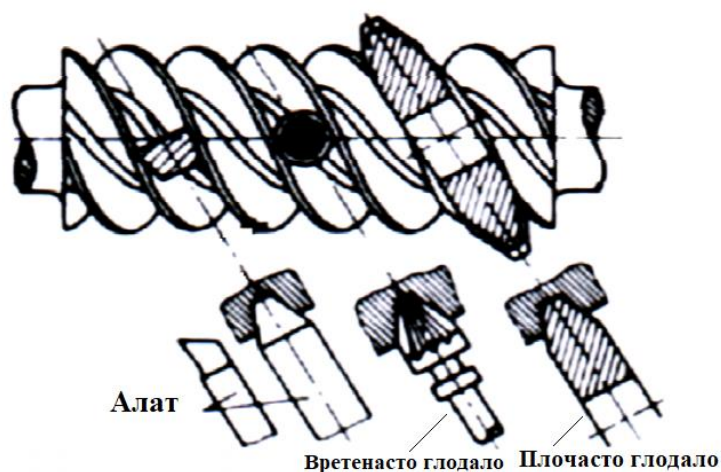
Према начину израде постоје пет типова пужева: ZA, ZN, ZI, ZK и ZH. Коефицијенти померања профила (x) су различити међу типовима. за ZI $-1,0 \leq x \leq 1,0$, док за све остале износи $0 \leq x \leq 1,0$, [4].

ZA пуж (слика 5) се израђује помоћу алатног зупчаника. Профил зупца пужа је трапезног облика у аксијалном пресеку, а у радијалној равни има облик Архимедове спирале, по чему се још назива Архимедов пуж, [2].



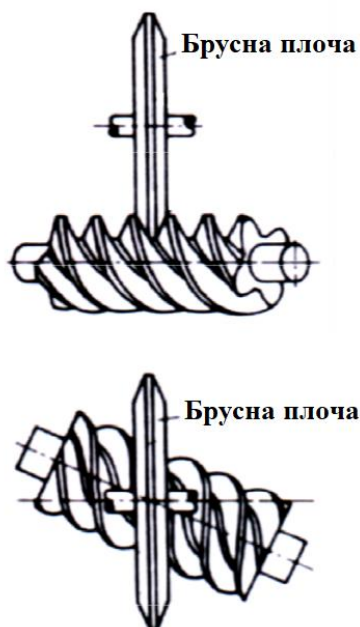
Слика 5. ZA пуж, [2]

ZN пуж (слика 6) има праволинијски профил у управном пресеку на бокове зубаца, а има благо закривљене линије у аксијалном пресеку (испупчен или издубљен). Израђује се вретенастим глодалом или стругањем, [2].



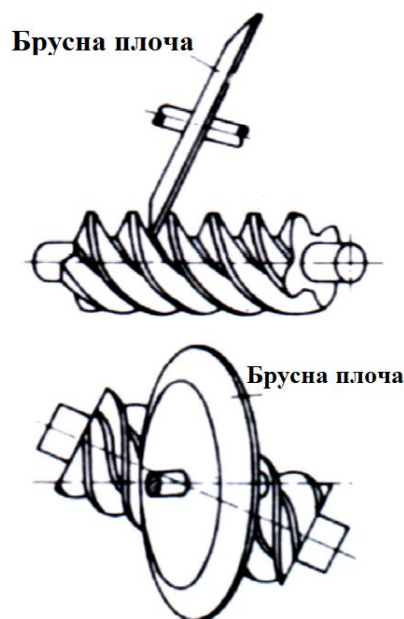
Слика 6. ZN пуж, [2]

ZI пуж (слика 7) се још назива еволвентни пуж јер профил зубаца пужа одговара профилилу цилиндричних зупчаника са косим зупцима, великог угла нагиба зубаца (β). Изводнице бочних површина су праве линије које са равни управном на осу пужа заклапају угао једнак углу нагиба завојнице пужа. У аксијалном пресеку профил је благо испупчена крива линија, док је у радијалном пресеку профил у облику еволвенте. Израђује се глодањем одвалним глодалима, [2].



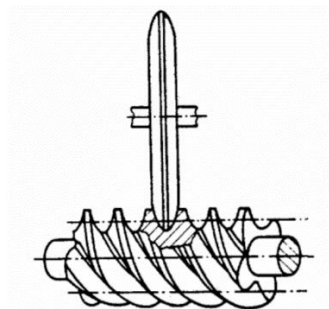
Слика 7. ZI пуж, [2]

ZK пуж (слика 8) или конусни пуж, у пресеку управном на бокове зубаца има профил облика трапеца, а у аксијалном пресеку профил је благо испупчен. Израђује се котурастим глодалом и брусом тоцилом трапезног профила, [2].



Слика 8. ZK пуж, [2]

ЗН пуж (слика 9) је пуж са издубљеним боковима у аксијалном пресеку. Овакав профил је прилагођен профили зубаца пужног зупчаника. Овај тип пужа има већу носивост и трајност у раду и то при мањим загревањима, али је израда скупља, јер је за сваки број зубаца и сваки модул потребан посебан алата, [2].



Слика 9. ЗН пуж, [2]

Предности пужних преносника су [2]:

- врло велики преносни однос ($i \leq 100$) остварен једним пужним паром. При редукцији броја обртаја препоручене вредности преносног односа су $5 < i < 70$, а при мултипликацији $1 < i < 15$. Комбинацијом више пужних преносника може се манипулисати величином преносног односа,
- пошто се контакт остварује по принципу интезивног клизања, овим је омогућен тих рад, уз пригушење динамичких удара уз одсуство вибрација,
- поједини типови пужних парова имају изузетно велику носивост,
- пужни преносници имају повољне услове за стварање уљног филма, јер смањивањем броја зубаца пужа, односно завојница, не расте закривљеност бокова, за разлику од осталих зупчастих преносника. Релативни смерови кретања такође повољно утичу на стварање уљног филма, што резултује могућношћу преноса великих снага,
- пужни парови имају дуг век трајања уколико се испуне услови тачности израде, правилне монтаже, доброг и обилног подмазивања, оптималног избора материјала...
- могу се остварити као самокочиви,
- мањих су димензија, лакши и једноставнији у односу на остале преноснике,
- мимоилажење оса вратила омогућава погођење више пужних преносника истовремено, остварујући већи преносни однос,
- уз правилну конструкцију, обилног подмазивања и повољног избора кинематских односа, код вишеходних пужних преносника, могуће је остварити степен искоришћења до 0,98.

Недостаци пужних преносника су [2]:

- цилиндрични пужни преносници, као и самокочиви, врло ретко могу остварити степен искоришћења већи од 0,5 и то само у изузетним условима,
- мала чврстоћа материјала пужних зупчаника ограничава примену ових преносника на мање снаге (до 1 MW) и мање угаоне брзине (до 3000 min^{-1}), као и на мања осна растојања ($a < 160 \text{ mm}$),
- услед клизања може доћи до повећања температуре, а самим тим и до великих губитка енергије, па се у одређеним случајевима врши вештачко хлађење преносника.

3. Степен искоришћења пужног преносника

Уопштено, степен искоришћења представља однос уложене и корисне снаге, тј. снаге искоришћене за рад. Када се говори о пужним преносницима, најчешћи проблем приликом њихове примене, јесте остваривање оптималног степена искоришћења. Степен искоришћења пужног преносника делом зависи од преносног односа и може се, у одређеним случајевима, кретати од 0,49 за преносни однос $i = 300$ до 0,9 за преносни однос $i = 5$. Сходно томе, препорука је да се пужни преносници користе за мање преносне односе, [4].

Како степен искоришћења представља један од главних проблема пужног преносника, многи истраживачи су радили на решењу, вршећи експерименте и анализирајући резултате. *Balázs Magyar* и *Bernd Sauer* [5] су вршили прорачун степена искоришћења пужног преносника ZK типа, подмазиваног мазивом вискозности $150 \text{ mm}^2/\text{s}$ при излазном обртном моменту од 430 Nm . Њихов експеримент резултовао је вредношћу степена искоришћења у распону $0,65 \div 0,74$. *Massimiliano Turci* и други [6] су испитивали утицај међуосног растојања, преносног односа и врсте мазива на степен искоришћења. Утврдивши притом да при осном растојању вредности 50 mm , преносном односу $i = 49$ и варијацијом различитим мазивима (полиетилен гликол (PEG), комбинацију PEG+WS₂ (волфрам дисулфида) и синтетичко уље) се може постићи степен искоришћења у распону од 0,572 за PEG, до 0,637 за синтетичко уље. *Seong Han Kim* [7] у свом раду испитује утицај несаосности управљачког система услед вибрација при кретању возила, на степен искоришћења. Резултати показују да у одређеном краткотрајном временском интервалу, степен искоришћења може достићи вредности до 0,93. *Hermann Sieber* [8] је вршио одређивање степена искоришћења у зависности од различитих врста мазива при осном растојању од 63 mm , преносном односу $i = 39$ и улазном броју обртаја 350 min^{-1} . Испитивање је показало широк опсег степена искоришћења од 0,62 за уље PEG вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$, до 0,74 за уље PEG вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$.

У пракси, степен искоришћења пужног преносника се рачуна као однос излазне снаге према улазној, [2,3]:

$$\eta = \frac{P_{iz}}{P_{ul}} \quad (1)$$

где је:

P_{iz} – излазна снага, W, а

P_{ul} – улазна снага, W.

Излазна снага се може рачунати и као:

$$P_{iz} = P_{ul} - P_G \quad (2)$$

где је P_G – укупни губитак снаге, W.

Претходни израз указује на то да излазна снага у ствари представља улазну снагу којој се одузима извесна вредност снаге, која се губи на савладавање разних врста отпора. Сходно томе, вредност степена искоришћења мора увек бити мања од 1, [2,3].

Уколико се степен искоришћења рачуна за пужни преносник, за случај када је пуж погонски елемент, и ако се са P_1 означи снага на пужу, а са P_2 снага на пужном зупчанику, степен искоришћења се рачуна по следећем изразу, [2,3]:

$$\eta = \frac{P_1 - P_G}{P_2} = \frac{P_2}{P_2 + P_G} \quad (3)$$

А за случај да је пужни зупчаник погонски елемент:

$$\eta = \frac{P_2 - P_G}{P_1} = \frac{P_1}{P_1 + P_G} \quad (4)$$

Осим овог општег израза за рачунање степена искоришћења пужног преносника, постоје још пар, који се користе у одређеним случајевима. Могуће је, степен искоришћења, одредити помоћу угла нагиба средње завојнице пужа γ_m и угла трења φ_1 [9]:

$$\eta = \frac{tg\gamma_m}{tg(\gamma_m + \varphi_1)} = \frac{z_1(q - \mu_1 \cdot z_1)}{q(z_1 + \mu_1 \cdot q)} \quad (5)$$

где су:

z_1 – број зубаца пужа,

μ_1 – коефицијент трења између спрегнутих зуба пужа и пужног зупчаника и

q – пужни број који се одређује по изразу:

$$q = \frac{z_1}{tg\gamma_m} \quad (6)$$

Још један начин рачунања степена искоришћења јесте услед спрезања зубаца пужа и пужног зупчаника. Израз који су користили *Balázs Magyar* и *Bernd Sauer* [5] гласи:

$$\eta_{mesh} = \frac{tg\gamma_m}{tg\left(\gamma_m + arctg\left(\frac{\mu_{tf}}{\cos(a_0)}\right)\right)} \quad (7)$$

где су:

μ_{tf} – коефицијент трења између спрегнутих зуба пужа и пужног зупчаника, а

a_0 – угао притиска

Такође, степен искоришћења услед спрезања зубаца цилиндричног пужног преносника, уколико је пуж погонски елемент, се према стандарду DIN 3996:2019-09 [10] рачуна по изразу:

$$\eta_{mesh} = \frac{tg\gamma_m}{tg(\gamma_m + arctg(\mu_{mz}))} \quad (8)$$

Уколико је пужни зупчаник погонски елемент степен искоришћења се рачуна према изразу:

$$\eta' = \frac{tg(\gamma_m - arctg(\mu_{mz}))}{tg\gamma_m} \quad (9)$$

Према стандарду, коефицијент трења зависи од неколико фактора и представља њихов производ:

$$\mu_{mz} = \mu_{0T} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R \quad (10)$$

где је:

μ_{0T} – основни коефицијент трења,

Y_S – фактор величине,

Y_G – фактор геометрије,

Y_W – фактор материјала и

Y_R – фактор храпавости.

На основу израза (5) може се закључити да оптималан степен искоришћења наступа уколико је угао завојнице $\gamma_m = 45^\circ$. Ако угао завојнице има вредност различиту од $\gamma_m = 45^\circ$, степен искоришћења има мању вредност. Број завојница такође утиче на степен искоришћења, [11].

4. Губици снаге у пужном преноснику

Губитак снаге такође је један од изазова који се јавља при решавању проблема степена искоришћења. *Henry E. Merritt* [12] као једне од чешћих видова губитка снаге који се јављају код пужних преносника уврстава:

- губитке, пропорционалне улазној снази, услед трења које се јавља између зубаца пужа и пужног зупчаника приликом њиховог контакта и
- губитке у лежајевима, као и услед отпора кретању флуида, односно уља за подмазивање.

У случају када се пужни зупчаник монтира на куглични лежај, тада отпор кретању уља за подмазивање представља главни утицај губитка снаге, а који је у функцији брзине и температуре, али независан од оптерећења, [12].

Основни израз који се користи приликом прорачунавања губитака снаге који се јављају у пужном преноснику, подразумева губитке снаге услед отпора клизању пужног пара током кретања (P_{Gz}), губитке снаге који се јављају у лежајевима (P_{GL}) и губитке снаге при празном ходу (P_{G0}). Математички, укупни губици снаге представљају суму свих ових појединачних вредности, и то по изразу [3]:

$$P_G = P_{Gz} + P_{GL} + P_{G0} \quad (11)$$

Губитак снаге услед отпора клизању пужног пара током кретања, то јест, приликом спрезања пужа и пужног зупчаника, може се одредити помоћу израза [3]:

$$P_{Gz} = F_N + \mu_z + v_k \quad (12)$$

где су: F_N – нормална снага на боку зупца, N,

μ_z – коефицијент трења пужног пара,

v_k – брзина клизања, m/s.

Брзина клизања зависи од пречника средњег круга (d_{m1} , mm), броја обртаја пужа (n_1 , min⁻¹) и угла нагиба завојнице (γ_m , °), а рачуна се по изразу [3]:

$$v_k = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma_m} \quad (13)$$

Губитак снаге у лежајевима зависи од врсте и типа лежајева, односно лежишта, који се користе у пужном редуктору [24]:

$P_{GL} = P_1 \cdot (0,005 \div 0,01)$ – за котрљајне лежајеве и

$P_{GL} = P_1 \cdot (0,02 \div 0,03)$ – за клизна лежишта.

где P_1 представља улазну снагу, односно снагу на пужу.

Што се тиче губитка снаге при празном ходу, он се може одредити према изразу [3]:

$$P_{G0} = 10^{-7} \cdot a \cdot \left(\frac{n_1}{60}\right)^{4/3} \cdot \left(\frac{v_{40}}{1,83} + 90\right) \quad (14)$$

где су:

a – међусобно растојање, mm,

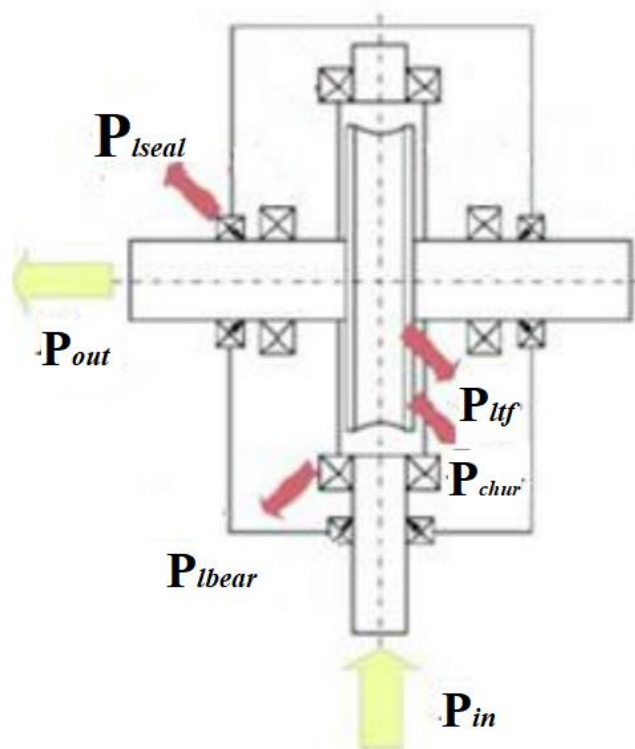
n_1 – број обртаја пужа, min^{-1} и

ν_{40} – кинематска вискозност уља на 40°C mm^2/s .

Како пужни преносници спадају у врсту компактних преносника снаге, према *Balázs Magyar* и *Bernd Sauer* [5] губици снаге су подељени на:

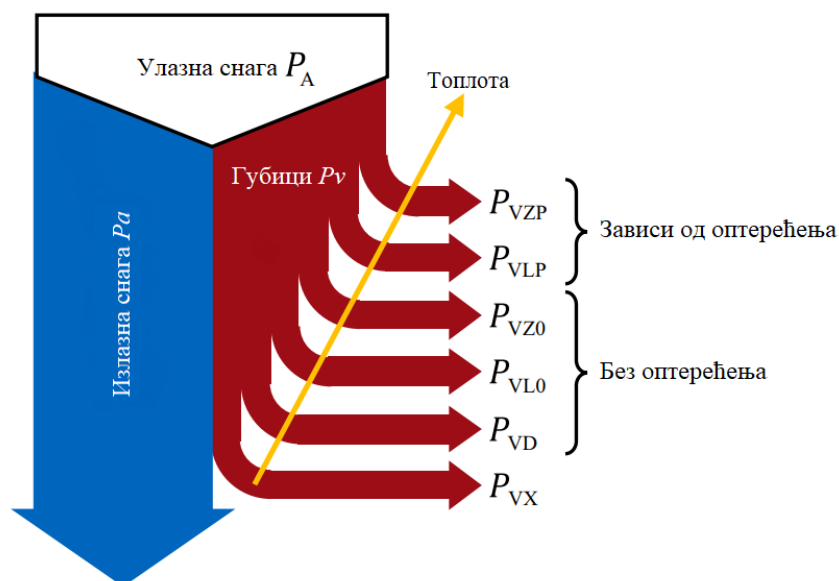
- губитке снаге услед трења зубаца P_{lzf} ,
- губитке снаге услед отпора уља P_{lchur} ,
- губитке снаге у лежајевима P_{lbear} и
- губитке снаге на заптивкама P_{lseal} .

На слици 10, може се јасно видети ток снаге, као и губици који настају приликом експлоатације пужног преносника. Ови губици се могу поделити на оне које зависе од оптерећења и на оне које не зависе, самим тим, како би се ови губици одредили, потребно је познавати локална оптерећења. Губици који зависе од оптерећења су губици услед трења зубаца и губици у лежајевима, а они који не зависе су губици услед отпора уља, као и губици на заптивним прстеновима.



Слика 10. Ток снаге и губици пужног редуктора, [5]

Попут *Balázs Magyar* и *Bernd Sauer* [5], *Constantin Paschold* и други [13] карактеришу укупни губитак снаге као суму парцијалних губитака снаге компонената пужног редуктора (слика 11). На губитак снаге утичу зупчаници (Z), лежајеви (L), заптивке (D), а у зависности од типа редуктора, постоје и остали губици (X). Сви ови губици се даље могу окарактерисати као губици који зависе од оптерећења (P), или који не зависе (0).



Слика 11. Дијаграмски приказани губици снаге, [13]

На дијаграму се јасно може видети веза између снаге на улазу, излазне снаге и губитака, који се у ствари јављају у виду топлоте, па се према овоме може се формирати израз [13]:

$$P_V = P_{VZP} + P_{VZ0} + P_{VLP} + P_{VL0} + P_{VD} + P_{VX} \quad (15)$$

Када су у питању губици снаге на које утичу зупчаници, то подразумева трење које се јавља при контакту зубаца пужа и пужног зупчаника, а као губици који зависе од оптерећења рачунају се по изразу [13]:

$$P_{VZP} = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{T_2 \cdot n_1}{u} \cdot \left(\frac{1}{\eta_z} - 1 \right) \quad (16)$$

где су:

T_2 – обртни момент пужног зупчаника, Nm,

n_1 – број обртаја пужа, min^{-1} ,

u – преносни однос и

η_z – степен искоришћења при спрезању.

Постоје и губици при спрезању који не зависе од оптерећења, попут губитака који се јављају приликом савладавања отпора уља, па се овакви губици могу рачунати помоћу изрази [13]:

$$P_{VZ0} = \left(\frac{1}{2} \cdot \rho_{oil} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_i}{30} \right)^2 \cdot A \cdot \left(\frac{d_m}{2} \right)^3 \cdot C_m \right) \cdot \omega_i \quad (17)$$

где су:

ρ_{oil} – густина уља за подмазивање, kg/m^3 ,

A – површина, mm^2 ,

d_m – пречник средњег круга, mm,

C_m – фактор и

ω_i – угаона брзина, rad^{-1} .

Фактор C_m се рачуна по изразу [13]:

$$C_m = \left(\frac{2 \cdot h_{ID}}{d_m} \right)^{0,45} \cdot \left(\frac{V_0}{d_m} \right)^{0,1} \cdot \left(\frac{\omega_i^2 \cdot d_m}{2 \cdot g} \right)^{-0,6} \cdot \left(\frac{\omega_i \cdot d_m^2}{4 \cdot \nu} \right)^{-0,21} \quad (18)$$

где су:

h_{ID} – дубина потапања, mm,

V_0 – запремина уља m^3 ,

g – убрзање земљине теже m/s^2 ,

ν – кинематска вискозност m^2/s .

Последња два разломка у претходном изразу у ствари представљају Фројдов и Рејнолдсов број, респективно.

Губици снаге у лежајевима настају приликом релативног кретања унутрашњег и спољашњег прстена лежаја, као и услед кретања котрљајућих тела и кавеза. Емпиријски образац за одређивање губитака у лежајевима гласи [13]:

$$P_{VL} = (T_{VLP} + T_{VLO}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (19)$$

где у ствари T_{VLP} и T_{VLO} подразумевају обртне моменте које зависе и не зависе од оптерећења, респективно, Nmm.

Поред овога може се користити и образац за рачунање губитка снаге у лежајевима услед трења, фирме SKF [14]:

$$P_{VL} = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot M \cdot n \quad (20)$$

где је M у ствари укупни фрикциони момент, Nmm.

Губици у заптивним прстеновима се такође рачунају преко емпиријског израза стандарда ISO/TR 14179-2:2001-08 [15], а који гласи:

$$P_{VD} = 7,69 \cdot 10^{-6} \cdot d_{sh}^2 \cdot n \quad (21)$$

где су:

d_{sh} – пречник вратила mm, а

n – број обртаја вратила на коме се налази заптивни прстен min^{-1} .

Последњи P_{VX} губици, подразумевају остале губитке, углавном оне које имају мање утицаја на вредност степена искоришћења и који нису претходно наведени, [13].

Уколико је позната радијална и аксијална сила у лежају, а уз то и број обртаја вратила на коме се налази лежај, укупни момент трења може се израчунати по препоруци фирме SKF [16]:

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (22)$$

где су:

M_{rr} – момент трења котрљања, Nmm (укључује утицај мазива и загревање услед смицања),

M_{sl} – момент трења клизања, Nmm (укључује утицај квалитетности подмазивања),

M_{seal} – момент трења уграђених заптивки, Nmm и

M_{drag} – момент трења отпора мазива, Nmm.

Код пара лежајева, момент трења се може рачунати појединачно за оба лежаја, а затим сабрати. Радијално оптерећење се дели једнако на оба лежаја, док се аксијално оптерећење дели узимајући у обзир постављање лежаја, и саму конструкцију на коју се они постављају, [16].

Момент трења котрљања се може одредити на основу израза:

$$M_{rr} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6} \quad (23)$$

где су:

ϕ_{ish} – редукциони фактор загревања услед смицања,

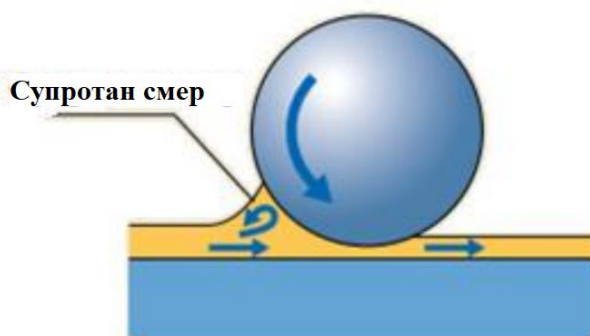
ϕ_{rs} – редукциони фактор кинематске попуњености,

G_{rr} – променљива која зависи од врсте лежаја, његовог средњег пречника, вредности аксијалне и радијалне силе,

ν – вискозност мазива, mm^2/s и

n – број обртаја, min^{-1} .

Код котрљајних лежајева није могуће да сва количина уља буде у зони контакта, већ се у тој зони остварује само танак слој, такозвани хидродинамички слој. Сходно томе, један део мазива у близини зоне контакта је потиснут и има супротан смер, тачније тече у супротном смеру од смера кретања котрљајних тела (слика 12). Ова појава негативно делује на само подмазивање, јер се јавља смицање, па самим тим ствара топлоту, која смањује вискозност мазива, а тиме утиче и на способност мазива да формира уљни филм, [16].



Слика 12. Зона контакта [15]

Редукциони фактор загревања услед смицања се јавља приликом ове појаве, и он се рачуна на основу израза [16]:

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} (n \cdot d_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}} \quad (24)$$

где су:

n – број обртаја, min^{-1} ,

d_m – средњи пречник, mm и

ν – кинематска вискозност мазива, mm^2/s .

Када су у питању јако велике брзине и јако велики бројеви обртаја долази до појаве која се назива кинематско изгладњивање. Наиме, услед великих брзина, мазиво нема времена и могућности да доспе на површину по којој се крећу котрљајна тела. Ова појава се испољава као редуccionи фактор кинематске попуњености, а рачуна се по обрасцу [16]:

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{\left[K_{rs} \cdot \nu \cdot n \cdot (d+D) \cdot \sqrt{\frac{K_z}{2 \cdot (D-d)}} \right]}} \quad (25)$$

где су:

e – основа природног логаритма,

K_{rs} – константа која зависи од врсте подмазивања,

ν – кинематска вискозност, mm^2/s ,

n – број обртаја, min^{-1} ,

d – унутрашњи пречник лежаја, mm ,

D – спољашњи пречник лежаја, mm и

K_z – геометријска константа која зависи од типа лежаја.

Момент трења клизања се одређује према изразу [16]:

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (26)$$

где су:

G_{sl} – променљива која зависи од врсте лежаја, средњег пречника лежаја и аксијалне силе и

μ_{sl} – коефицијент трења клизања.

Коефицијент трења клизања може се одредити помоћу израза [16]:

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \cdot \mu_{EHL} \quad (27)$$

где су:

ϕ_{bl} – фактор тежине за коефицијент трења клизања,

μ_{bl} – фактор који зависи од врсте адитива у мазиву и

μ_{EHL} – коефицијент трења клизања при пуном уљном филму (зависи од врсте лежајева и врсте мазива).

Где се лежајеви причвршћују помоћу заптивки, мора се узети у обзир и трење које настаје у њима. У неким случајевима вредност трења у заптивкама може превазићи вредност трења које се јавља у лежајевима. Момент трења уграђених заптивки се рачуна по обрасцу [16]:

$$M_{seal} = K_{s1} \cdot d_s^\beta + K_{s2} \quad (27)$$

где су:

K_{s1} – константа која зависи од типа заптивке, типа и величине лежаја,

d_s – пречник заптивке, mm,

β – експонент који зависи од типа заптивке и типа лежаја и

K_{s2} – константа која зависи од типа заптивке, типа и величине лежаја.

Када се користи само једна заптивка, онда се вредност овог момента умањује за пола. Обично су лежајеви делимично потопљени у мазиво, осим у специјалним случајевима када се лежајеви потпуно потапају. Имајући у виду ову карактеристику, момент трења, који се јавља приликом савладавања отпора мазива у експлоатацији, мора се узети у обзир. Момент трења отпора мазива се одређује као [16]:

за случај кугличастих лежајева;

$$M_{drag} = 0,4 \cdot V_M \cdot K_{ball} \cdot d_m^5 \cdot n^2 + 1,093 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 \cdot d_m^3 \cdot \left(\frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{\nu} \right)^{-1,379} \cdot R_s \quad (28)$$

за случај ваљчестих лежајева;

$$M_{drag} = 4 \cdot V_M \cdot K_{roll} \cdot C_W \cdot B \cdot d_m^4 \cdot n^2 + 1,093 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 \cdot d_m^3 \cdot \left(\frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{\nu} \right)^{-1,379} \cdot R_s \quad (29)$$

где су:

V_M – фактор губитка трења,

K_{ball} и K_{roll} – константе које зависе од куглица и ваљака респективно,

C_W – фактор који зависи од геометрије котирљајних тела,

B – ширина лежаја, mm,

n – број обртаја, min^{-1} ,

d_m – средњи пречник лежаја, mm,

f_t – фактор који зависи од нивоа уља и

ν – кинематска вискозност мазива, mm^2/s .

Укупан губитак снаге се попут једначине (20) може израчунати преко обрасца [16]:

$$P_{l,bear} = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot M_{l,bear} \cdot n \quad (30)$$

Постоји и посебна процедура која се користи за одређивање губитака снаге на зупчанику услед отпора мазива. Како не постоји приближна метода за пужне преноснике користи се следећа метода за одређивање момента трења [17]:

$$M_{l, chur} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{otl} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right) \cdot A \cdot \left(\frac{d_m}{2} \right) \cdot C_m \quad (31)$$

где су:

ρ_{otl} – густина мазива, kg/m^3 ,

n – број обртаја зупчаника, min^{-1} ,

A – квасива површина зупчаника, mm^2 ,

d_m – подеони пречник зупчаника, mm и

C_m – коефицијент момента трења који се одређује као [17]:

$$C_m = \left(\frac{2 \cdot h}{d_m} \right)^{0,45} \cdot \left(\frac{V_0}{d_m} \right)^{0,1} \cdot F_r^{-0,6} \cdot R_e^{-0,21} \quad (32)$$

где су:

h – дубина потопљености зупчаника, mm ,

V_0 – запремина мазива, mm^3 ,

F_r – Фрудов број и

R_e – Рејнолдсов број.

За одређивање момента трења у спојницама користи се емпиријски образац [18]:

$$M_{l, seal} = \frac{d_{shaft}^2}{60} \cdot \pi^2 \cdot b_{contact} \cdot \mu \cdot p_a \quad (33)$$

где су:

d_{shaft} – пречник вратила, mm ,

$b_{contact}$ – ширина контакта заптивања, mm ,

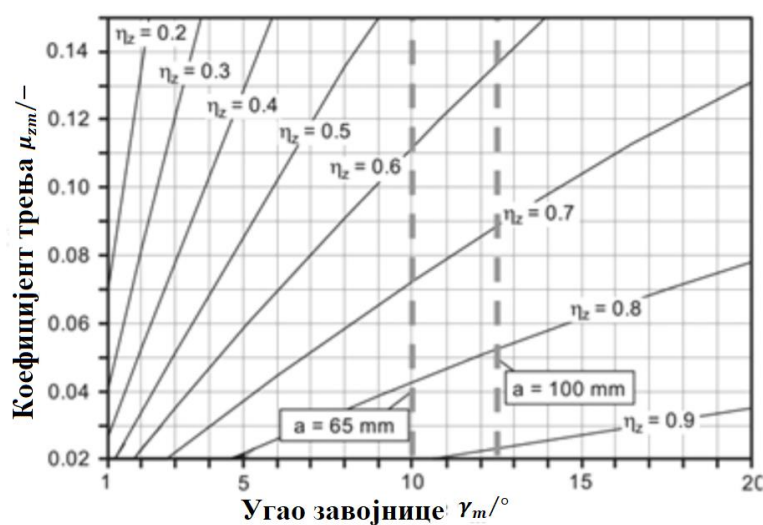
μ – коефицијент трења у зони контакта и

p_a – средња вредност контактнoг притиска у зони контакта, MPa .

5. Утицај различитих фактора на степен искоришћења

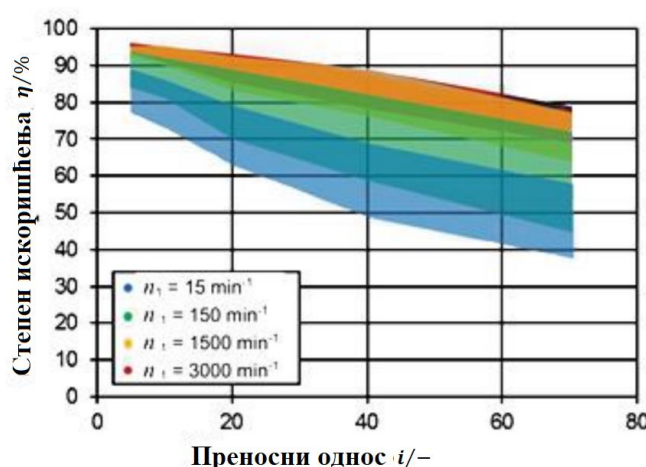
Утврђено је да на губитак снаге утиче низ различитих фактора, а како степен искоришћења директно зависи од снаге, ови фактори делују и на величину степена искоришћења. Међутим, поред њих, на степен искоришћења, конкретно пужног преносника, делују и угао завојнице, преносни однос, број обртаја, обртни момент, врста материјала као и подмазивање [19-23].

Геометрија пужног зупчаника има значајан утицај на степен искоришћења и због тога је њен правилан избор неопходан. Смањењем односа пречника пужног зупчаника и основног растојања, расте степен искоришћења. Такође, степен искоришћења се повећава са повећањем угла завојнице (слика 13), јер се притом смањује коефицијент трења, [19, 20].



Слика 13. Утицај угла завојнице на степен искоришћења, [20]

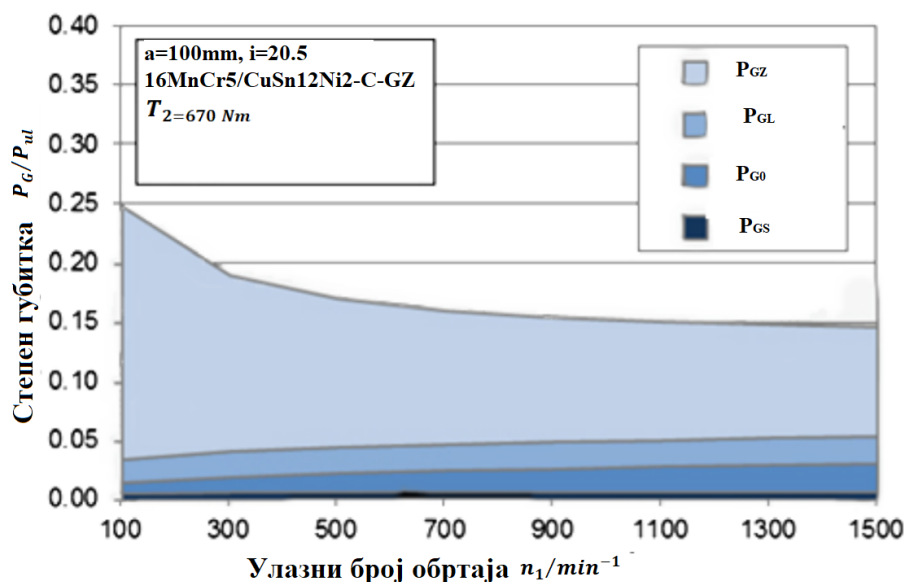
Поред угла завојнице, преносни однос такође представља велики утицај на степен искоришћења код пужног редуктора (слика 14). Велике вредности преносног односа могу довести до самокочења пужног редуктора, док мањи преносни однос омогућава већи степен искоришћења, [4, 21].



Слика 14. Утицај преносног односа на степен искоришћења, [21]

Дијаграм представља резултат истраживања [21], где је степен искоришћења мерен у зависности од преносног односа, при различитим бројевима обртаја. Јасно се уочава да већи преносни однос неповољно утиче на величину степена искоришћења. Такође се може приметити да повећање броја обртаја даје одређени допринос, па чак и при великим преносним односима.

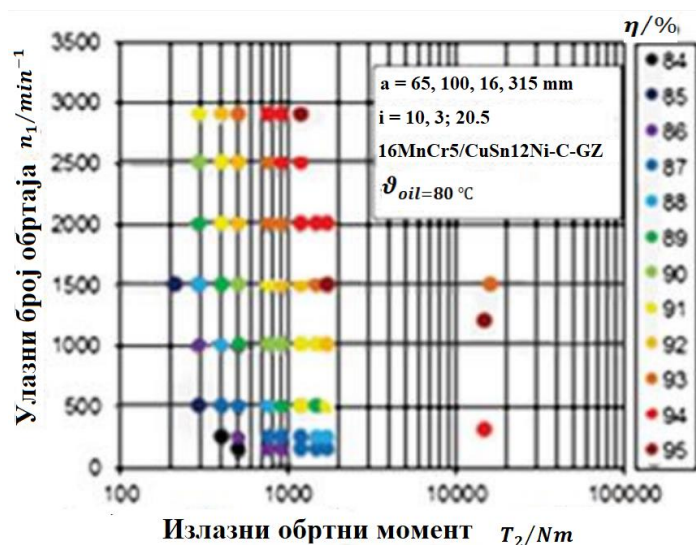
У оквиру DIN 3996 [22], посматран је утицај улазног броја обртаја на степен губитка (слика 15).



Слика 15. Утицај улазног броја обртаја на степен губитка, [22]

Дијаграм јасно приказује да мања вредност броја обртаја доводи до већег степена губитка. Ово се може објаснити чињеницом да је коефицијент трења у зони контакта већи када се зупчаници окрећу малим бројем обртаја, [22].

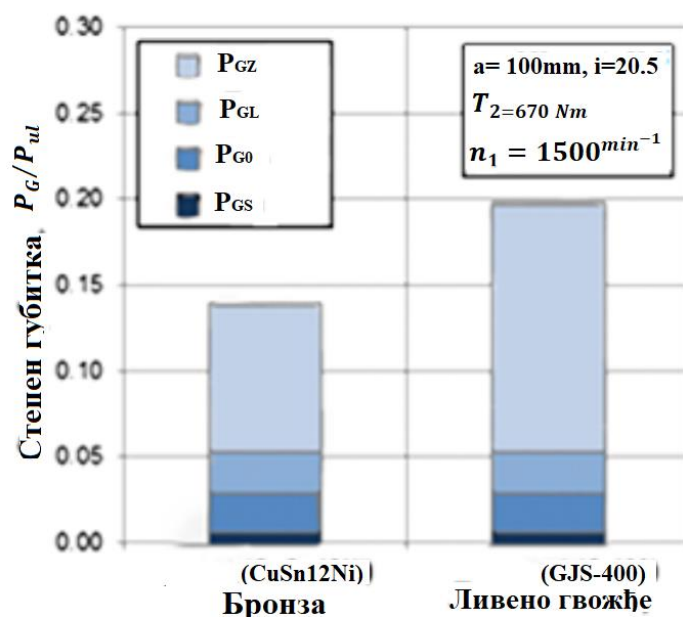
Пошто улазни број обртаја утиче на степен искоришћења, логично би било да и на излазу постоји параметар који такође утиче на степен искоришћења. Ниске вредности обртног момента стварају ниске вредности степена искоришћења (слика 16), и обратно, [23].



Слика 16. Утицај излазног обртног момента на степен губитка, [23]

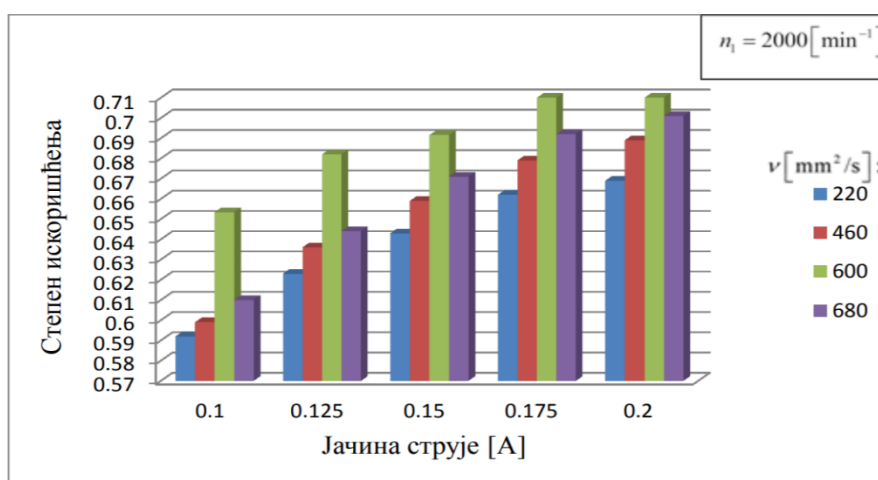
На дијаграму је приказан сет испитивања пужних преносника снаге који су радили при различитим улазним бројевима обртаја, са различитим излазним обртним моментом. Уочава се да степен искоришћења има већу вредност када улазни бројеви обртаја и излазни обртни момент такође имају веће вредности.

Када је реч о утицају материјала пужних зупчаника на степен искоришћења, комбинација пужног зупчаника од бронзе и пужа од каљеног челика, показала се боље него када је пужни зупчаник израђен од ливеног гвожђа, алуминијумске бронзе, или месинга (слика 17). Својство клизања калајне бронзе јако повољно утиче на величину степена искоришћења у односу на друге материјале, [22].



Слика 17. Утицај материјала на степен губитка, [22]

Мазиво такође има значајан утицај на степен искоришћења. Синтетичка уља у већини случајева дају боље резултате него минерална уља. Вискозност је једна од главних карактеристика о којој треба водити рачуна при избору мазива за механички преносник. Већа вредност вискозности не мора да значи и већи степен искоришћења (слика 18).



Слика 18. Утицај мазива на степен искоришћења, [23]

Са дијаграма се може видети да утицај мазива на степен искоришћења. Иако већа вредност вискозности даје боље резултате, јасно се уочава да пужни редуктор подмазан мазивом вискозности $680, \text{mm}^2/\text{s}$, има мање вредности степена искоришћења, него мазиво вискозности $600, \text{mm}^2/\text{s}$. Међутим, на основу рада [23], треба узети у обзир да су мазива вискозности $220, 460$ и $600, \text{mm}^2/\text{s}$ минерална уља, док је мазиво вискозности $680, \text{mm}^2/\text{s}$ синтетичка мазива маст. Овим се закључује да је избор мазива од великог значаја за остваривање високог степена преноса механичког преносника снаге.

6. Мазива за подмазивање преносника снаге

Данас се за подмазивање механичких система и елемената користе мазива различитих карактеристика. Избор мазива се врши на основу задатака и услова које она морају да испуне. Према функцији их делимо на:

- конструкциона мазива и
- технолошка мазива.

Конструкциона се посматрају као елемент конструкције машина. Приликом пројектовања машине избор мазива се врши истовремено са избором осталих материјала и других параметара делова изложених трењу и хабању.

Технолошка мазива се примењују код обраде метала резањем и деформисањем са циљем подмазивања и хлађења алата и материјала који се обрађује. Њихов се избор, за разлику од конструкционих мазива, врши тек при дефинисању самог процеса обраде.

Мазива се још могу поделити и према агрегатном стању (табела 2) на [24]:

- гасовита,
- течна,
- полутечна и
- чврста.

Табела 2. Подела мазива према агрегатном стању, [24]

Састав	Агрегатно стање			
	Гасовита	Течна	Полутечна	Чврста
	Ваздух	Минерална уља	Масти сапунске основе	Ламеларне структуре
	Азот	Синтетичка уља и течности	Масти несапунске основе	Полимерни материјали
	Хелијум	Уља биљног и животињског порекла	Масти без загушћивача	Меки метали
	Угљендиоксид		Битуменска мазива, вазелини	Керамички материјали

6.1 Гасовита мазива

Различите врсте гасова могу да се користе као мазива. У пракси се најчешће примењује ваздух, али и други гасови, попут азота, хелијума, кисеоника, угљендиоксида. Азот и хелијум, се поред ваздуха, највише користе. Азот првенствено због релативно ниске цене и због своје распрострањености, као и због тога што је инертан гас, па је безбеднији за коришћење од кисеоника и ваздуха. Хелијум је такође инертан гас, али је скупљи од азота. Велика предност гасовитих мазива је та што омогућавају употребу у широком температурском опсегу. Поседују веома велику хемијску и термичку стабилност па, за разлику од течних и полутечних мазива, задржавају своје агрегатно стање при веома високој и веома ниској температури.

Као недостаци наводе се мала моћ ношења, велика сложеност конструкције, неопходна велика тачност израде делова и осетљивост на нечистоће. Гасовита мазива се могу наћи код клизних лежишта, зубарских бушилица, контролних и мерних уређаја, али због наведених недостатака, гасовита мазива, се не користе за подмазивање ланчаника, као и било којих других редуктора, [24,25,26].

6.2 Течна мазива

Течна мазива представљају групу највише и најшире коришћених мазива. Чине преко 90% мазива у употреби и обухватају различите течности, претежно уља, па се због тога називају и уља за подмазивање. Састоје се од основног или базног уља и различитих додатака, односно адитива. Примењују се за подмазивање елемената и механизма код мотора, моторних возила, пумпи, турбина, редуктора, при обради метала резањем и деформисањем итд. Основна физичко-хемијска својства која се разматрају при избору течних мазива су:

- вискозност,
- индекс вискозности,
- густина,
- температура паљења,
- температура течења,
- топлотна проводљивост,
- стишљивост,
- растворљивост гасова и
- пењење.

Вискозност је основно својство уља за подмазивање и представља величину отпора или трења које се јавља у течности при њеном кретању. Она зависи од структуре мазива, величине притиска и температуре. Са порастом температуре опада величина вискозности течних мазива и обратно. Величина вискозности уља дата у табелама уџбеника и каталога, по усвојеном стандарду Међународне организације за стандардизацију, јесте вискозност уља на температури од 40°C. Вискозност уља расте са порастом притиска, међутим потребно је да притисак достигне вредност реда величине неколико десетина МПа да би у великом утицао на вискозност мазива. Тако, на пример, при притику од 35 МПа вискозност минералног уља удвостручује своју вредност у односу на ону на атмосферском притиску. Кинематска вискозност $[\nu]$, која се користи у пракси, представља отпор струјању течности под утицајем гравитације, а јединица којом се мери је mm^2/s . Вискозност такође, може да се изрази у јединицама центистокса ($\text{cSt} = \text{mm}^2/\text{s}$), назване у част физичара Џорџа Стокса. Избор мазива одређене вискозности одређују радна температура, температура околине, оптерећење, брзина покретних делова који се подмазују и др. Због тога се у оквиру истог квалитета једне категорије уља, она производе са различитим величинама вискозности, [24,25,26].

Индекс вискозности је број на конвенционалној скали који показује тенденцију промене вискозности уља за подмазивање са температуром. Код већине течних мазива вредности индекса вискозности су између 0 и 100. Већи индекс вискозности указује на мању промену вискозности са температуром и обратно. Вишесезонска и неке врсте синтетичких уља имају вредност индекса вискозности преко 100.

Густина је однос масе према јединици запремине. Код минералних базних уља креће се у границама од 840 до 960 kg/m^3 на температури од 15°C. Нека синтетичка уља имају густину већу од 1000 kg/m^3 . Са повећањем температуре густина опада, док са порастом притиска густина уља расте.

Температура паљења је температура на којој уље може да испари и да формира запаљиву смешу у ваздуху у присуству пламена или електричне варнице. Уља за подмазивање веће вискозности имају већу температуру паљења. Уља која садрже нафтенске угљоводонике имају нижу температуру паљења од оних са парафинским угљоводоникима при истој или сличној вредности вискозности. Ова карактеристика је контролна величина која указује на веће испаравање и већу потрошњу уља, ако је температура паљења ниска.

Температура течења је показатељ понашања уља када су она изложена ниској температури. Дефинише се као најнижа температура на којој уље још континуално тече. За потребе исправног подмазивања потребно је користити уља са температуром течења мањом од најнижих могућих радних и/или температура околине. Тиме се смањују отпори у течности и обезбеђује несметано струјање уља.

Топлотна проводљивост је такође значајна карактеристика мазива и може се израчунати по емпиријском обрасцу, [24,25,26]:

$$k_t = \frac{117 - 0,063T}{p_{15}} \quad (34)$$

где су:

k_t – коефицијент топлотне проводљивости, $\frac{W}{m}$, °C,

T – температура, °C и

p_{15} - густина уља на 15°C, $\frac{kg}{m^3}$.

Стишљивост се дефинише као промена густине са притиском, али се најчешће изражава променом запремине течности. Коефицијент стишљивости $[k_s]$ не зависи од врсте минералног уља и величине његове вискозности, већ од величине притиска које на уље делује.

Растворљивост гасова: Свако мазиво током рада долази у додир са различитим гасовима, нарочито са ваздухом из околине. Течна мазива растварају ваздух до одређене мере, а количина раствореног ваздуха зависи од врсте уља, температуре и притиска. Растворљивост ваздуха у минералном уљу је око 9%. Ваздух диспергован у уљу може да изазове низ негативних појава као што су:

- интензивнија оксидација уља,
- сметње у раду система за подмазивање,
- лошији ефекти подмазивања и др.

Пењење уља: Ваздух који је присутан у уљу може да створи слој пене на површини уља. Тај слој се састоји од мехура ваздуха. Појава пене узрокује проблеме у раду многих система као што су механички преносници, лежаји, пумпе и др. Неадекватно подмазивање због некомплетног слоја мазива може да доведе до оштећења и отказа у раду ових система. У циљу смањења или елиминисања појаве пене, уљима се додају адитиви.

Поред ових основних својстава, постоје и друге карактеристике уља, које морамо узети у разматрање при избору уља за подмазивање, као што су хемијска и термичка стабилност, корозивност, заштита од рђања, токсичност, биоразградљивост итд. [24,25,26].

6.2.1 Подела течних мазива

У односу на порекло и начин добијања, течна мазива можемо поделити на:

- минерална базна уља,
- синтетичка базна уља и течности и
- биљна базна уља.

Минерална базна уља се добијају из нафте и састоје се од различитих парафинских и нафтенских угљоводоника са мањим уделом аромата. Пошто се минерална уља добијају из нафте, она често носе основне карактеристике једињења садржаних у нафти. Основни састојци нафте су различити угљоводоници, а такође су присутна органска једињења која садрже хетероатоме сумпора, азота и кисеоника. Парафинска минерална уља се претежно састоје од парафинских угљоводоника са мањим уделом нафтенских. Она поседују висок индекс вискозности, добру хемијску стабилност, док су им нискотемпературне карактеристике лошије од нафтенских. Користе се за производњу моторних, трансмисионих, редукторских, хидрауличних и компресорских уља. Са друге стране нафтенска минерална уља садрже већи део нафтенских угљоводоника него парафинских. Одликују се средњим до малим индексом вискозности, слабијом хемијском постојаношћу, али је температура течења знатно повољнија. Због тога се нафтенска базна уља могу користити само за производњу трафо уља и уља за механичку обраду метала, [24,25,26].

Синтетичка базна уља и течности се добијају поступцима синтезе из различитих сировина. За разлику од минералних уља, која представљају комплексне мешавине природних угљоводоника, базна уља синтетичке основе су вештачки производ човека, састављена тако да имају контролисану структуру са предвиђеним и захтеваним својствима. Велики недостатак синтетичких мазива су високи трошкови њихове производње и зато је опште правило да се она примењују тамо где постоје проблеми подмазивања који се не могу решити применом класичних мазива и тамо где то подносе трошкови производње. Најважније врсте синтетичких мазива су:

- синтетички угљоводоници (добијени из нафте; користе се у производњи моторних уља, уља за хидрауличке системе, за подмазивање зупчастих и пужних преносника, као и за производњу мазива која се користе при обради метала),
- органски естри (добијени из алкохола и масних киселина; имају изузетну биоразградљивост и ниску екотоксичност па се сматрају „зеленим” мазивима; користе се за подмазивање млазних турбо елипних мотора, компресора итд.),
- фосфатни естри (имају велику отпорност на пламен и добре нискотемпературне карактеристике; користе се у индустрији и код саобраћајних средстава где постоји опасност од пожара)
- погликоли (највише се примењују; предност им је да се под утицајем високе температуре разлажу на испарљива једињења, па не остављају талог; користе се као хидрауличке течности за кочне системе, код обраде метала, за подмазивање компресора за хлађење)
- остала синтетичка мазива

У односу на минерална базна уља, боље особине су им: висока оксидациона и термичка стабилност, врло високи индекси вискозности, добре вискозно - температурске особине, ниска испарљивост. Потрошња уља огледа се испаравањем, које је много мање код синтетичког ($7\div 8\%$) него код минералног уља ($13\div 15\%$).

Биљна базна уља доживљавају велики раст употребе због своје биоразградивости, ради заштите воде и земљишта од загађења. Ова врста уља је прва коју је човек користио. Међутим маслиново, палмино, рицинусово уље су имала неповољну стабилност на ниским и високим температурама, па су доласком минералних и синтетичких мазива потпуно потиснути из употребе. Данас се, ипак, због захтева за нетоксичним и биоразградивим уљима јавља потреба за њиховом експанзијом. Осим своје нетоксичности и биоразградиве природе, биљна уља имају добра мазивна својства, висок индекс вискозности, а притом су и обновљива сировина. Недостаци су им лоша оксидациона стабилност, неповољне нискотемпературне карактеристике, а и скупље су од минералних 1,5 до 2 пута. Углавном се добијају из плодова уљане репице, соја и сунцокрета, [24,25,26].

6.3 Полутечна мазива

Најзаступљенија врста полутечних мазива јесу техничке (мазиве) масти за подмазивање и једино већу примену од њих имају минерална уља. У мањем обиму се користе друга полутечна мазива, као што су битуменска мазива, парафини и вазелини. Мазиве масти се могу дефинисати као крута или полукрута мазива која представљају дисперзију средстава за згушњавање или згушћивача у мазивном уљу. Ово упућује на чињеницу да се ради о течном мазиву угушћеном до извесне мере како би се постигла својства које течном мазиву не поседује. Мазиве масти се користе за подмазивање свих типова котрљајних лежаја, зглобова, ланаца, ужади, осовина, клизних лежишта, спороходних и отворених зупчастих преносника. Полутечна мазива се најчешће примењују у распону температура од -70°C до 350°C , али и:

- ако се захтева стално присуство мазива на месту подмазивања, нарочито при покретању и заустављању машина,
- на местима где се због конструкционог решења не може користити течном мазиву,
- ако се поред подмазивања захтева и одговарајуће заптивање и спречавање продора нечистоћа из околине.

У односу на уља за подмазивање, мазиве масти имају веће отпоре при струјању, мању способност хлађења, лошију оксидациону стабилност и лошу стабилност при складиштењу. Због смањене способности хлађења ограничена су на подмазивање делова са малим брзинама, односно делова са мањим опсегом температуре. Мазиве масти се углавном састоје од уља за подмазивање (75÷90%), згушћивача (4÷20%) и адитива (око 5%). Згушћивачи могу бити сапунске и несапунске основе. Од сапунских у употреби су метални сапуни калцијума, натријума, литијума, алуминијума и баријума, [24,25,26].

Основне физичко-хемијске карактеристике мазивих масти су:

- конзистенција,
- привидна вискозност,
- температура капања,
- оксидациона стабилност,
- механичка стабилност,
- заштита од корозије,
- отпорност на воду,
- издвајање уља,
- способност подмазивања

Конзистенција је мера величине отпора деформацији коју пружа техничка маст када на њу делује спољашње оптерећење. Изражава се пенетрационим бројем. Избор конзистенције масти зависи од карактеристика машинског елемента или механизма који се подмазује, услова рада (брзине и оптерећења), као и коришћеног система за подмазивање (појединачно, централно, проточно итд.). Због тога се техничке масти истог основног уља и згушћивача производе са различитим вредностима конзистенције.

Привидна вискозност: Због своје сложене структуре, техничке масти при течењу показују својства нењутновских флуида. То значи да вискозност масти зависи не само од температуре, већ и од других променљивих, пре свега од градијента брзине смицања. Због тога се код техничких масти говори о привидној вискозности, дефинисаној за дату температуру при неком познатом градијенту смицања. Величина привидне вискозности одређује отпоре при струјању мазива и неопходно познавати је при прорачуну централних система за развод масти.

Температура капања је температура на којој маст прелази из полутечног у течно стање, тј. настаје капање у датим условима испитивања. Дозвољена радна температура за поједине врсте масти није директна функција температуре капања, али је изнад те температуре поузданост подмазивања знатно смањења. Радну температуру одређује и низ других величина као што су врста згушћивача, испарљивост, оксидациона стабилност и друге.

Оксидациона стабилност је важно својство техничких масти, нарочито при подмазивању котрљајних лежаја. Као резултат оксидације настаје промена боје и мириса масти. Киселине као резултат оксидације могу да изазову корозију, али најчешће делују на промену структуре масти. Процесу оксидације подложно је како уље тако и сапунски згушћивач.

Механичка стабилност је дефинисана променом конзистенције након излагања техничке масти дејству механичких сила. Ова карактеристика је значајна код скоро свих услова примене масти јер је маст увек изложена смицању. Омекшавање масти, које може да настане као резултат смицања, доводи до цурења масти и потенцијално до губитка мазива и тиме оштећења делова који се подмазују. Маст може и да отврдне, што такође погоршава услове подмазивања.

Заштита од корозије је важно својство техничких масти и означава способност масти да штити металне површине од могућих корозионих утицаја током експлоатације. Све врсте техничких масти треба да обезбеде одређени степен заштите од корозије.

Отпорност на воду: Понашање масти у присуству воде је различито и углавном зависи од врсте и структуре масти, температуре воде, интензитета мешања са водом и других величина. Неке масти су отпорне на воду и не апсорбују је, док се друге лако мешају са водом градећи емулзије. Ово својство масти се мора контролисати при употреби масти за подмазивање делова машина и уређаја који су изложени утицају воде (моторна возила, грађевинска механизација, рударска опрема и др.).

Издајање уља представља карактеристику која означава количину издвојеног уља из масти приликом складиштења или употребе. Дозвољена количина издвојеног уља је компромис различитих захтева. У основи, при подмазивању је пожељно да се из масти издвоји мања количина уља која тада подмазује површине изложене трењу. Међутим, већа количина издвојеног уља током складиштења или употребе може да доведе до негативних последица, на пример отврдњавања сапуна. Ово својство је посебно важно код система централног подмазивања мастима, пошто су у тим условима масти изложене великим притисцима, [24,25,26].

Способност подмазивања обухвата више карактеристика техничких масти које заједно дефинишу способност масти да спречи хабање и друга оштећења елемената који се подмазују. Ова својства се испитују различитим уређајима, најчешће у лабораторијским условима, симулирајући одређене услове експлоатације.

Велики број категорија техничких масти различитих својстава и многострука употреба код машина у свим доменима индустрије и саобраћаја створиле су и различите поделе. Вероватно је најпогоднија подела када се анализирају општа својства техничких масти, према врсти згушћивача, с обзиром да су она у знатној мери зависна од врсте згушћивача.

Масти сапунске основе са минералним уљима су најчешће у употреби. Као згушћивачи користе се сапуни натријума, калцијума, литијума, алуминијума и баријума. Врста сапуна одређује назив масти и као саставне компоненте дају јој одговарајућу пластичну конзистенцију. Од несапунских масти користе се бентонитна и маст на бази силикагела као згушћивача. Основна својства најважнијих категорија техничких масти данас у употреби приказана су у табели 3.

Калцијумске техничке масти: Ове масти се добијају коришћењем калцијумског сапуна као згушћивача. То је најстарија врста масти и има најнижу цену. Калцијумске масти се топе на релативно ниским температурама од 90 до 95°C. Одликују се добром отпорношћу на воду, па се често користе за подмазивање елемената машина и уређаја који су изложени дејству воде (доњи построј моторних возила, пумпе за воду, грађевинска и пољопривредна механизација).

Натријумске техничке масти користе се за подмазивање котрљајних и клизних лежаја и за зупчасте преноснике. Топе се на температурама од 150 до 200°C. Погодне су за примену на ниским температурама околине. У присуству воде су непостојане.

Литијумске техничке масти спадају у вишенаменске масти због универзалне примене која је резултат њихових погодних карактеристика. Због тога оне потискују из употребе калцијумске и натријумске масти. Топе се на температурама од 180 до 200°C, механички су веома стабилне и отпорне су на воду. Понашање на ниским температурама је слично натријумским мастима. Употребљавају се за подмазивање многих елемената и делова машина како у индустрији тако и код саобраћајних средстава, пољопривредне и грађевински механизације.

Алуминијумске техничке масти топе се на око 120°C и имају слабу механичку стабилност што им ограничава примену.

Комплексне техничке масти представљају посебну категорију масти код којих се као згушћивач користи комплексни сапун. Предности употребе ових масти огледају се у вишој температури топљења, погодној механичкој стабилности, врло добрим својствима подмазивања односно подношења оптерећења.

Техничке масти несапунске основе употребљавају се у знатно мањем обиму од сапунских и то претежно за посебне намене. Најпознатија је бентонитна маст код које се бентонит користи као згушћивач. Одликује се добром механичком стабилношћу, отпорна је на воду и практично се не топи. Због тога се примењује за подмазивање лежаја изложених повишеним температурама у жељезарама, индустрији стакла, цемента и другим, [24,25,26].

Табела 3. Својства техничких масти за подмазивање [24]

Категорија техничких масти	Температура капања, °C	Најнижа и највиша радна температура, °C	Остала физичко-хемијска својства
Калцијумска маст	90 ÷ 95	-20 ÷ 60	- добра пумпабилност, - одлична отпорност на воду - добра механичка стабилност
Натријумска маст	150 ÷ 200	-30 ÷ 100	- лоша пумпабилност, - слаба отпорност на воду - добра механичка стабилност
Литијумска маст	180 ÷ 200	-30 ÷ 130	- добра пумпабилност, - одлична отпорност на воду - изврсна механичка стабилност
Литијумска комплексна маст	260	-30 ÷ 180	- одлична пумпабилност, - изврсна отпорност на воду - добра механичка стабилност
Алуминијумска маст	110	-15 ÷ 70	- лоша пумпабилност, - одлична отпорност на воду - слаба механичка стабилност
Алуминијумска комплексна маст	260	-25 ÷ 180	- добра пумпабилност, - изврсна отпорност на воду - добра механичка стабилност
Бентонитна маст	-	-30 ÷ 150	- добра пумпабилност, - добра отпорност на воду - добра механичка стабилност

6.4 Чврста мазива

Под чврстим мазивима се подразумевају материје у чврстом стању које имају способност да смање трење и хабање. Ове материје се наносе на површине делова машина у виду превлака или се додају течним и полутечним мазивима, или се од тих материјала израђују делови који су изложени трењу и хабању.

Основна својства која морају да поседују чврста мазива су:

- да обезбеде ниско трење,
- да су хемијски стабилна у захтеваном температурском интервалу,

- да су компатибилна са материјама од којих су израђени делови који се подмазују,
- да се чврсто везују за површине односно показују задовољавајућу прионљивост,
- да су једноставна за употребу,
- да су нетоксична итд.

Од многобројних чврстих материја које могу да преузму улогу мазива најчешће се користе:

- материје ламеларне структуре,
- меки материјали,
- полимерни материјали и
- керамички материјали.

Употреба наведених чврстих мазива је широка са тенденцијом даљег раста. Подмазивање чврстим мазивима даје у одређеним условима рада и за поједине конструкције низ предности, док је при неким условима то једини могућ начин подмазивања. То се пре свега односи на услове високог вакуума, делове изложене високим радним температурама, у условима радиоактивног зрачења, присуству агресивних материја и другим.

Чврста мазива ламеларне структуре: Најпознатија и широко коришћена мазива ламеларне структуре су графит и молибдендисулфид. Њихове типичне карактеристике дате су у табели 4.

Графит је вероватно најстарије чврсто мазиво у употреби. При коришћењу у условима суве средине његов утицај на карактеристике трења и хабања се погоршавају. Графит је постојан до температуре од око 540°C када почиње да оксидише. Моћ ношења слоја или филма је знатна. Веома се добро везује за метале, али и за друге материјале. Користи се као мазиво у индустрији, нарочито у процесима прераде метала (извлачењу жица, цеви, ковању и сл.). често се употребљава као додатак течним и полутечним мазивима.

Молибдендисулфид (MoS_2) се разликује од графита по томе што његове карактеристике не зависе од присуства влаге. Због тога се може успешно користити у високом вакууму и има знатну примену код космичких летилица. MoS_2 се боље везује за метал него графит. Сваки слој атома молибдена је постављен између два слоја атома сумпора. Поред директног наношења на површине, MoS_2 се користи као додатак код уља за подмазивање и код техничких масти, најчешће у виду праха чија је величина зрна 2 или 3 μm . Молибдендисулфид оксидише на 350°C, те је то лимитирајући фактор за употребу на високим температурама. Међутим, у вакууму овај проблем није изражен, па се може користити и до 1000°C. MoS_2 поседује изванредна својства пријањања и има високу моћ ношења.

Полимерни материјали: Од многобројних данас познатих полимерних материјала као чврста мазива користи се изванредан број, а најпознатији су политетрафлуоретилен (PTFE) и полиацетали. Ови материјали се могу користити у виду превлаке на металне површине, као додаци у виду праха другим категоријама мазива или се комплетни делови израђују од ових материјала. Веома често се употребљавају за израду самоподмазујућих клизних лежја. У тим конструкцијама полимерни материјали су погодни за услове малих брзина ($v < 1 \text{ m/s}$) и мала до средња оптерећења. Међутим, у условима подмазивања са другим мазивима, подносе више оптерећења и брзине при задовољавајућим вредностима трења и хабања, [24,25,26].

Табела 4. Типичне карактеристике чврстих мазива, [24]

Карактеристика	MoS ₂	Графит	PTFE
Тврдоћа	Мала	Мала	Мала
Највећа радна температура, °C	300	600	260
Заштита од корозије	Средња	Добра	Добра
Хемијска стабилност	Добра	Врло добра	Врло добра
Густина, kg/m ³	4,8	2,2	2,2

6.5 Адитиви

Већина уља за подмазивање и полутечна мазива садрже додатке у виду хемијских једињења које називамо адитивима. Данашњи системи раде под све тежим условима, које карактеришу велике вредности брзина, оптерећења и радних температура, тако да је основна улога адитива побољшање својства мазива у циљу задовољења подмазивања. По начину деловања, разликујемо адитиве који мењају физичке карактеристике мазива, као на пример спречавање пењења, снижавање температуре течења и слично, и адитиви који мењају хемијске особине, побољшавање оксидационе стабилности, антихабајућа и друга својства. Количина адитива је од неколико процената до чак 40 %. Адитиви за повећање индекса вискозности су најчешће полимерна једињења која делују тако да на вишим температурама знатно више делују на вискозност него на нижим температурама, при чему остварују мању промену вискозности уља са температуром и регулишу да се та промена сведе у жељене границе. Адитиви за снижење температуре течења или депресанти имају основну функцију да спрече стварање кристала парафина односно имобилизацију уља на ниским температурама. Адитиви инхибитори оксидације имају за циљ да делују на развијање процеса оксидације мазива и тиме продуже век употребе мазива. Као резултат оксидације, концентрација органских киселина расте и формирају се талози на металним површинама које се подмазују, при чему ови талози у екстремним случајевима могу довести до застоја у раду. При радним температурама до 90 °C инхибитори имају улогу да прекину процес оксидације, тако што продукте оксидације превode у неутрална једињења. За температуре изнад 90 °C морају се користити инхибитори који ће смањити каталитички ефекат који се јавља приликом оксидације. Адитиви за спречавање пењења уља се најчешће користе код циркулационог система подмазивања, у те сврхе се користе силиконска једињења која се додају у веома малим количинама течним мазивима, [24,25,26].

Адитиви за спречавање рђања су материје које имају изразита својства приањања уз металне површине. Они штите металне површине од контакта са водом или влагом, који су узрочници појаве рђе. Адитиви инхибитори корозије имају основну улогу да металне површине заштите од утицаја хемијских једињења, пре свих киселина, насталих као резултат рада уређаја или због промена у мазиву током експлоатације. Адитиви детерџенти и дисперзанти имају основну улогу да растварају, испирају и одржавају у суспензији талог и смоле које настају као процес рада мотора. Адитиви модификатори трења се користе са циљем да се смањи трење, а у одређеној мери и хабање. То су материје које имају способност везивања за метал адсорпцијом, правећи

тако слој који има повољне триболошке карактеристике у погледу трења и хабања. Адитиви за велике притиске (ЕР адитиви) хемијски реагују са металом и тако стварају слојеве који су отпорни на хабање при изразито великим притисцима. Емулгатори су адитиви који служе да се оствари и садржи стабилност емулзије. Ови адитиви смањују површински напон, који је главни узрочник лошег међусобног мешања воде и уља, [26].

6.6 Мазива за пужне преноснике снаге

Према примени и перформансама разликују се више врста уља за затворене зупчасте преноснике:

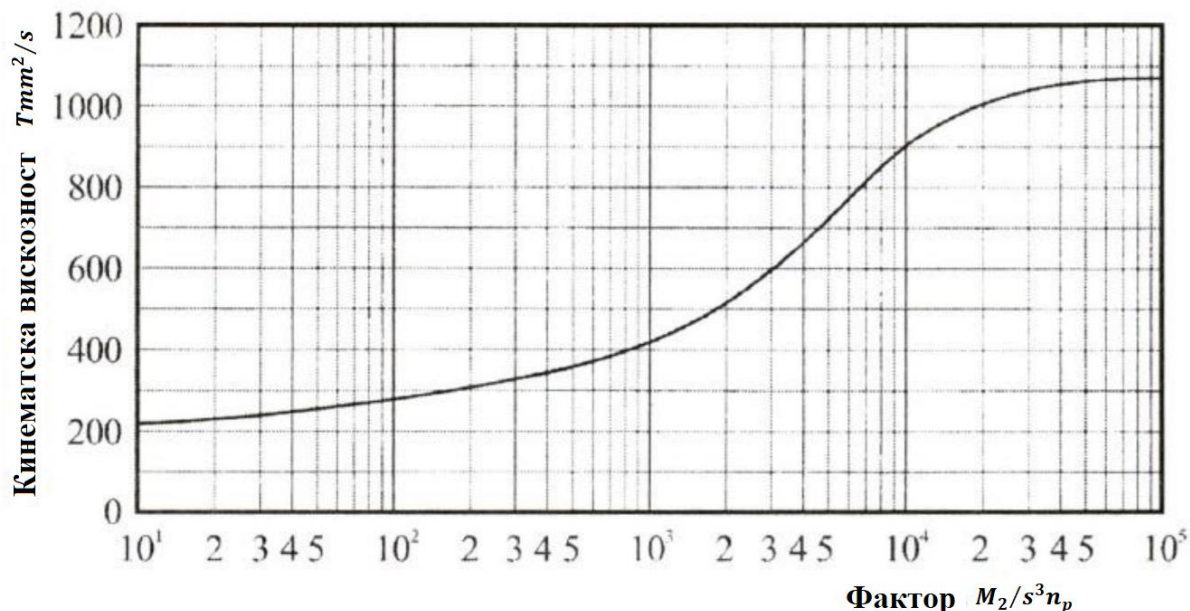
- са адитивима инхибиторима рђања и оксидације,
- компаундирана и
- ЕР уља.

Уља са адитивима против оксидације и рђања су обично минерална уља и користе се за подмазивање лако оптерећених преносника. Компаундирана уља су блендирана минерална уља са 3 до 10% масних уља, као модификатори трења. За ЕР уља се углавном користе минерална уља са ЕР адитивима који служе за заштиту зупчаника од хабања. Осим ових уља, велику примену имају и мазива приказана у табели 5.

Табела 5. Препорука за избор уља затворених зупчастих преносника, [24]

Врста мазива	Вискозност, mm^2/s	Намена
Редукторска уља са адитивима против оксидације и рђања, а по потреби и модификаторима трења	46 ÷ 220	Цилиндрични зупчаници (са правим и косим зупцима) средњих и великих бројева обртаја; пужни преносници великих брзина
	320 ÷ 680	Спороходни цилиндрични зупчаници; пужни преносници
Турбинска уља	32 ÷ 100	Преносници код турбина и други са великим брзинама са сличним захтевима; планетарни преносници
Хидраулична уља	32 ÷ 150	Преносници великих брзина као и други код којих је основни погонски захтев чисто уље или са адитивима која се користе код уља за хидрауличке системе
Редукторска уља са ЕР адитивима	46 ÷ 680	Цилиндрични зупчasti преносници (са правим и косим зубима), конусни и пужни преносници код којих постоји захтев за ЕР уљима
Синтетичка уља за зупчасте преноснике	46 ÷ 1000	Пужни преносници са повећаним техничким оптерећењем

Након одабира врсте мазива, следећи корак је избор вискозности мазива јер се процена остварене врсте подмазивања као и вероватноћа појаве оштећења везује управо за вискозност мазива. Према стандарду DIN 51509, избор уља на основу вискозности се врши помоћу оптерећења и брзине. На слици 19 је приказана зависност вискозности мазива у односу на фактор оптерећења и брзине, [24].



Слика 19. Дијаграм зависности кинематске вискозности и фактора оптерећења и брзине, [24]

Овај фактор оптерећења и брзине се рачуна према емпиријском обрасцу [24]:

$$\text{Фактор} = \frac{M_2}{s^3 \cdot n_p} \quad (35)$$

где су:

M_2 – излазни обртни момент, Nm,

s – осно растојање, m и

n_p – број обртаја пужа, min^{-1} .

6.7 Подмазивање пужних преносника снаге

Основни циљ подмазивања зупчаника је смањење хабања, осим ове функције подмазивање треба да обезбеди: смањење губитака трења, смањење шума, хлађење итд. Све ове функције говоре о значају подмазивања, па се подмазивању мора посветити велика пажња. У зависности од геометријских карактеристика, експлоатационих услова, начина подмазивања итд., разликују се следећи режими подмазивања зупчаних преносника:

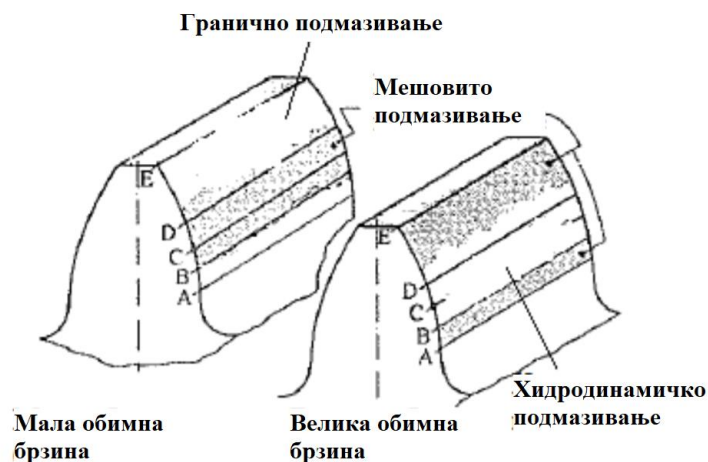
- хидродинамичко подмазивање,
- мешовито подмазивање,
- гранично подмазивање,
- еластохидродинамичко подмазивање.

Хидродинамичко подмазивање је подмазивање код ког је дебљина слоја мазива у најужем делу већа од збира максималних неравнина оба профила. При хидродинамичком подмазивању спрегнуте површине су потпуно одвојене слојем мазива. Карактеристика хидродинамичког подмазивања је да оптерећење преноси мазиви слој који се налази између спрегнутих површина, [26].

Мешовито подмазивање представља комбинацију хидродинамичког и мешовитог подмазивања и јавља се у два случаја, [26]:

- Ако спрегнути профили не одступају од геометрије (нема искошења, деформације, валовитости итд.) тада се, у случају да је дебљина слоја мазива у најужем делу мања од збира максималних неравнина оба профила, додир профила остварује по врховима неравнина. Оптерећење ће се преносити делом преко мазивог слоја а делом преко врхова неравнина.
- Ако спрегнути профили одступају од геометрије, гранично трење је концентрисано на релативно крупне истурене делове површина, које преносе велики део оптерећења и еластично се деформишу, док на осталим деловима површина влада хидродинамичко подмазивање.

При граничном подмазивању, оптерећење се преноси преко мулти-молекуларних слојева средства за подмазивање. Улогу средства за подмазивање играју не само мазива већ и оксидни слојеви и друга хемијска једињења која се налазе на спрегнутим површинама зуба. У полу спрезања клизање је једнако нули и расте у правцу корена и врха зуба. Теоретски, у полу се јавља само котрљање са најизраженијим хидродинамичким ефектом. На слици 20 је приказана зависност режима подмазивања који ће се појавити на спрегнутим површинама зуба у односу на брзину и оптерећење зупчаника, [26].



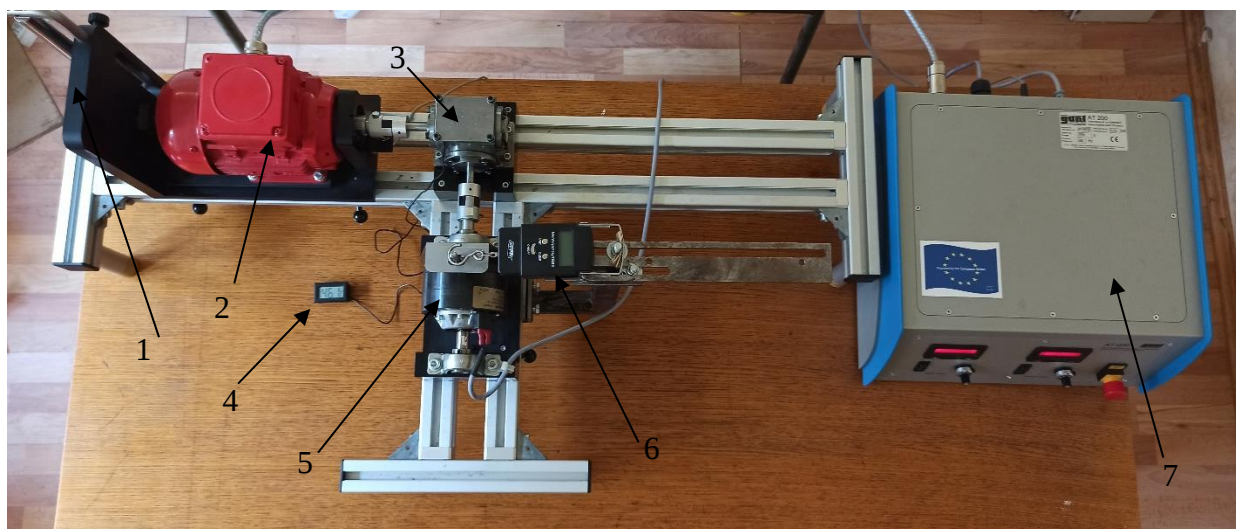
Слика 20. Врсте подмазивања које се јављају на одређеним површинама зубаца, [26]

При малим брзинама и високим оптерећењем на активној површини зуба се јављају области граничног и мешовитог подмазивања. Како се брзина повећава, гранично подмазивање прелази у мешовито, а мешовито у хидростатичко. Са слике се примећује да су услови за хидродинамичко подмазивање најнеповољнији при врху зуба. Међутим, већина зупчастих парова ради у условима мешовитог подмазивања. Дебљина мазивог слоја има утицаја на век трајања самог зупчаника. Са порастом дебљине расте отпорност на питинг. При граничном и у неким случајевима мешовитом подмазивању може доћи до адхезивног хабања. Коришћење мазива са адитивима за велике притиске спречава појаву адхезивног хабања, међутим може негативно утицати на материјал, попут изазивања корозије или кртости материјала, [26].

7. Испитивање

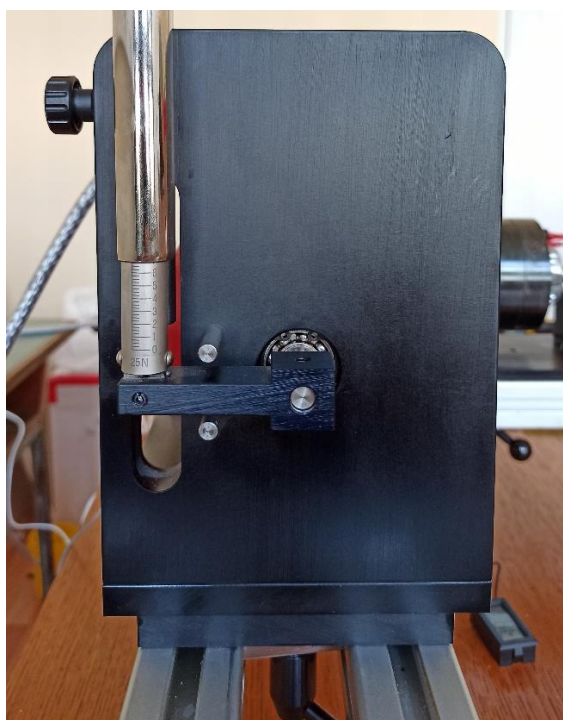
7.1 Уређај за испитивање степена искоришћења

Уређај који се користи у испитивању јесте уређај АТ 200 (слика 21). На овој апаратури извршено је мерење степена искоришћења, температуре уља као и јачина буке која се јавља у експлоатацији пужног редуктора.



Слика 21. Уређај АТ 200

Електромотор (2) је основан на главни рам преко 2 лежаја, тако да нема контакт са постољем које се налази испод њега и може да врши ротацију око своје осе. Када мотор произведе обртни момент, он је подвргнут реакционом моменту истог интензитета али супротног смера. Када се полуга постави у хоризонтални положај, и прочита вредност силе на динамометру (1), уз помоћ завртња динамометар остаје закочен на датој вредности (слика 22).



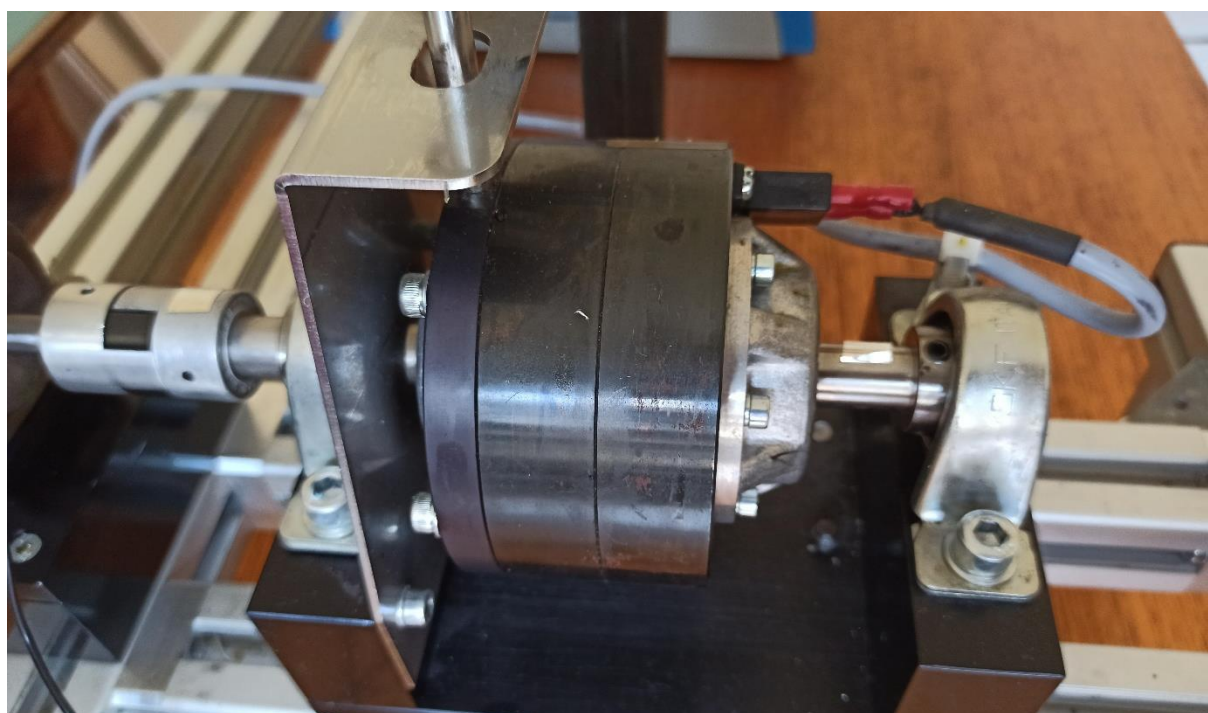
Слика 22. Динамометар на електромотору

На овом динамометру учитава се улазна сила чија се вредност читава на скали када се полука налази у хоризонталном положају. Множењем вредности силе са дужином полуке, чија је вредност 50 mm добија се вредност улазног обртног момента. Излазни обртни, односно кочиони, момент се израчунава као производ силе кочења и растојања центра кочице (5) од центра динамометра на кочици (6), а то растојање је 100 mm (слика 23).



Слика 23. Динамометар на кочици

Кочица (слика 24) се налази на постољу и постављена је тако да се у кратком временском периоду може извршити њена монтажа и демонтажа. Ово је врста електромагнетне кочице бесконтактног типа, што значи да, приликом задавања оптерећења из управљачке јединице, кочица вртложним струјама делује на пужни редуктор (3), смером супротним од смера обртања излазног вратила редуктора.



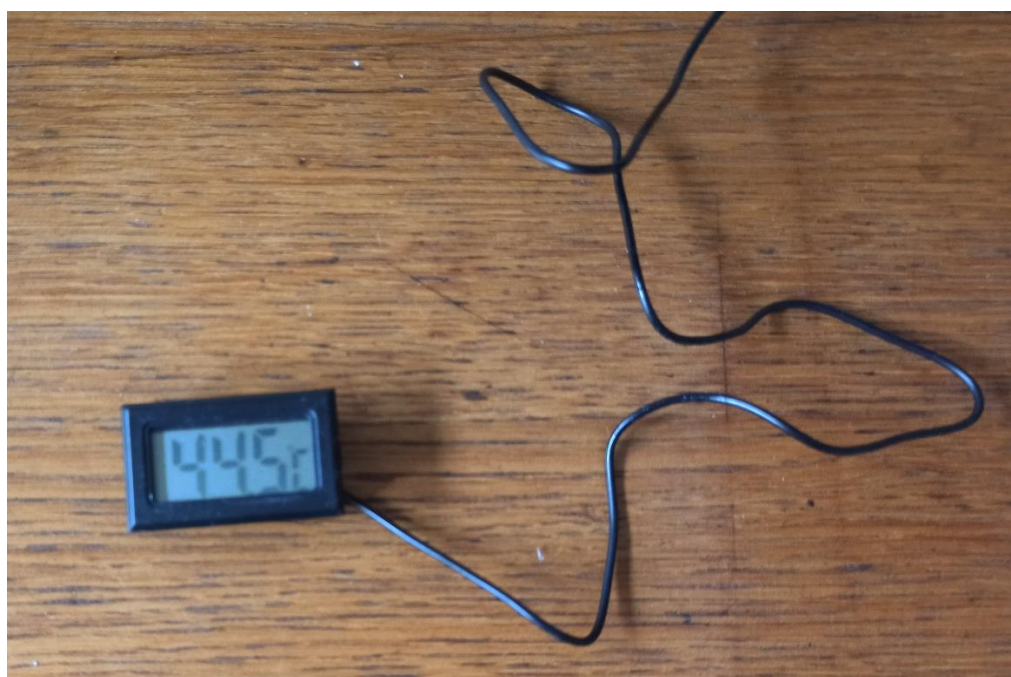
Слика 24. Електромагнетна кочица

Целу ову апаратуру у потпуности контролише управљачка јединица (7). Електромотор се напаја струјом из управљачке јединице (слика 25), којом се помоћу потенциометра регулише број обртаја. На улазном вратилу редуктора, постоји сензор који очитава улазни број обртаја и приказује вредности на контролној табли управљачке јединице. Електромагнетна кочница се везује такође за управљачку јединицу, а варирањем јачине електричне струје регулише се сила кочења.



Слика 25. Управљачка јединица

Поред стандардне апаратуре, постоји и мерач температуре (4) чији је сензор монтиран унутар редуктора (слика 26) у циљу мерења температуре уља у реалном времену.



Слика 26. Мерач температуре уља

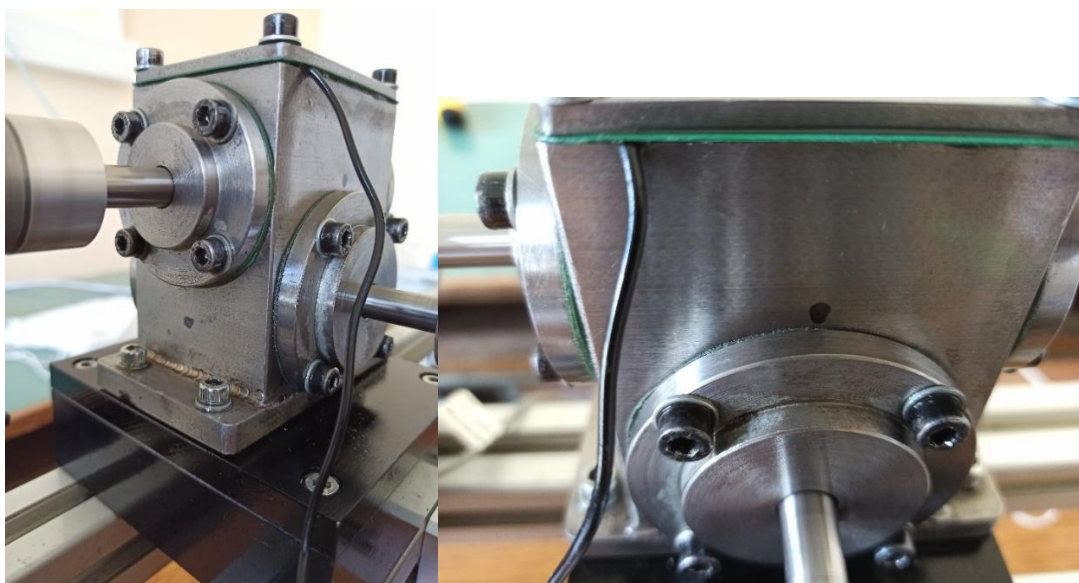
7.2 Уређаји за испитивање температуре и буке

Поред основног уређаја за испитивање степена искоришћења, коришћени су и екстерни апарати за мерење температуре и буке. Термометар TROTEC BP15 (слика 27) је коришћен за мерење спољашње температуре кућишта. Уређај је потребно усмерити ка објекту чија се температура мери и притиснути тастер. Након кратког времена са екрана се може очитати тренутна измерена вредност. Након пуштања тастера уређај има могућност памћења последње измерене вредности. Поред тога, уређај омогућава увид у вредност минималне и максималне измерене температуре у току мерења. Потребно је испитану површину претходно очистити како би се добили што прецизнији резултати мерења, [28].



Слика 27. Термометар TROTEC BP15

Овим апаратом мерена је температура кућишта у две тачке (слика 28) како би се уочила утицај температуре уља у различитим позицијама на кућишту. Температура у обе тачке је мерена на растојању од око 150 mm.



Слика 28. Тачка 1 (лево) и тачка 2 (десно) у на којима је мерена температура кућишта

Поред овога, у исто време, мерена је температура околине, тачније мерена је температура лабораторије за испитивање механичких преносника. Температура просторије је мерена помоћу дигиталног стоног термометра са сензором (слика 29). Овај уређај омогућава мерење температуре околине у ком се налази (температура IN на екрану уређаја) и температуре изабране површине, која се мери помоћу сензора (температура OUT на екрану уређаја).



Слика 29. Дигитални стони термометар са сензором

Мерење температуре просторије је извршено како би се успоставила веза, односно утврдило да ли постоји међусобна зависност температуре просторије и температуре уља, односно редуктора.

На крају помоћу уређаја TROTEC BS06 (слика 30) извршено је мерење нивоа буке. По упутству било је потребно поставити уређај на што већој раздаљини од предмета испитивања, па је мерена на растојању од око 1 m од редуктора, а уређај је био постављен иза читаве апаратуре, како би се делимично неутралисао звук који производи електромотор, [29].



Слика 30. Фонометар TROTEC BS06

7.3 Мерење степена искоришћења

Мерење степена искоришћења се врши помоћу простог емпиријског обрасца [27]:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

где су P_1 и P_2 снаге на улазу и излазу респективно, а које се рачунају као:

$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1 \text{ и}$$

$$P_2 = M_2 \cdot \omega_2$$

где су M_1 и M_2 улазни и излазни обртни момент респективно као и угаоне брзине ω_1 и ω_2 .

Обртни моменти се рачунају према изразу:

$$M_1 = F_1 \cdot l_1 \text{ и}$$

$$M_2 = F_2 \cdot l_2$$

где су F_1 и F_2 уравнотежавајуће силе чије се вредности читавају на динамометрима, док су l_1 и l_2 краци одговарајућих сила.

Угаона брзина се рачуна као:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}$$

где n_1 и n_2 представљају вредности улазног односно излазног броја обртаја.

Ове једначине су увезене у програм Microsoft Excel 365, ради лакшег рачунања и праћења добијених резултата.

8. Резултати испитивања

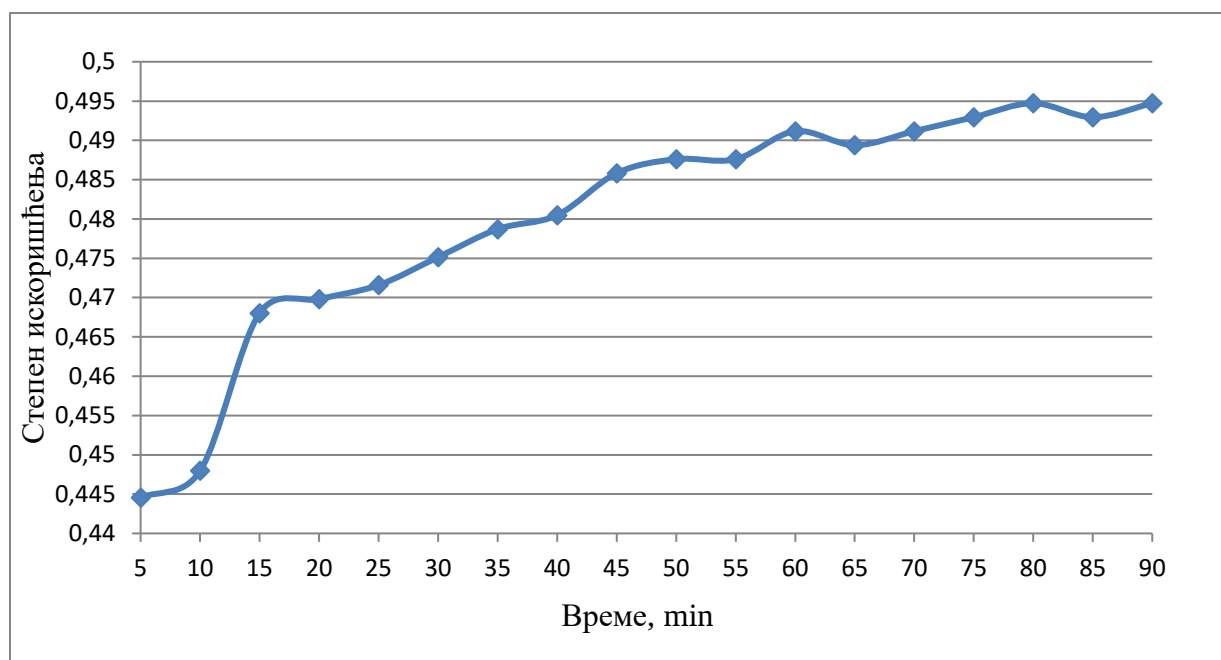
8.1 Степен искоришћења

Испитивање апаратуром АТ 200 извршено је на пужном преноснику преносног односа $i = 18$ са пужем легираног челика 42CrMo4 (Č4732) и пужног зупчаника од калајне бронзе CuSn14. Приликом испитивања вариране су вредности улазног броја обртаја, јачине електричне струје на кочници, а коришћена су и мазива различите вискозности. Вредности улазног броја обртаја су 1500 min^{-1} , 2000 min^{-1} и 2500 min^{-1} , интервал промене јачине електричне струје је $0,025 \text{ A}$, у распону од $0,1$ до $0,2 \text{ A}$. Вискозност мазива коришћених приликом испитивања су $220 \text{ mm}^2/\text{s}$, $460 \text{ mm}^2/\text{s}$ и $680 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Табела 6. Карактеристике мазива коришћених у испитивању

Уље	Карактеристика	Вредност	Јединица
ISO VG 220	Вискозност на 40°C	220	mm^2/s
	Вискозност на 100°C	18	mm^2/s
	Тачка течења	-15	$^{\circ}\text{C}$
	Тачка паљења	260	$^{\circ}\text{C}$
	Густина на 15°C	896,1	kg/m^3
ISO VG 460	Вискозност на 40°C	460	mm^2/s
	Вискозност на 100°C	28	mm^2/s
	Тачка течења	-12	$^{\circ}\text{C}$
	Тачка паљења	260	$^{\circ}\text{C}$
	Густина на 15°C	896,1	kg/m^3
ISO VG 680	Вискозност на 40°C	680	mm^2/s
	Вискозност на 100°C	40	mm^2/s
	Тачка течења	-8	$^{\circ}\text{C}$
	Тачка паљења	300	$^{\circ}\text{C}$
	Густина на 15°C	905	kg/m^3

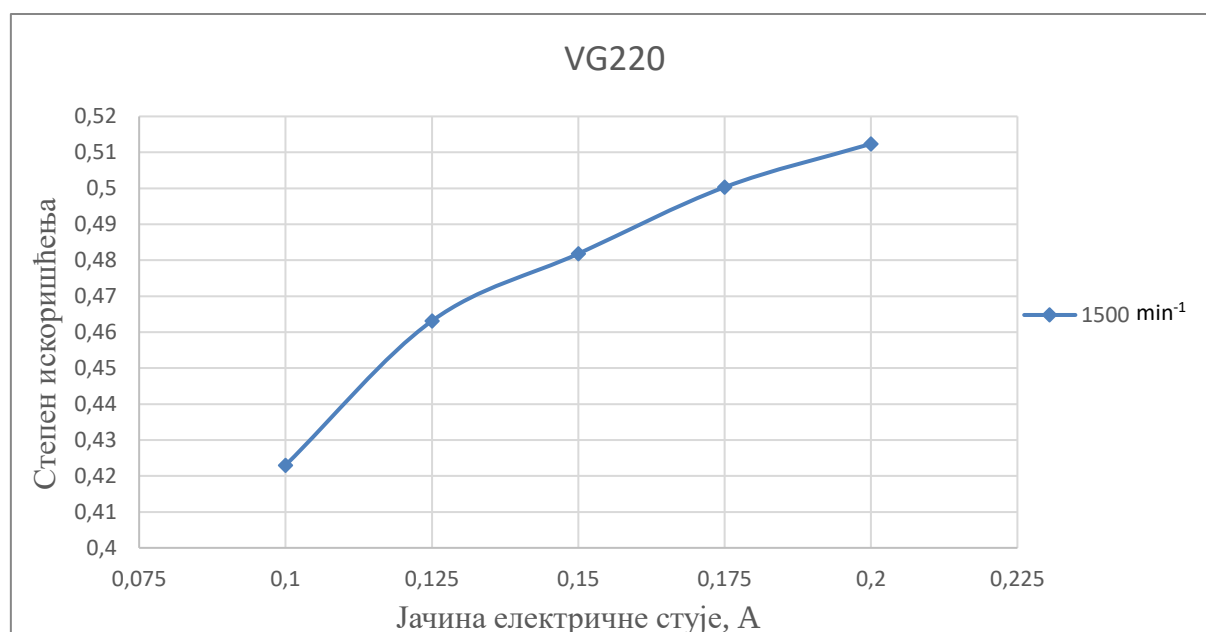
Испитивање је вршено у три циклуса, са по три серије од пет понављања. Три циклуса подразумевају три различите вискозности уља, три серије подразумевају три различите улазног броја обртаја и пет понављања подразумевају различите вредности јачине електричне струје. Вредност јачине електричне струје се мењала на сваких сат времена, осим за прво понављање за $0,1 \text{ A}$, које је трајало сат и по времена, јер је пужном редуктору потребно око пола сата да постигне радну температуру, а исто толико је потребно да мазиво формира хидродинамички слој (слика 31). Све вредности су мерене у интервалу од пет минута. Након сваког трећег понављања, тачније промене јачине електричне струје, прављена је пауза од пола сата.



Слика 31. Дијаграм степена искоришћења у зависности од времена

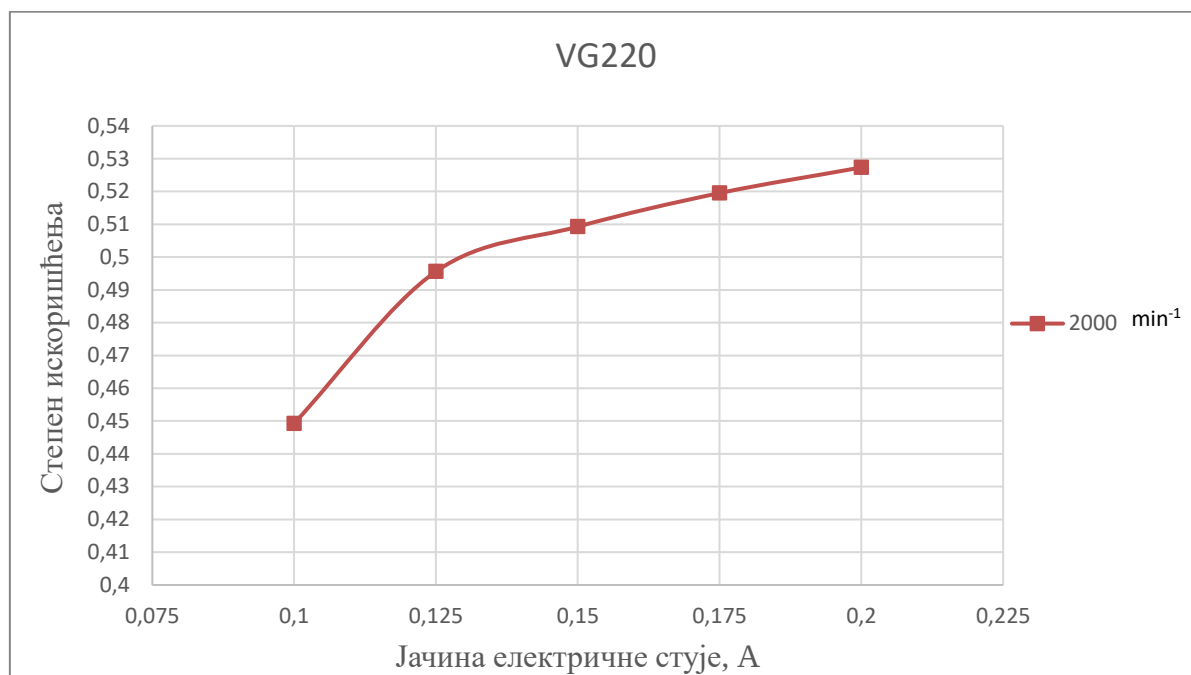
Овај дијаграм приказује зависност степена искоришћења од времена испитивања, и то при улазном броју обртаја 2000 min^{-1} , јачини струје електричне кочнице $0,1 \text{ A}$ и вискозности мазива $220 \text{ mm}^2/\text{s}$. Са дијаграма се може потврдити претходно постављена теорија. Око шестог мерења, које представља тачно 30 min од почетка испитивања, увиђа се да степен искоришћења достиже своју реалну вредност, односно своју реалну вредност, која касније варира, или се веома мало мења. За свако понављање извршено је одређивање средње вредности степена искоришћења, која се у ствари узима у разматрање приликом анализе резултата.

На слици 32 се налази дијаграм зависности степена искоришћења од јачине струје у кочници при броју обртаја 1500 min^{-1} и вискозности мазива $220 \text{ mm}^2/\text{s}$.



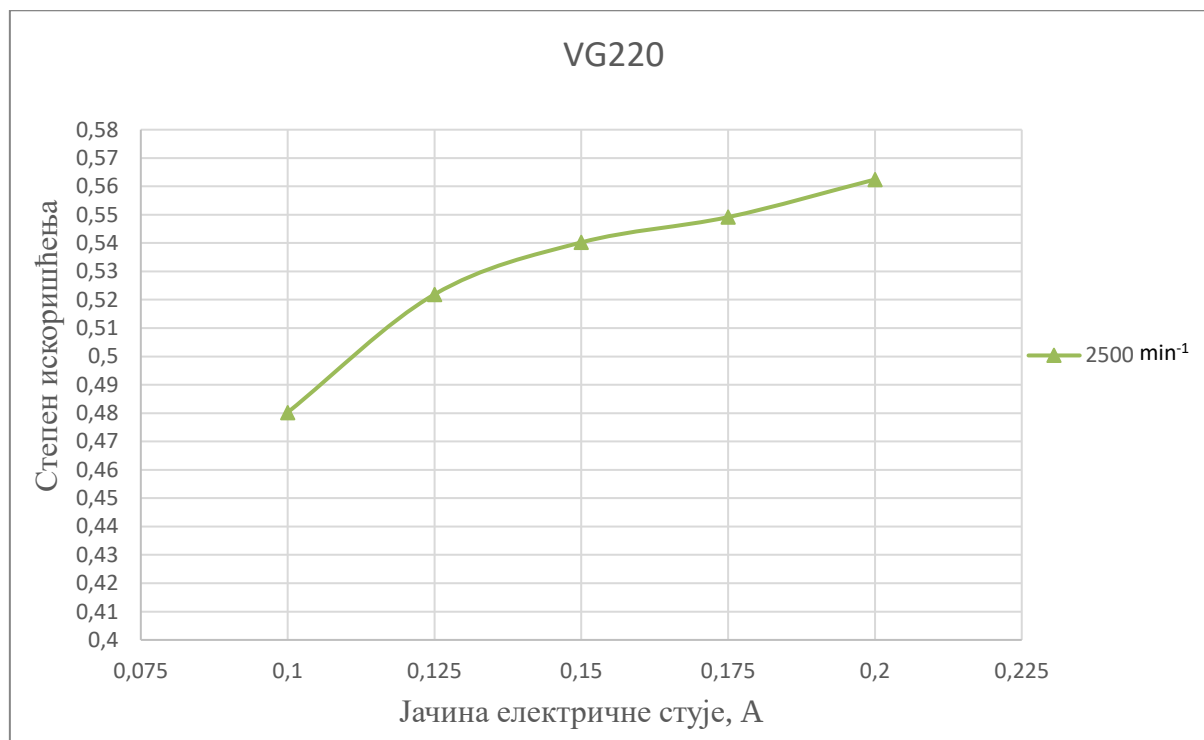
Слика 32. Степен искоришћења при броју обртаја 1500 min^{-1} и вискозности мазива $220 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 33 се налази дијаграм зависности степена искоришћења од јачине струје у кочници при броју обртаја 2000 min^{-1} и вискозности мазива $220 \text{ mm}^2/\text{s}$.



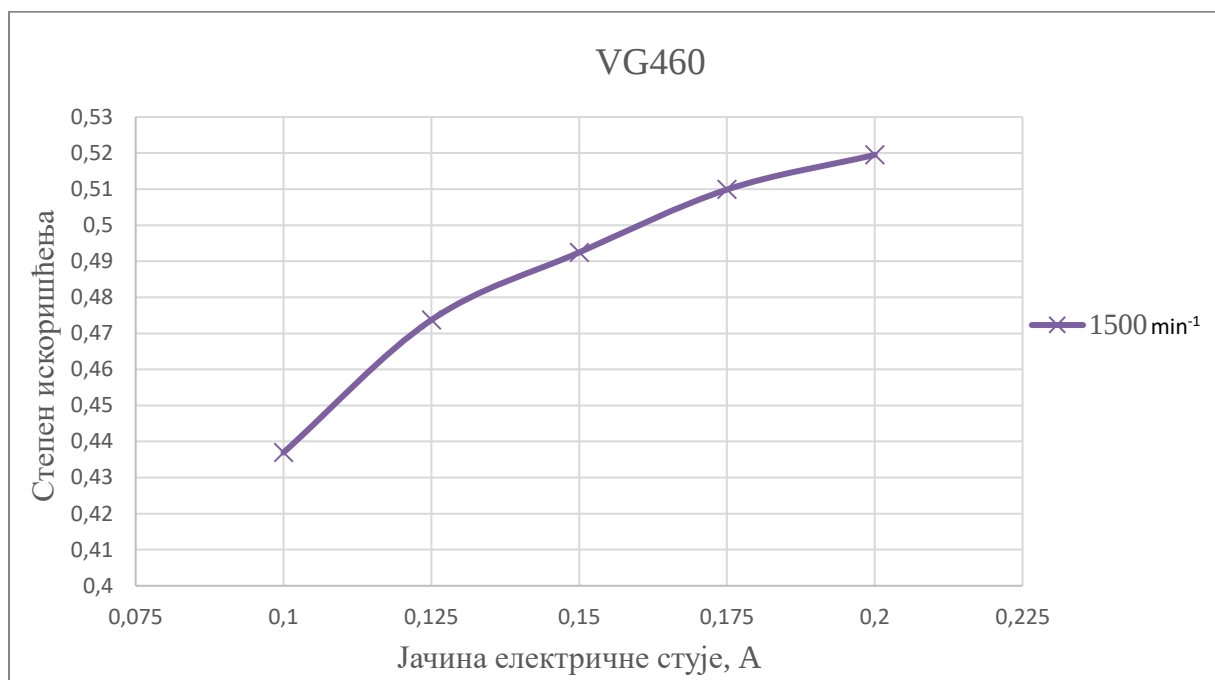
Слика 33. Степен искоришћења при броју обртаја 2000 min^{-1} и вискозности мазива $220 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 34 се налази дијаграм зависности степена искоришћења од јачине струје у кочници при броју обртаја 2500 min^{-1} и вискозности мазива $220 \text{ mm}^2/\text{s}$.



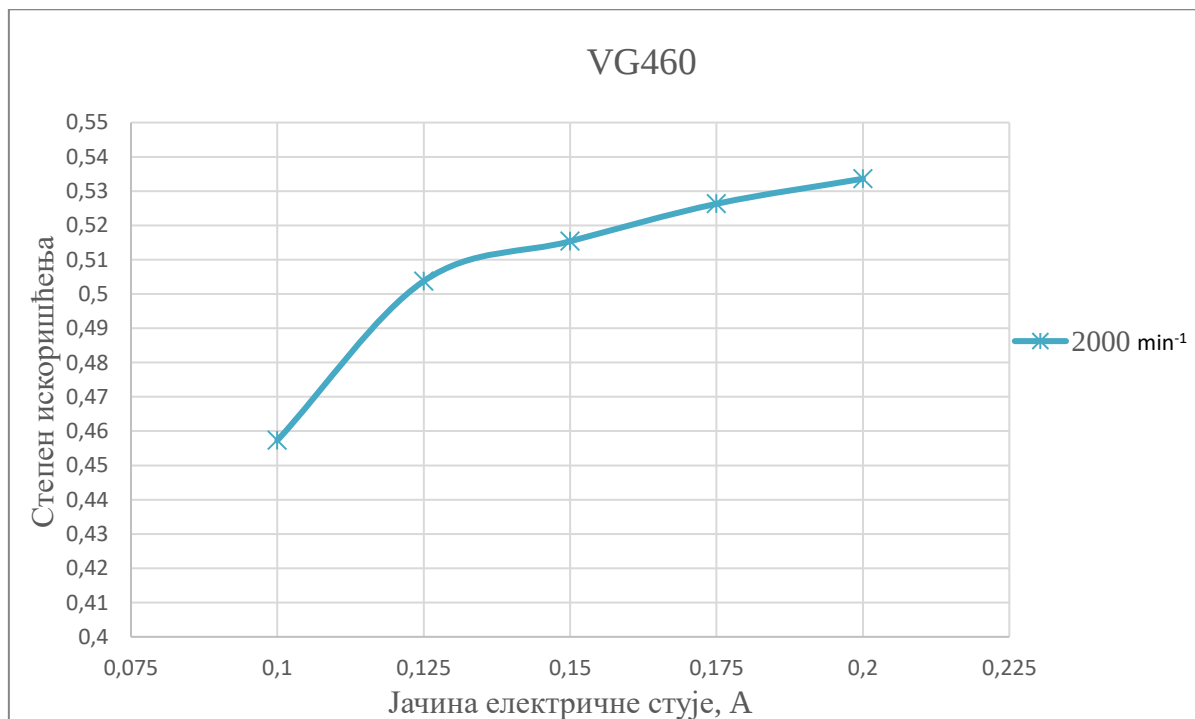
Слика 34. Степен искоришћења при броју обртаја 2500 min^{-1} и вискозности мазива $220 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 35 се налази дијаграм зависности степена искоришћења од јачине струје у кочници при броју обртаја 1500 min^{-1} и вискозности мазива $460 \text{ mm}^2/\text{s}$.



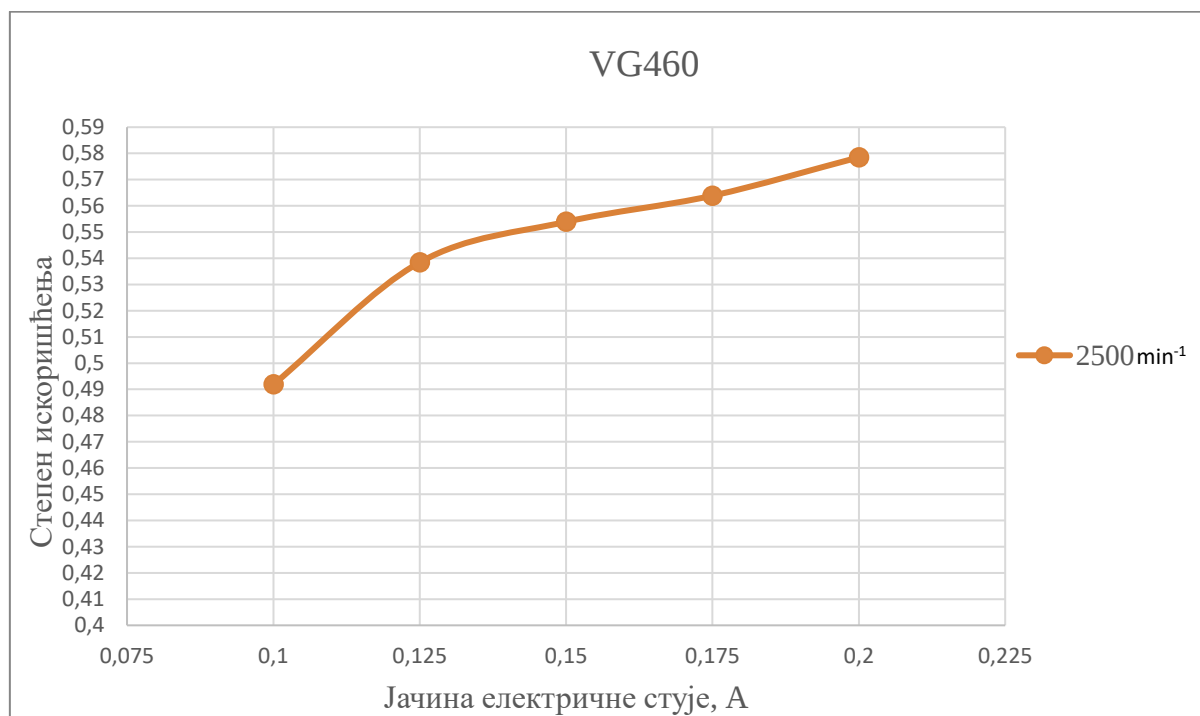
Слика 35. Степен искоришћења при броју обртаја 1500 min^{-1} и вискозности мазива $460 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 36 се налази дијаграм зависности степена искоришћења од јачине струје у кочници при броју обртаја 2000 min^{-1} и вискозности мазива $460 \text{ mm}^2/\text{s}$.



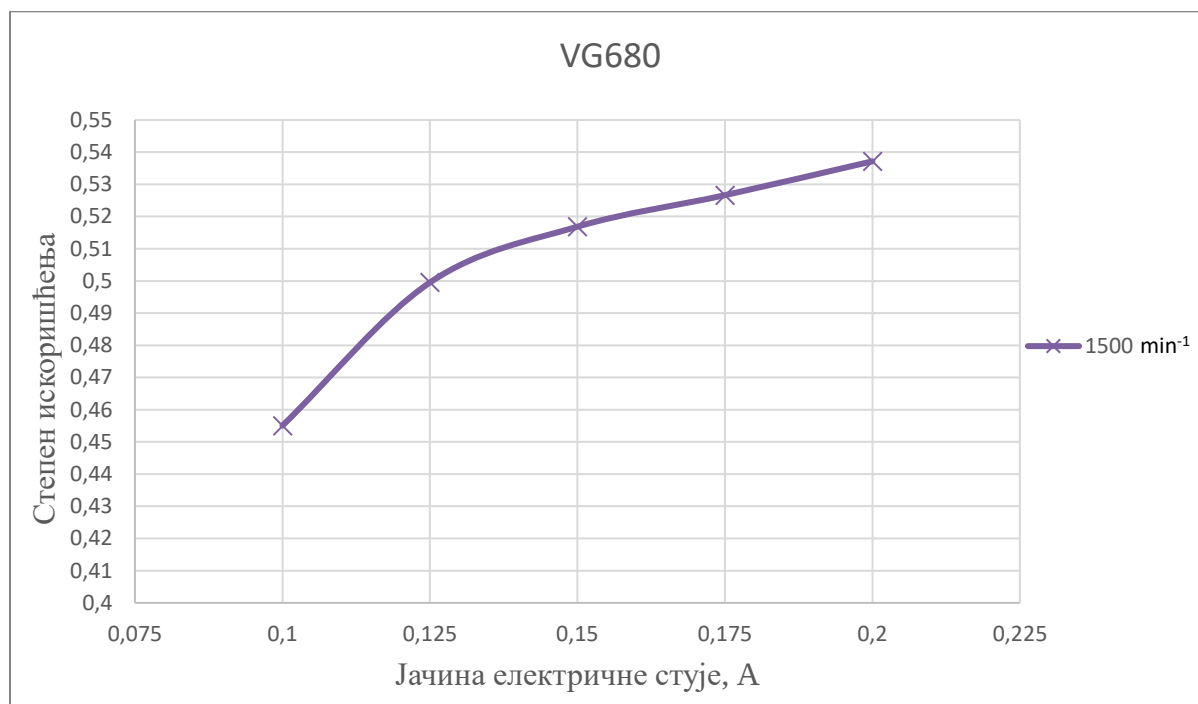
Слика 36. Степен искоришћења при броју обртаја 2000 min^{-1} и вискозности мазива $460 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 37 се налази дијаграм зависности степена искоришћења од јачине струје у кочници при броју обртаја 2500 min^{-1} и вискозности мазива $460 \text{ mm}^2/\text{s}$.



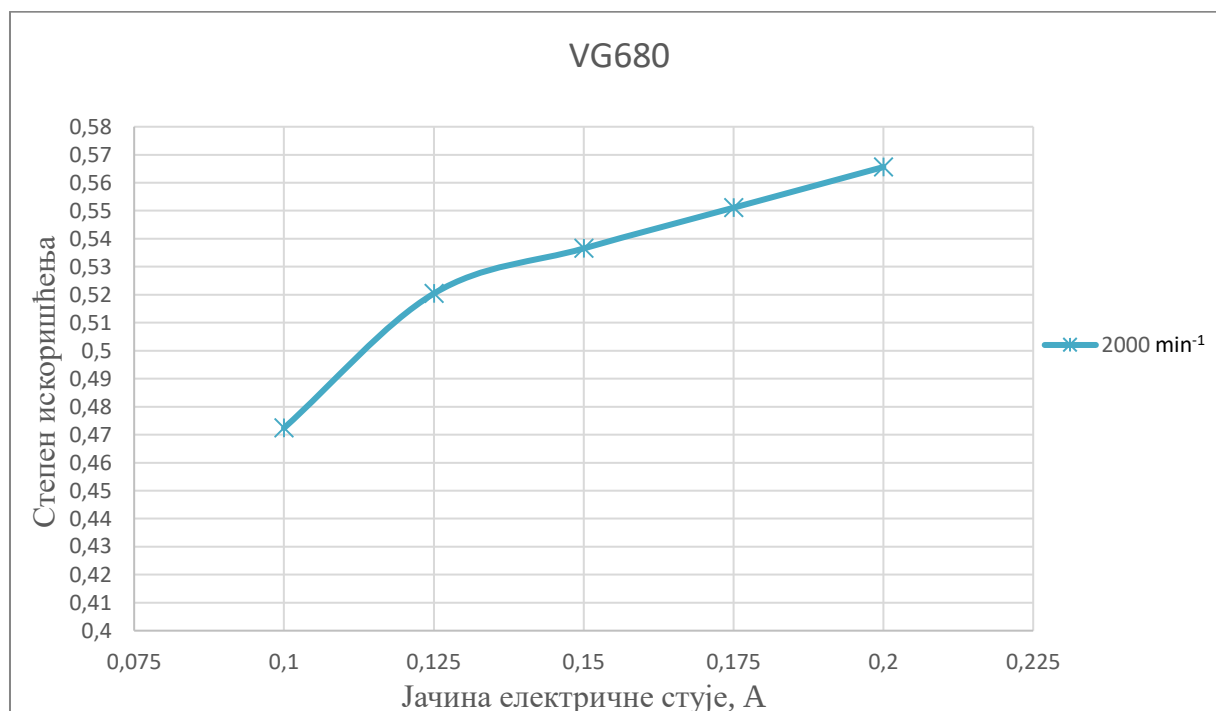
Слика 37. Степен искоришћења при броју обртаја 2500 min^{-1} и вискозности мазива $460 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 38 се налази дијаграм зависности степена искоришћења од јачине струје у кочници при броју обртаја 1500 min^{-1} и вискозности мазива $680 \text{ mm}^2/\text{s}$.



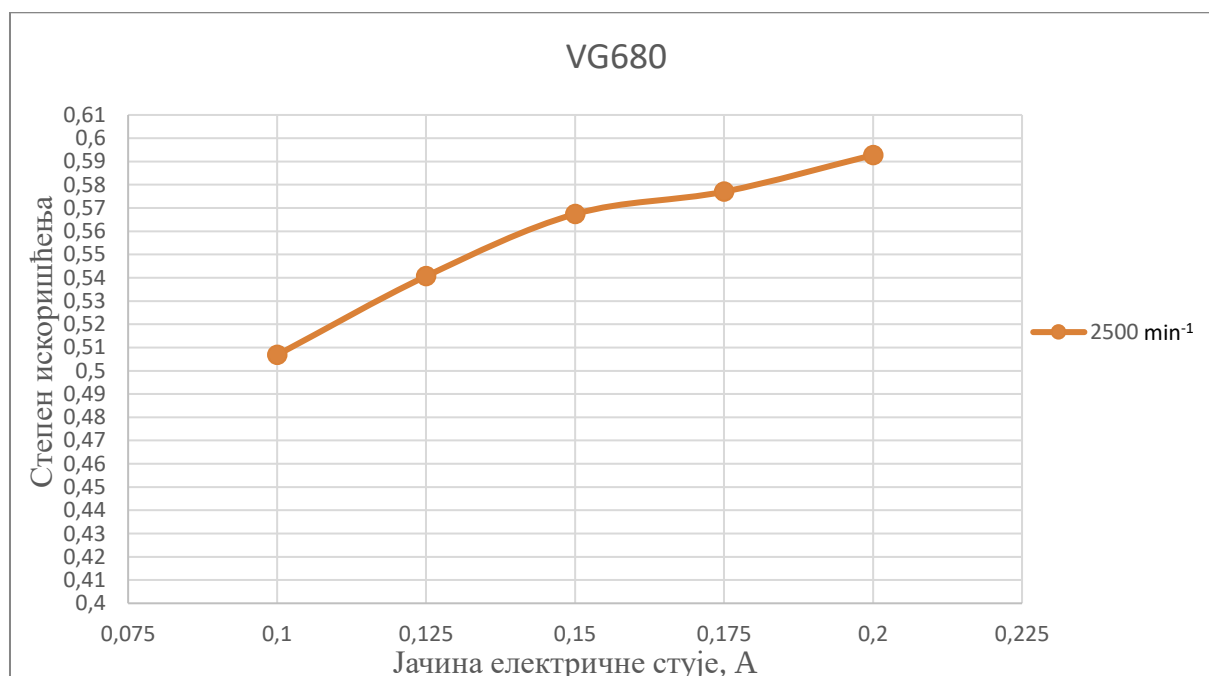
Слика 38. Степен искоришћења при броју обртаја 1500 min^{-1} и вискозности мазива $680 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 39 се налази дијаграм зависности степена искоришћења од јачине струје у кочници при броју обртаја 2000 min^{-1} и вискозности мазива $680 \text{ mm}^2/\text{s}$.



Слика 39. Степен искоришћења при броју обртаја 2000 min^{-1} и вискозности мазива $680 \text{ mm}^2/\text{s}$

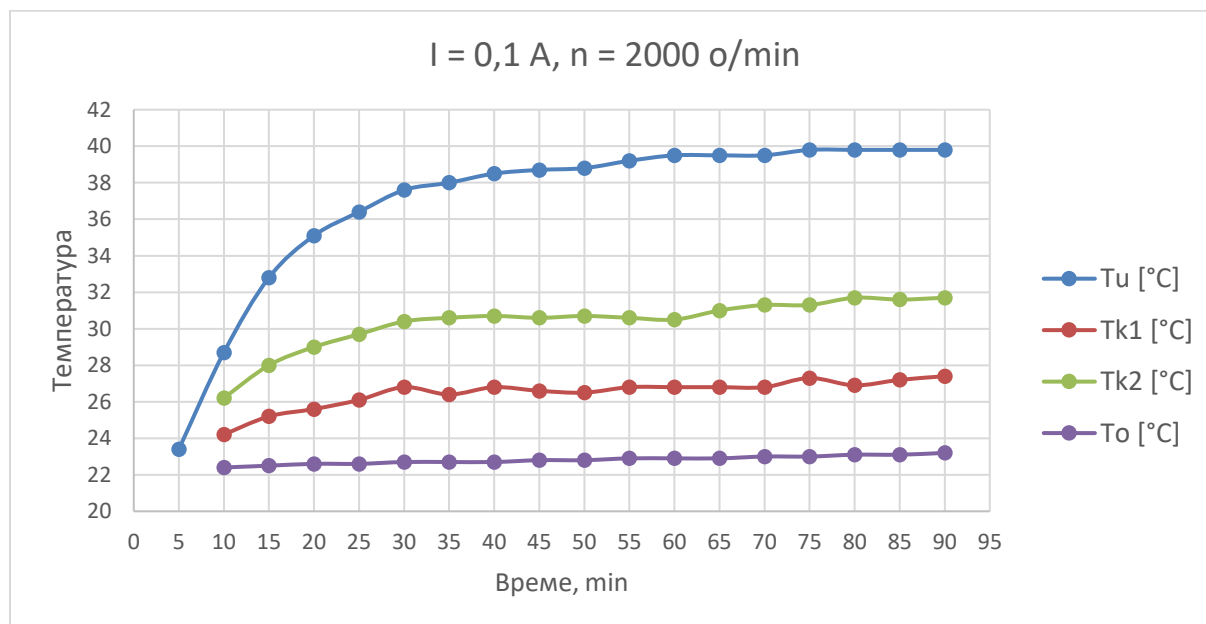
На слици 40 се налази дијаграм зависности степена искоришћења од јачине струје у кочници при броју обртаја 2500 min^{-1} и вискозности мазива $680 \text{ mm}^2/\text{s}$.



Слика 40. Степен искоришћења при броју обртаја 2500 min^{-1} и вискозности мазива $680 \text{ mm}^2/\text{s}$

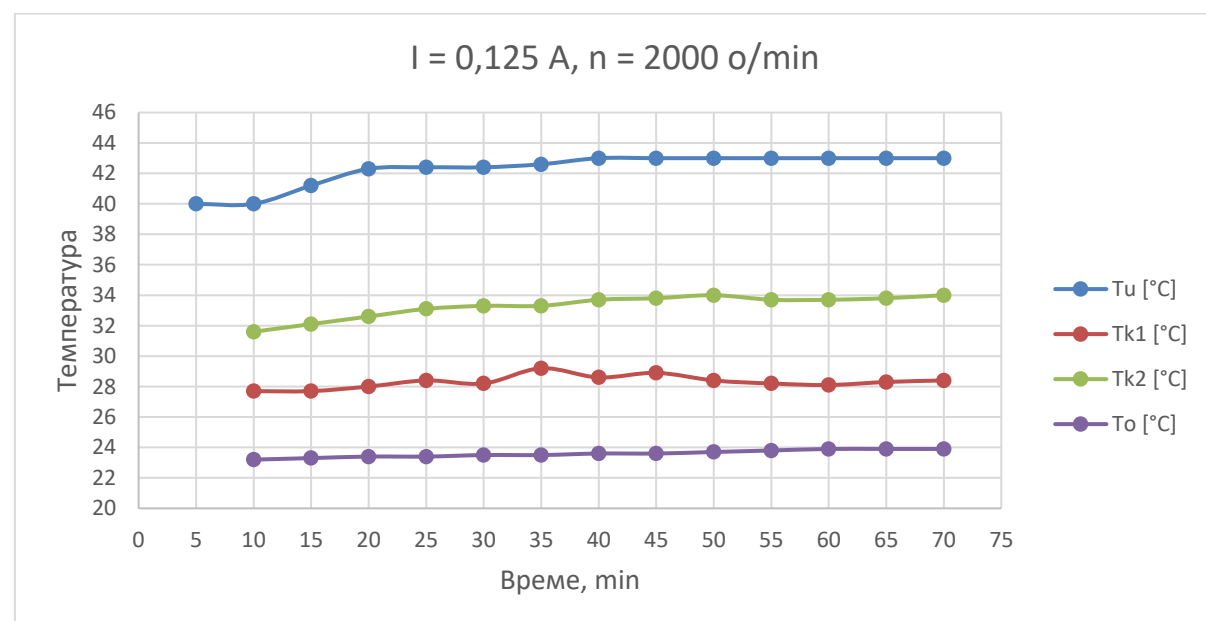
8.2 Температура

Поред мерења степена искоришћења мерена је температура уља, T_u , температура кућишта у тачки 1, T_{k1} , температура кућишта у тачки 2, T_{k2} и температура околине, T_o . Мерење сваке од ових температура вршено је у интервалу од пет минута, попут мерења степена искоришћења, уз изузетак прве вредности температуре уља, која је мерена пре него што је циклус почне, као и између понављања. Како температура измерених вредности има сличан тренд понављања за сва мазива, у наставку су приказани дијаграми који на најбољи начин то приказују. На слици 41 се налази дијаграм зависности температуре од времена за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$, при 2000 min^{-1} и јачини електричне струје $0,1 \text{ A}$.



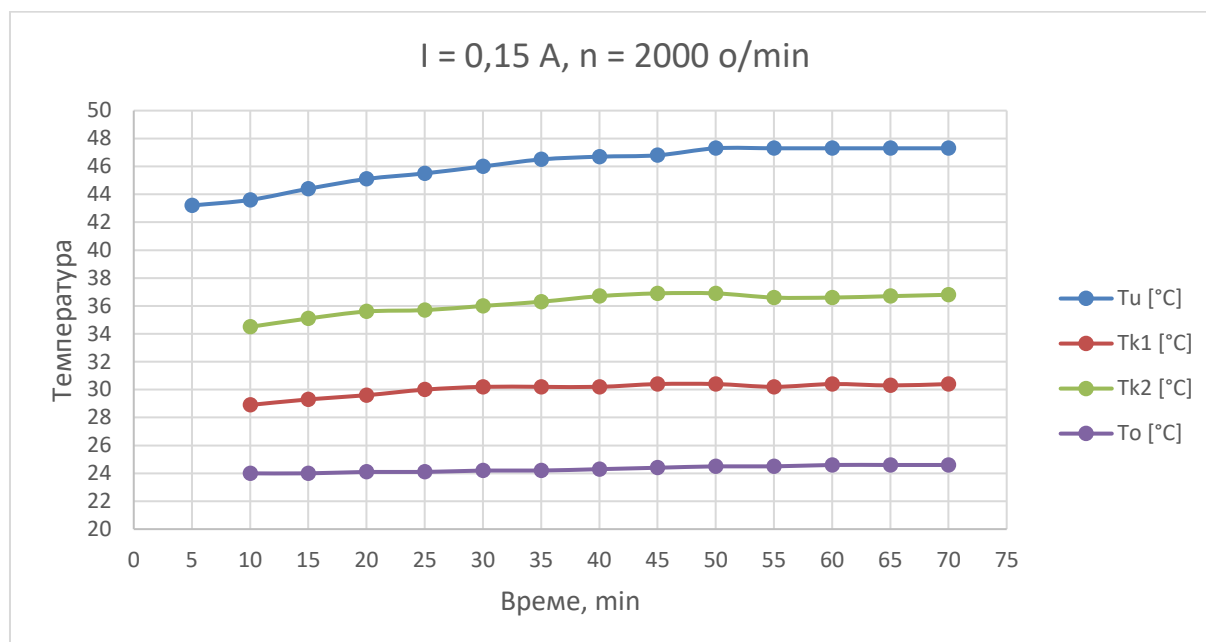
Слика 41. Дијаграм зависности температуре од времена за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 42 се налази дијаграм зависности температуре од времена за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$, при 2000 min^{-1} и јачини електричне струје $0,125 \text{ A}$.



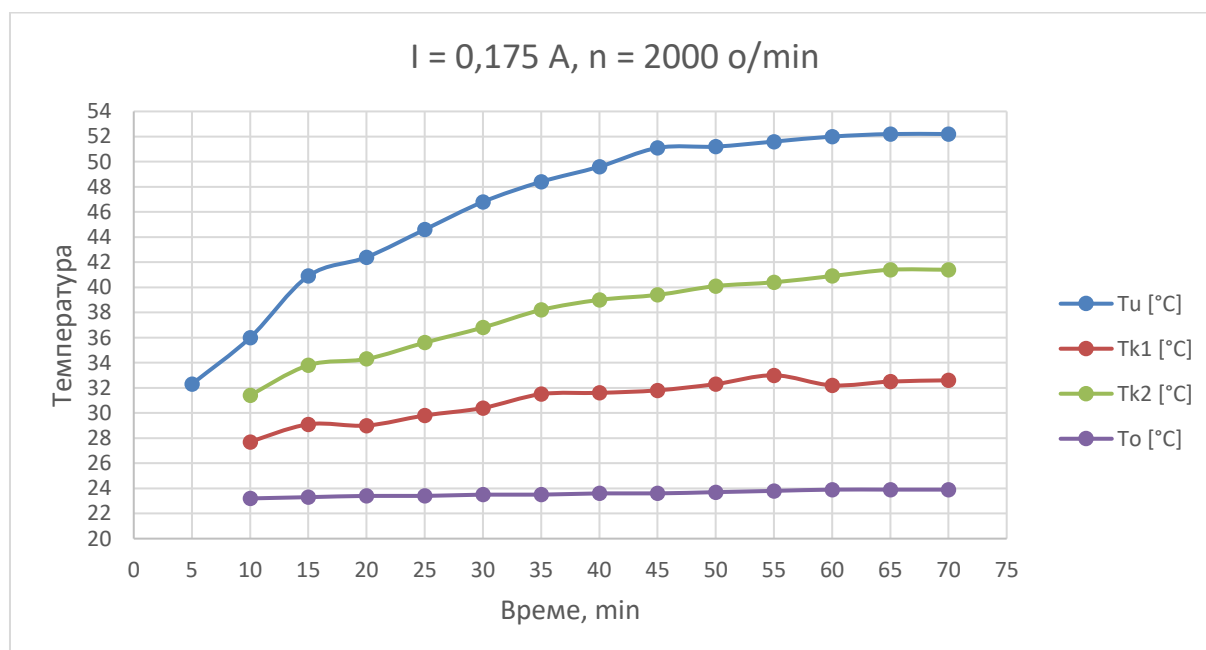
Слика 42. Дијаграм зависности температуре од времена за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 43 се налази дијаграм зависности температуре од времена за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$, при 2000 min^{-1} и јачини електричне струје $0,15 \text{ A}$.



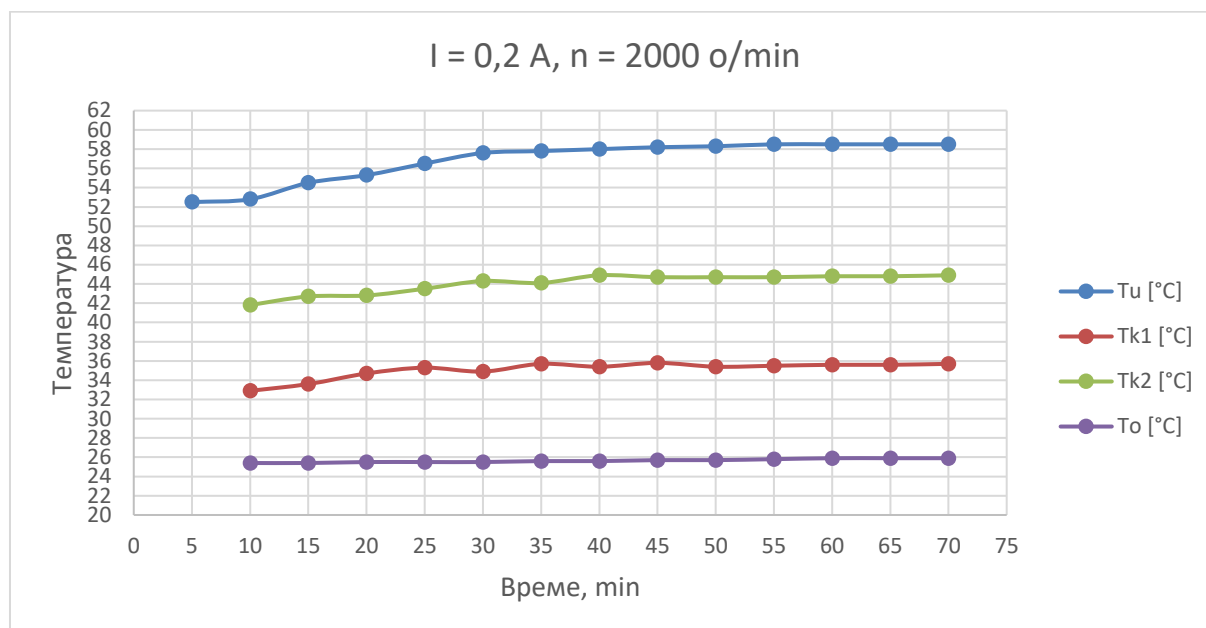
Слика 43. Дијаграм зависности температуре од времена за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 44 се налази дијаграм зависности температуре од времена за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$, при 2000 min^{-1} и јачини електричне струје $0,175 \text{ A}$.



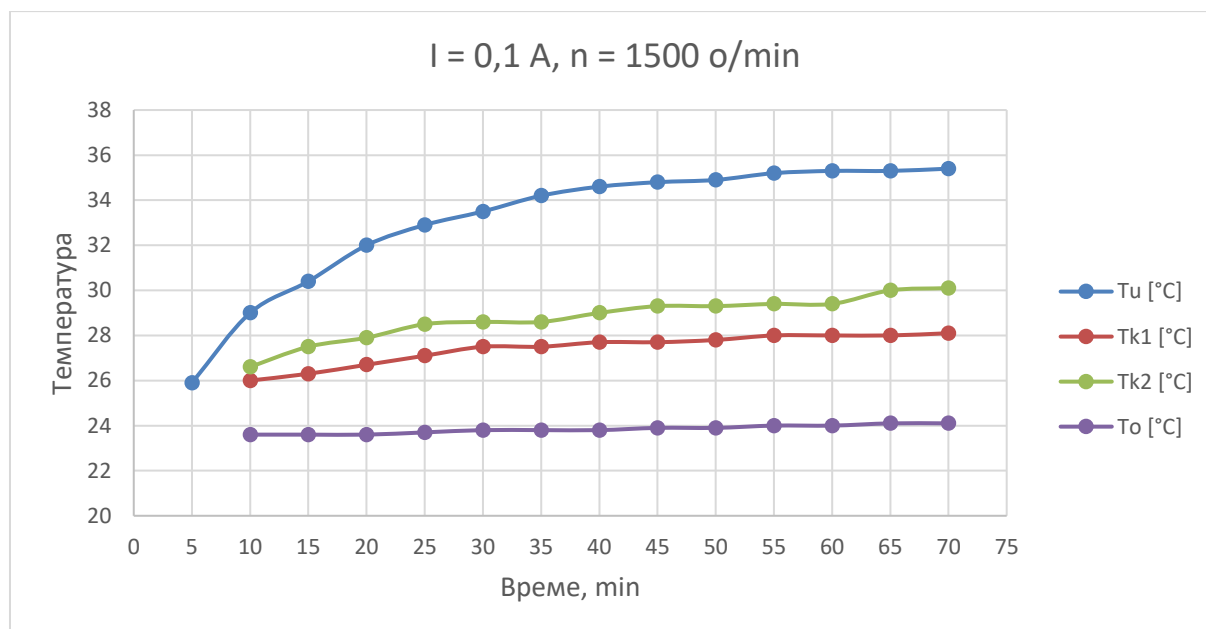
Слика 44. Дијаграм зависности температуре од времена за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 45 се налази дијаграм зависности температуре од времена за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$, при 2000 min^{-1} и јачини електричне струје $0,2 \text{ A}$.



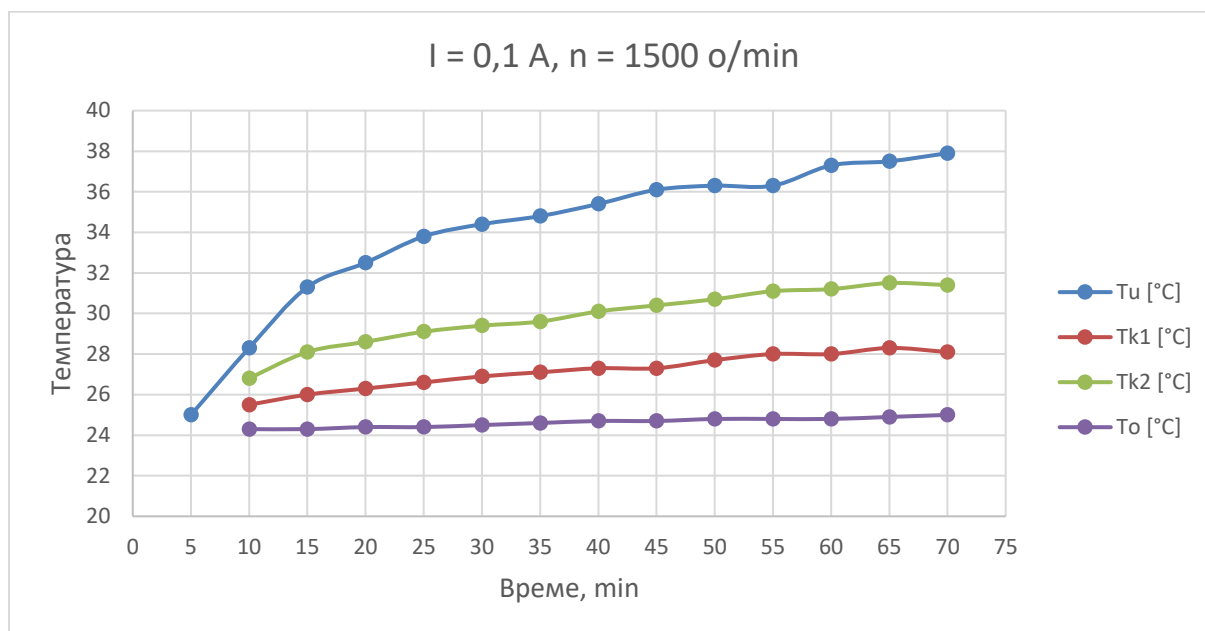
Слика 45. Дијаграм зависности температуре од времена за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$
У наставку су приказани дијаграми са најнижим измереним температурама уља, за свако мазиво појединачно.

На слици 46 је приказан дијаграм температуре уља у зависности од времена, за уље вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$, при 1500 min^{-1} и јачини електричне струје $0,1 \text{ A}$.



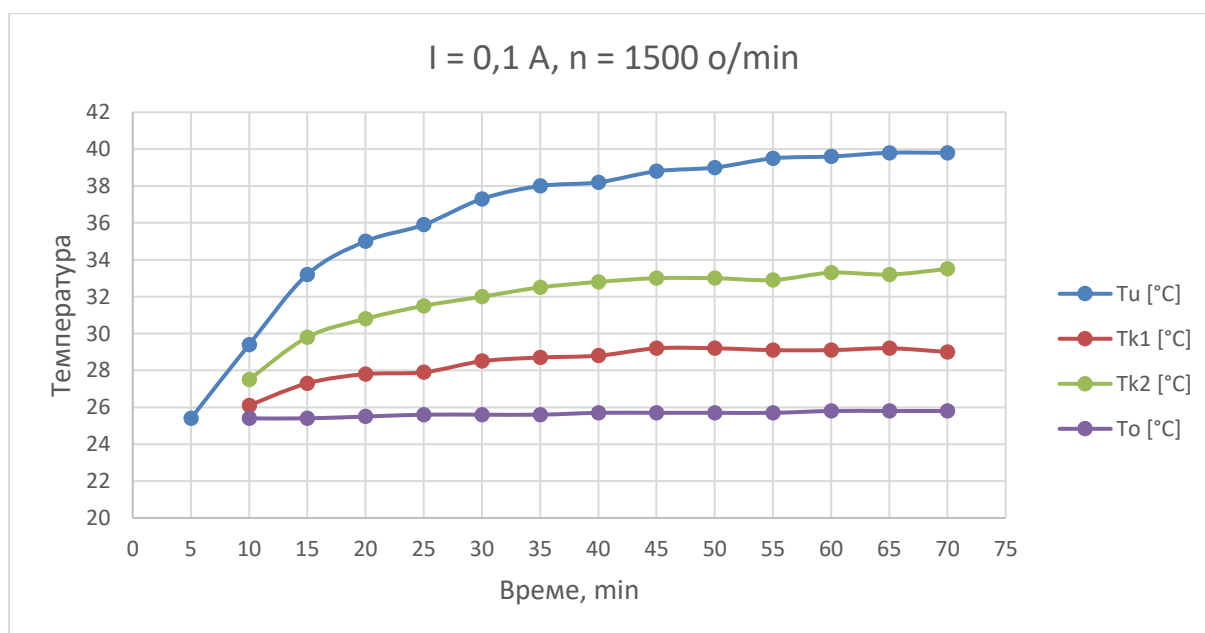
Слика 46. Дијаграм температуре уља у зависности од времена, за уље вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 47 је приказан дијаграм температуре уља у зависности од времена, за за уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$, при 1500 min^{-1} и јачини електричне струје $0,1 \text{ A}$.



Слика 47. Дијаграм температуре уља у зависности од времена, за уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$

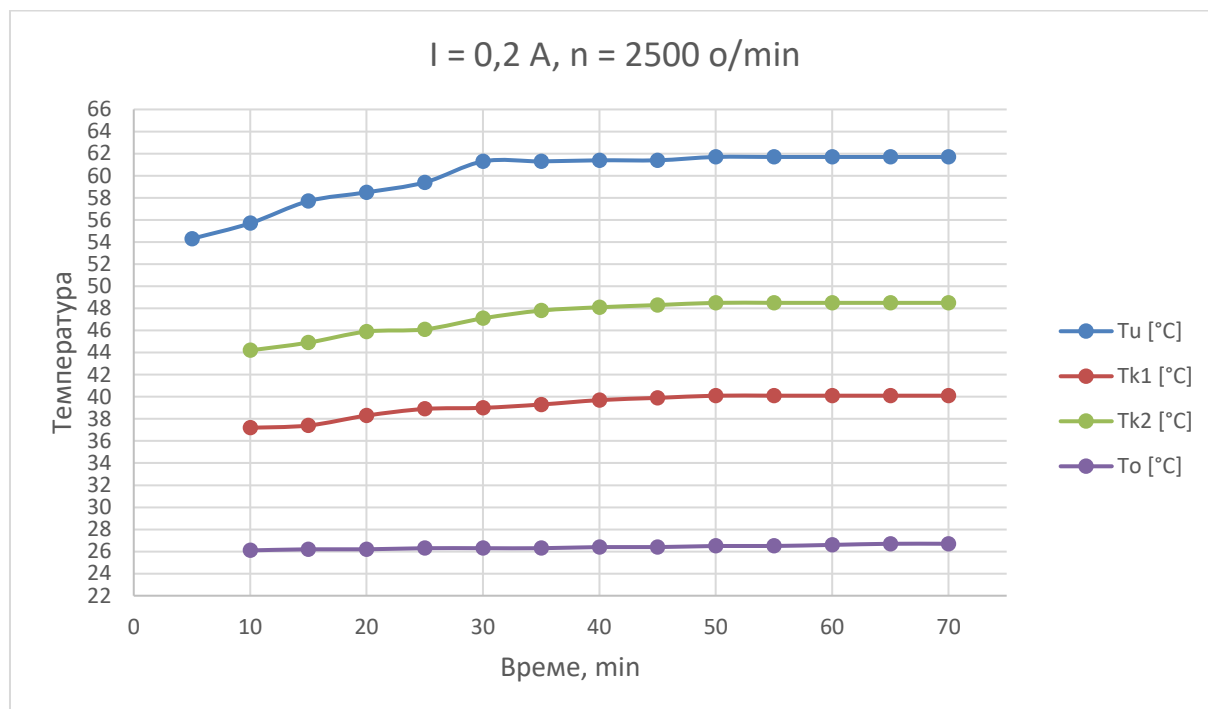
На слици 48 је приказан дијаграм температуре уља у зависности од времена, за за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$, при 1500 min^{-1} и јачини електричне струје $0,1 \text{ A}$.



Слика 48. Дијаграм температуре уља у зависности од времена, за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$

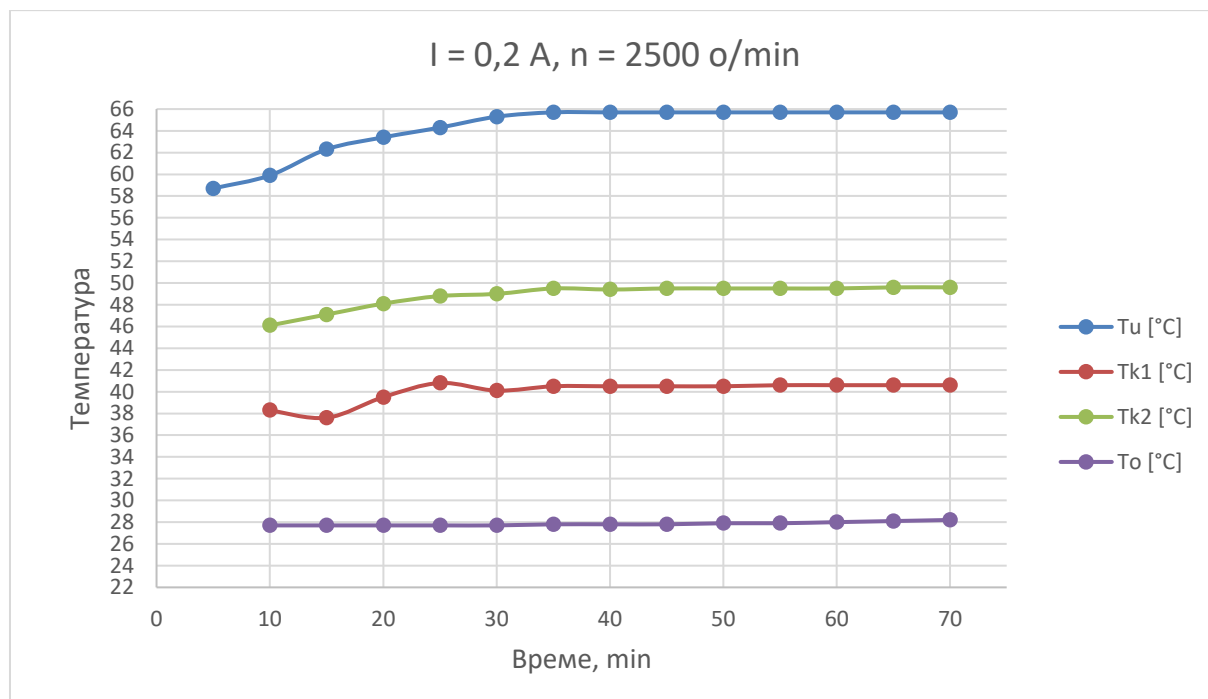
Такође су дати дијаграми свих уља за њихове највише температуре уља.

На слици 49 је приказан дијаграм температуре уља у зависности од времена, за уље вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$, при 2500 min^{-1} и јачини електричне струје $0,2 \text{ A}$.



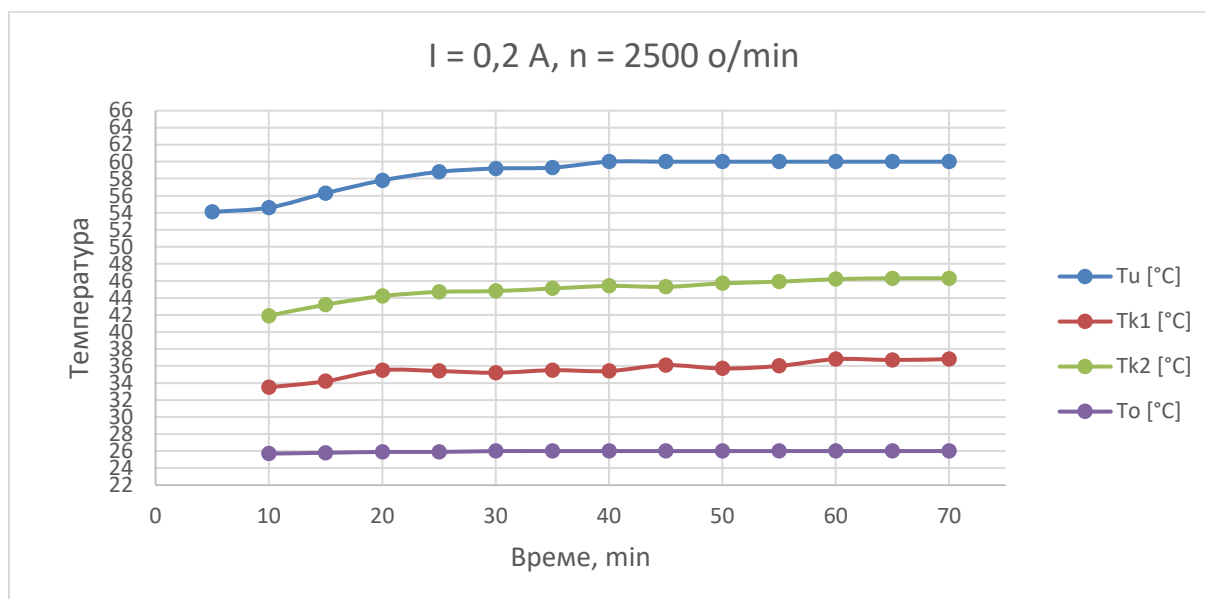
Слика 49. Дијаграм температуре уља у зависности од времена, за уље вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 50 је приказан дијаграм температуре уља у зависности од времена, за уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$, при 2500 min^{-1} и јачини електричне струје $0,2 \text{ A}$.



Слика 50. Дијаграм температуре уља у зависности од времена, за уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 51 је приказан дијаграм температуре уља у зависности од времена, за уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$, при 2500 min^{-1} и јачини електричне струје $0,2 \text{ A}$.



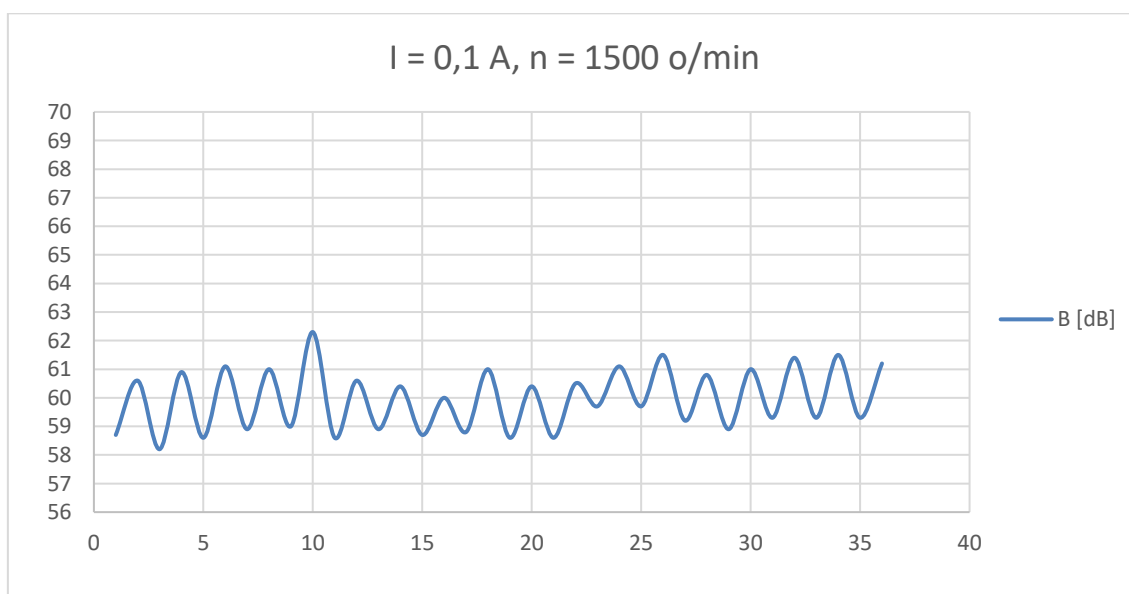
Слика 51. Дијаграм температуре уља у зависности од времена, за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$

8.3 Бука

Бука је такође попут степена искоришћења и температуре, мерена у интервалима од 5 минута, са изузетком да су на сваких 5 минута мерене 2 вредности, минимална и максимална, како би се установиле звучне фреквенције, односно опсег јачине звука.

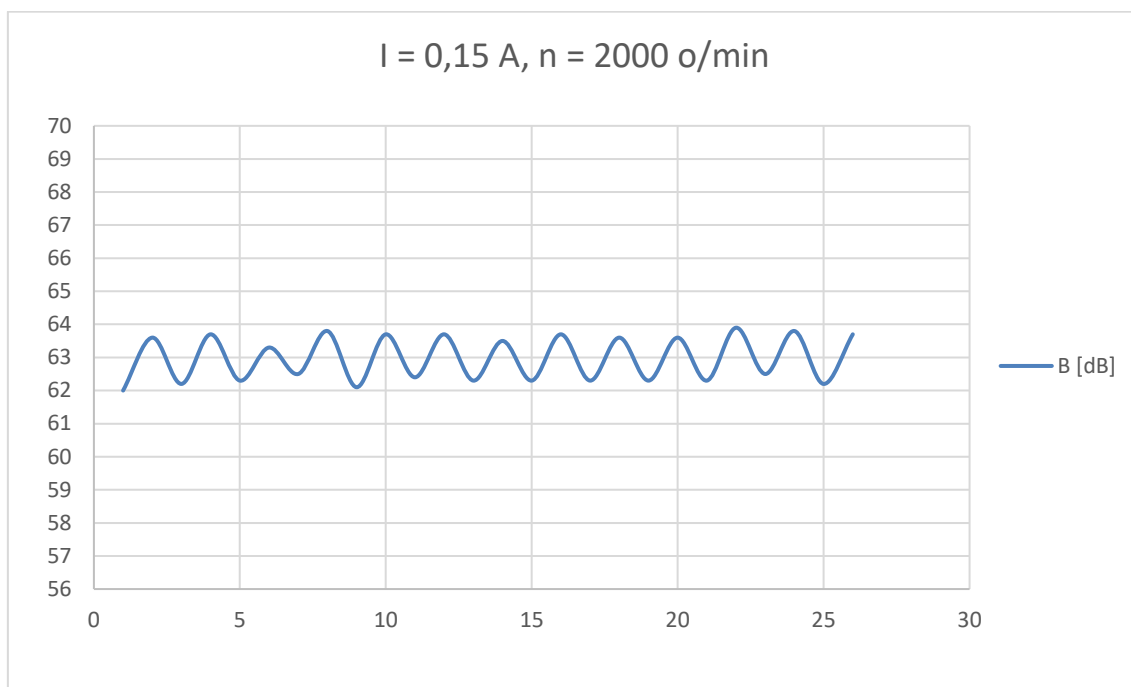
Јачина звука је идентична за различите вискозности мазива, али се разликује на основу брзине обртаја.

На слици 52 дат је дијаграм јачине звука у односу на време, за уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$, при броју обртаја 1500 min^{-1} и јачини електричне струје $0,1 \text{ A}$.



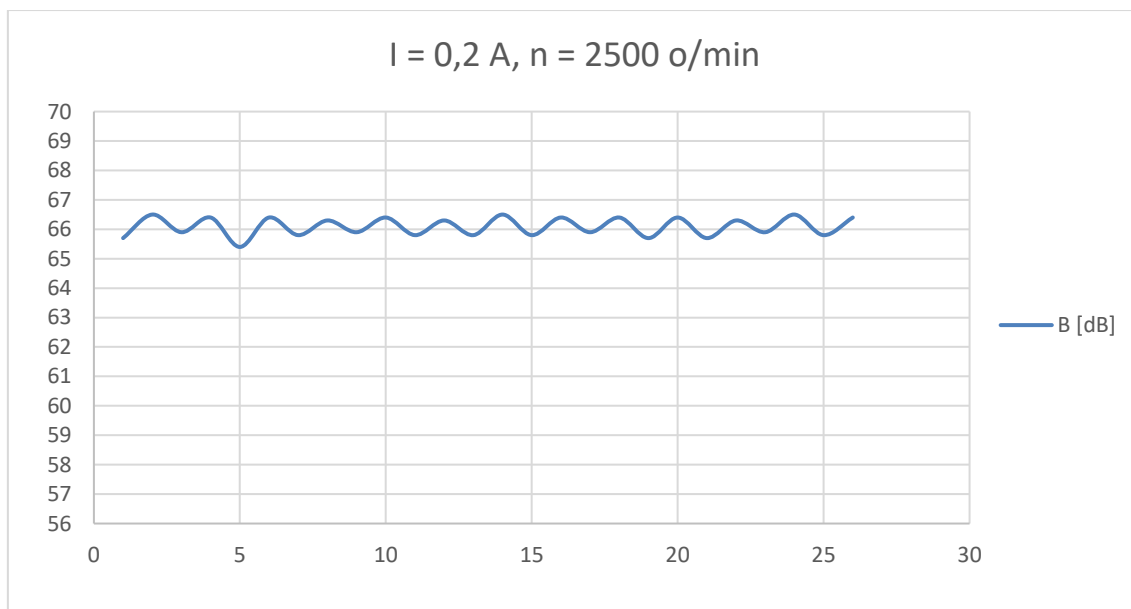
Слика 52. Распон звука уља вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$ при броју обртаја 1500 min^{-1} и јачини електричне струје $0,1 \text{ A}$.

На слици 53 дат је дијаграм јачине звука у односу на време, за уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$, при броју обртаја 2000 min^{-1} и јачини електричне струје $0,15 \text{ A}$.



Слика 53. Распон звука уља вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$ при броју обртаја 2000 min^{-1} и јачини електричне струје $0,15 \text{ A}$.

На слици 54 дат је дијаграм јачине звука у односу на време, за уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$, при броју обртаја 2500 min^{-1} и јачини електричне струје $0,2 \text{ A}$.



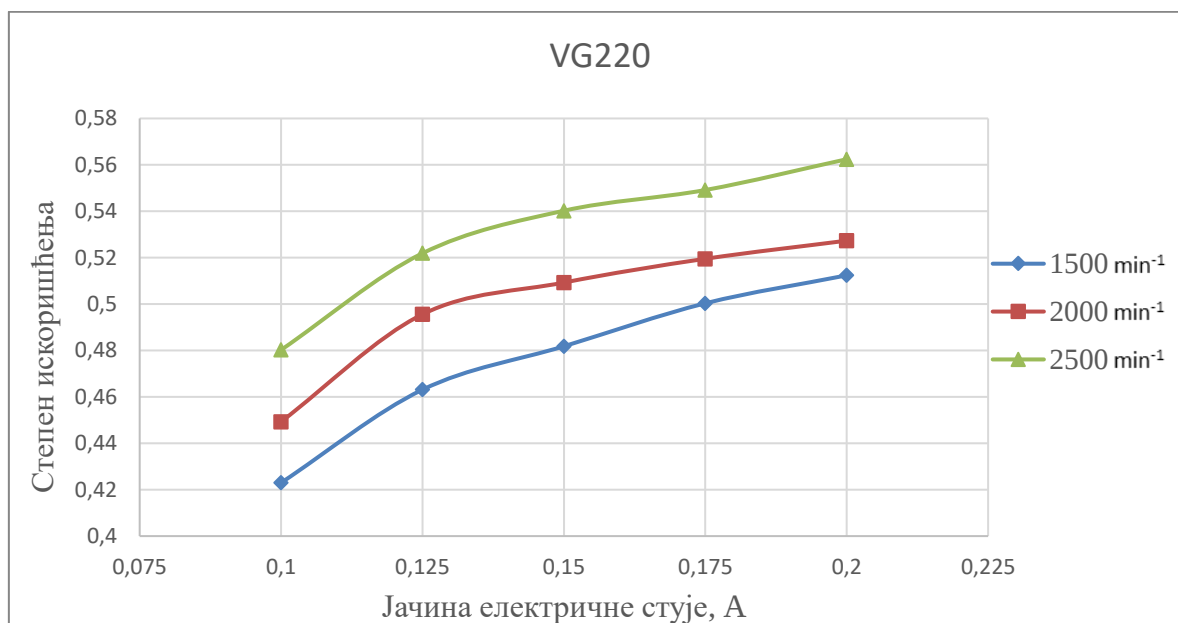
Слика 53. Распон звука уља вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$ при броју обртаја 2500 min^{-1} и јачини електричне струје $0,2 \text{ A}$.

9. Анализа резултата

9.1 Степен искоришћења

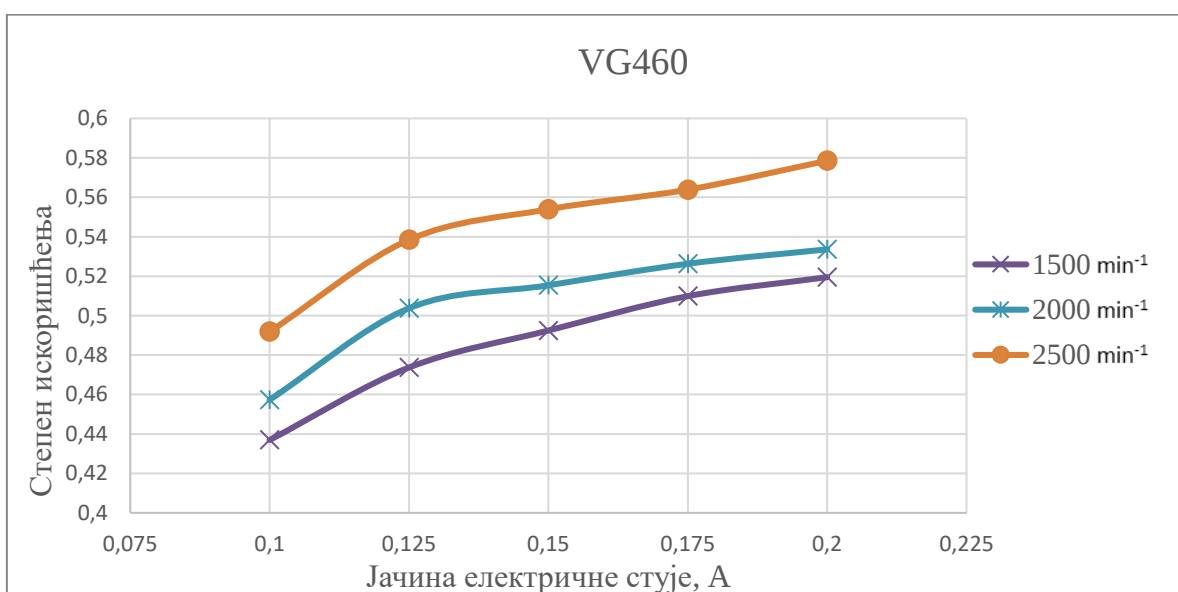
На претходним дијаграмима зависности степена искоришћења од јачине струје може се уочити да са повећањем вискозности уља расте и степен искоришћења. Ова карактеристика је у складу са већ обрађеним литературама и поново их потврђује.

Утицај броја обртаја на степен искоришћења је приказан на следећим упоредним дијаграмима, где су упоређене вредности степена искоришћења у односу на број обртаја за исте вредности вискозности уља. На слици 54 је приказан утицај вредности улазног броја обртаја на степен искоришћења за уље вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$.



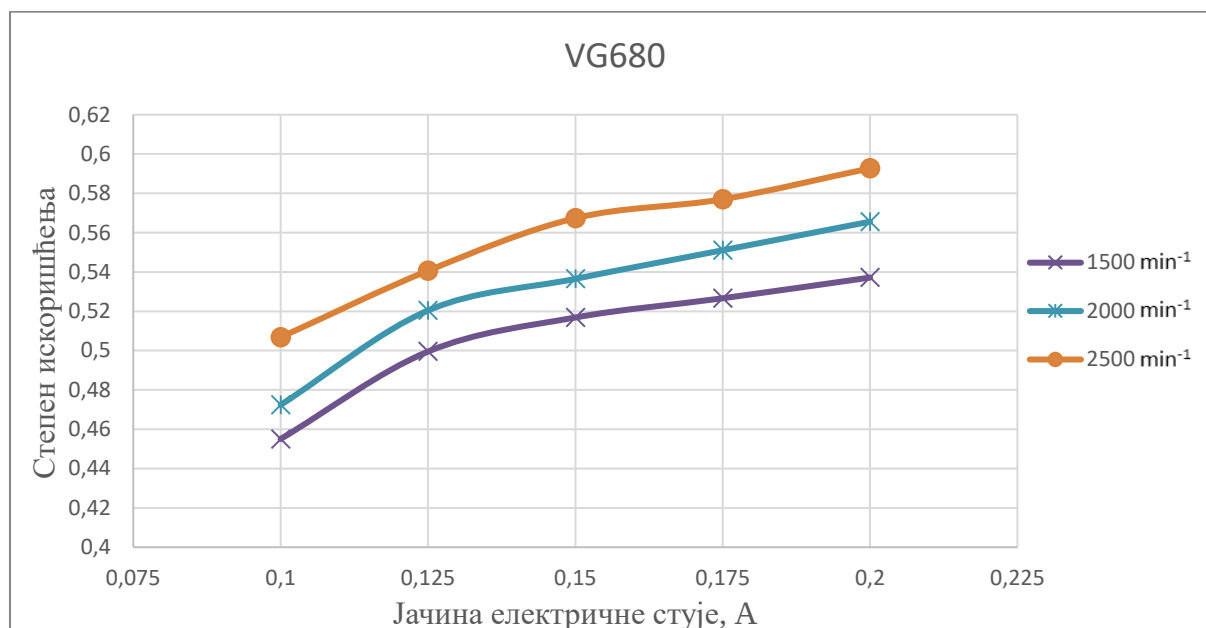
Слика 54. Утицај броја обртаја на степен искоришћења за вискозност $220 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 55 је приказан утицај вредности улазног броја обртаја на степен искоришћења за уље вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$.



Слика 55. Утицај броја обртаја на степен искоришћења за вискозност $460 \text{ mm}^2/\text{s}$

На слици 56 је приказан утицај вредности улазног броја обртаја на степен искоришћења за уље вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$.

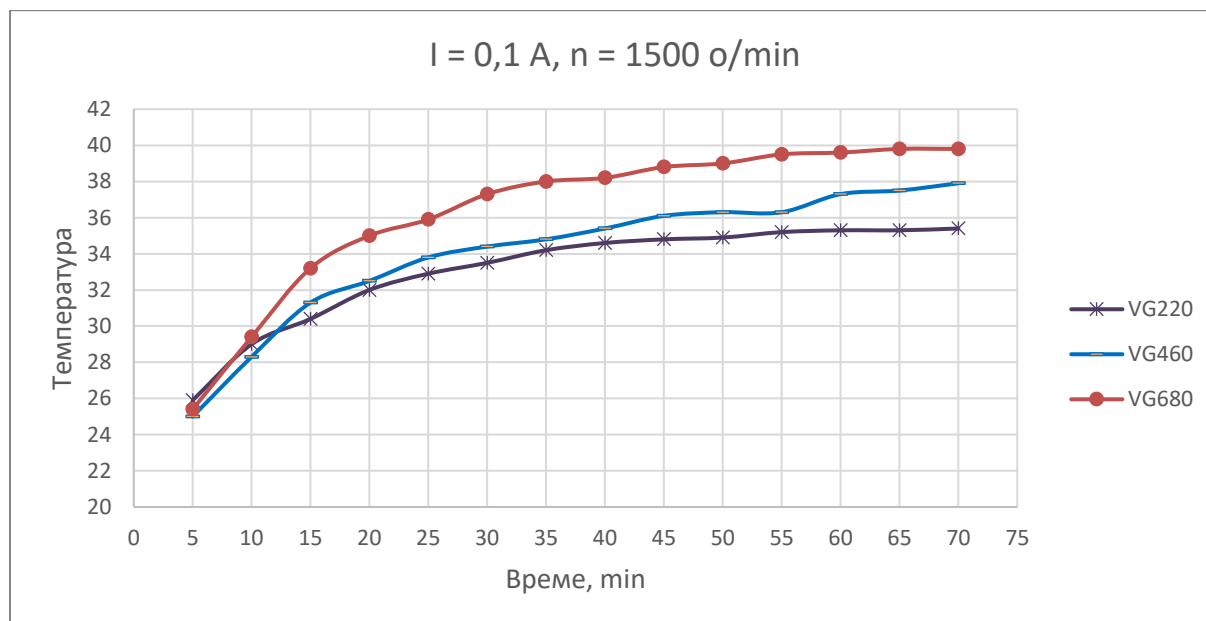


Слика 56. Утицај броја обртаја на степен искоришћења за вискозност $680 \text{ mm}^2/\text{s}$

Са дијаграма се може уочити да је тренд раста степена искоришћења приближан за све врсте уља. Према литератури [22] са повећањем вредности улазног броја обртаја долази до смањења губитака који се јављају у пужном редуктору, стога је очигледно је да се степен искоришћења повећава са повећањем броја обртаја, међутим разлика између степена искоришћења између ове три брзине се смањује како се вискозност повећава, што говори да постоји одређена граница вискозности до које ће редуктор имати све боље карактеристике, док ће превазилажењем те границе, редуктор чак имати нижи степен искоришћења. Такође, при већим вредностима улазног броја обртаја и излазног обртног момента јавља се већи степен искоришћења, то се може објаснити појавом скоро идеалног уљног филма између додирних површина.

9.2 Температура

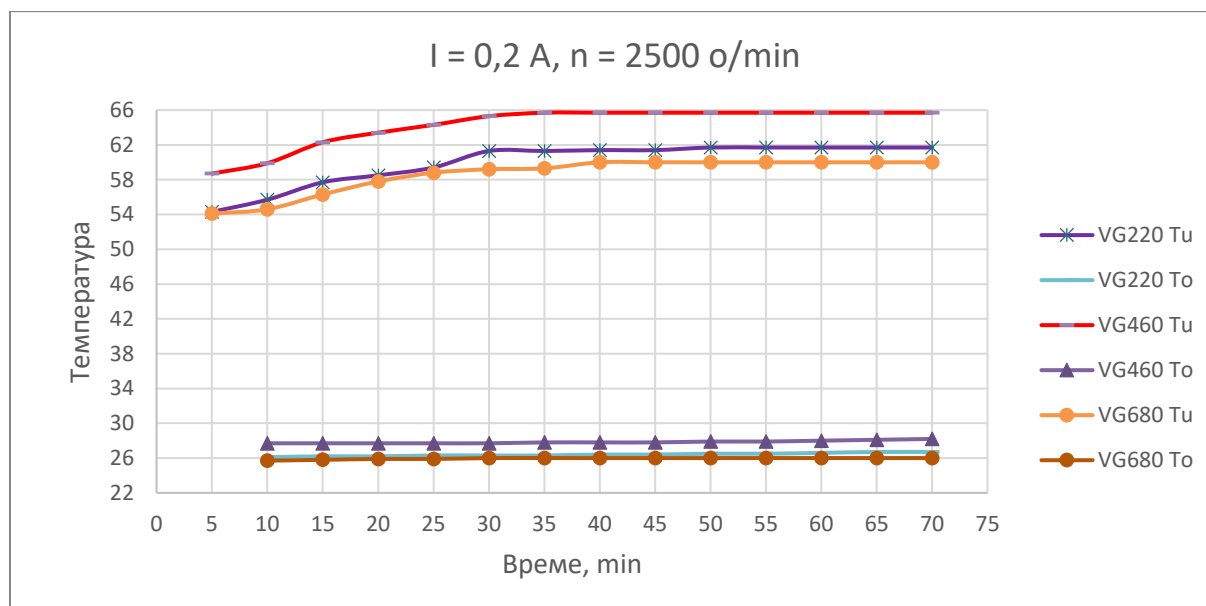
На дијаграмима температуре у претходном поглављу може се уочити да са порастом броја обртаја и порастом оптерећења, расте и температура уља, а уз то и температура кућишта. На слици 57 је дат упоредни дијаграм најнижих вредности температура за свако уље.



Слика 57. Упоредни дијаграм најнижих температура уља за све врсте мазива

Са слике се може уочити да се, за врло малу разлику, при истим условима рада, уље веће вискозности брже загрева. Ова појава се може доказати тврдњом да се уље веће вискозности брже загрева, јер се услед веће вискозности јавља и веће унутрашње трење у мазиву.

На слици 58 је приказан упоредни дијаграм највиших измерених температура, за свако уље појединачно, у односу на температуру околине.



Слика 58. Упоредни дијаграм највиших температура уља за све врсте мазива

Са дијаграма се може уочити да максимална температура уља може бити у вези са температуром окружења T_0 , јер:

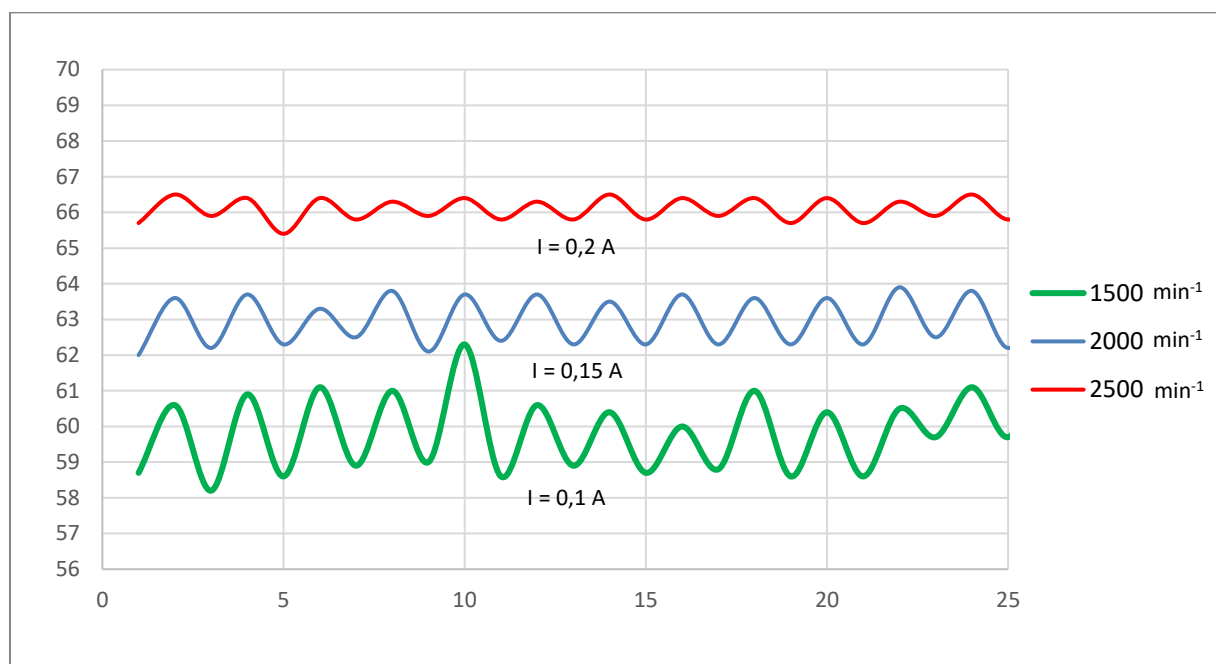
- максимална температура уља вискозности $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ има вредност $61,7^\circ\text{C}$ за температуру окружења $26,7^\circ\text{C}$.
- максимална температура уља вискозности $460 \text{ mm}^2/\text{s}$ има вредност $65,7^\circ\text{C}$ за температуру окружења $28,2^\circ\text{C}$.
- максимална температура уља вискозности $680 \text{ mm}^2/\text{s}$ има вредност 60°C за температуру окружења 26°C .

Оно што се може приметити је да температура окружења има великог утицаја на температуру уља. Са већом температуром окружења већа је и температура уља.

Са дијаграма у претходном поглављу може се уочити разлика температуре кућишта на различитим местима. Температура кућишта је већа изнад улежиштења. Разлог је што у том делу не постоји уље, што доводи до закључка да уље извршава функцију расхлађивања.

9.3 Бука

Како је звук у ствари талас, то значи се креће у осцилацијама и има своју минималну и максималну вредност. На слици 59 дат је упоредни дијаграм за јачину буке, при различитим бројевима обртаја, за различита оптерећења.



Слика 59. Упоредни дијаграм јачине звука за различите бројеве обртаја и различите вредности оптерећења

На претходном дијаграму се може уочити да се ниво буке повећава са повећањем оптерећења, али да се разлика између минималне и максималне вредности смањује са повећањем броја обртаја. Може се закључити да повећање броја обртаја омогућава мирнији рад. Према обављеном испитивању, мазиво нема утицаја на јачину звука.

10. Закључак

Пужни преносници снаге су јединствени преносници снаге. Њихов степен искоришћења има широк дијапазон, што значи да сви фактори који утичу на степен искоришћења имају јако велики утицај код ове врсте преносника, у односу на друге преноснике. Величина степена искоришћења може се у многоструко повећати изменом геометрије пужног преносника, али уколико за то не постоји могућност, степен искоришћења се може кориговати помоћу мазива, његове вискозности и адитивног састава.

Широк дијапазон степена искоришћења оставља доста простора за испитивање. То је разлог зашто се последњих година ради на побољшању и усавршавању ове врсте преносника.

На губитке снаге утиче велики број параметара, попут избора материјала, геометрије преносника, врсте мазива, његове вискозности као и различити услови рада. Вискозност мазива има велики утицај на степен искоришћења пужног преносника. Испитивања су доказала да су синтетичка уља у значајној предности у односу на минерална. Такође већа вискозност значајно повећава вредност степена искоришћења, што је доказано у раду, и представља један од основних фактора при избору мазива за подмазивање пужног преносника. Формирању квалитетног уљног филма потпомажу веће вредности улазног броја обртаја и веће вредности излазног обртног момента.

Један од губитака који се јављају у експлоатацији преносника снаге јесте губитак услед појаве трења додирних површина. Услед трења долази до повећања температуре, тако да је неопходно испитати и величину температуре у различитим режимима рада, јер повећање температуре смањује вискозност мазива и тако утиче на степен искоришћења. Закључује се да се температура повећава са повећањем улазног броја обртаја и излазног обртног момента. Такође је утврђено да и температура окружења утиче на температуру уља. Како је температура уља мања на месту где се уље налази, утврђено је да уље омогућава и релативно хлађење у току рада.

Бука је један од фактора који не утиче на степен искоришћења, међутим утиче на околину у којој се преносник снаге налази. Различити режими рада остварују различите вредности јачине буке. Са повећањем оптерећења, повећава се и ниво буке. Са друге стране повећање броја обртаја смањује распон јачине буке, док сама вискозност мазива нема значајног утицаја на величину буке.

11. Литература

- [1] Стојановић, Б., Благојевић, М.: *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука у Крагујевцу, Крагујевац, 2015.
- [2] Николић, В.: *Машински елементи*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2004.
- [3] Милтеновић, В., Огњановић, М., Машински елементи 2 – елементи за пренос снаге, Машински факултет у Нишу, Ниш, 1995.
- [4] Machine design: интернет адреса: www.machinedesign.com/motors-drives/article/21834720/gear-efficiency-key-to-lower-drive-cost, приступљено: 23.6.2020.
- [5] Magyar, B., Sauer, B.: *Calculation of the Efficiency of Worm Gear Drives*, Power Transmission Engineering, 52-56, 2015
- [6] Turci, M., Ferramola, E., Bisanti, F., Giacomozzi, G.: *Worm Gear Efficiency Estimation and Optimization*, Geartechnology, 46-53, 2016.
- [7] Kim, S. H.: *Worm gear efficiency model considering misalignment in electric power steering systems*, Mech. Sci., 9, 201–210, 2018.
- [8] Siebert, H.: *Worm Gears - Higher Energy Efficiency and Less Strain on Resources*, Geartechnology, 26-30, 2011.
- [9] Alexandru, A. T.: *Worm gears with optimized main geometrical parameters and their efficiency*, Mechanics, 62-65, 2015.
- [10] DIN 3996:2019-09: *Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen*, 2019.
- [11] Радосављевић, З. С.: *Утицај мазива на степен искоришћења пужног редуктора*, Мастер рад, Крагујевац, 2017.
- [12] Merritt, E. H.: *Worm Gear Performance. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 129(1), 127–194. doi:10.1243/pime_proc_1935_129_011_02, 1935.
- [13] Paschold, C., Sedlmair, M., Lohner, T., Stahl, K.: *Efficiency and heat balance calculation of worm gears*, Forsch Ingenieurwes, 115–125, 2020.
- [14] SKF General Catalogue 6000/I EN, June, 2008.
- [15] ISO/TR 14179-2:2001 Gears - Thermal capacity - Part 2: Thermal load-carrying capacity, 2001
- [16] SKF Rolling bearing Catalogue PUB BU/P1 10000/3 EN, August, 2016.
- [17] Changenet, C., Pasquier, M.: *Power losses and heat exchange in reduction gears: Numerical and experimental results*, 2nd International conference on gears, s. 603-613, VDI-Verlag, Dusseldorf, 2002.
- [18] Tietze, W., Riedl, A.: *Taschenbuch Dichtungstechnik*, Vulkan-Verlag, Essen, 2005.
- [19] Rank, B.: *Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben*, Dissertation, FZG TU München, 1996.
- [20] Monz, A.: *Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Fettschmierung*, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt, FVA 522/I, Heft 931, 2010.

- [21] Dubbel: *Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, Germany, Edition 23, 2011.
- [22] DIN 3996: *Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen*, Deutsches Institut für Normung e. V., Beuth Verlag, 2012.
- [23] Radosavljević, S., Stojanović, B., Skulić, A.: *Determination of power losses in worm gear reducer*, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 393, 2018.
- [24] А. Рац: *Мазива и подмазивање машина*, Машински факултет, Београд, 2007.
- [25] *Мазива и подмазивање*, Савез југославенских друштава за примјену горива и мазива, JUGOMA, Загреб, 1986.
- [26] Танасијевић, С.: *Трибологија машинских елемената*, Научна књига, Београд, 1989.
- [27] GUNT: *Experiment Instructions, AT 200 Apparatus for Determination of Gear Efficiency*, 2011.
- [28] Упутство за руковање – инфрацрвени термометар B15, Trotec GmbH & Co. KG
- [29] Упутство за руковање – дигитални мерач нивоа буке BS6, Trotec GmbH & Co. KG